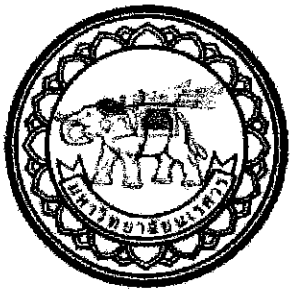


โปรแกรมออกแบบขนาดท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับระบบปรับอากาศ

Program of Chilled Water and Condenser Water Piping Design for Air Conditioning

นายตะวัน	กล่ำเทศ	รหัสนิสิต	45380226
นายศรัณยู	เปพันดุง	รหัสนิสิต	45380237
นายราโชทัย	มหาพรม	รหัสนิสิต	47360821

ห้องสมุดคณะวิศวกรรมศาสตร์
วันที่รับ...../...../.....
เลขทะเบียน 5200076
เลขเรียกหนังสือ.....
มหาวิทยาลัยนเรศวร

I5094367 e.2
วร.
ท1461ป
2551

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร
ปีการศึกษา 2551

ใบรับรองโครงงานวิศวกรรม

หัวข้อโครงงาน : โปรแกรมออกแบบขนาดท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับระบบปรับอากาศ

ผู้ดำเนินโครงงาน : นายตะวัน กล่ำเทศ รหัสนิสิต 45380226
นายศรัณยู เปพันดุง รหัสนิสิต 45380237
นายราโชทัย มหาพรม รหัสนิสิต 47360821

อาจารย์ที่ปรึกษา : อาจารย์ศิษฐ์ภัณฑ์ แคนลา

ภาควิชา : วิศวกรรมเครื่องกล

ปีการศึกษา : 2551

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร อนุมัติให้โครงงานฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะกรรมการสอบโครงงานวิศวกรรม

.....ประธานกรรมการ
(อาจารย์ศิษฐ์ภัณฑ์ แคนลา)

.....กรรมการ
(อาจารย์ปองพันธ์ โอทกานนท์)

.....กรรมการ
(อาจารย์ศลิษา วีรพันธุ์)

หัวข้อโครงงาน	: โปรแกรมออกแบบขนาดท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับระบบปรับอากาศ			
ผู้ดำเนินโครงงาน	: นายตะวัน	กล่ำเทศ	รหัสนิสิต	45380226
	นายศรัณยู	เปพันดุง	รหัสนิสิต	45380237
	นายราโชทัย	มหาพรม	รหัสนิสิต	47360821
อาจารย์ที่ปรึกษา	: อาจารย์ศิษฐ์ภัณฑ์	แดนลา		
ภาควิชา	: วิศวกรรมเครื่องกล			
ปีการศึกษา	: 2551			

บทคัดย่อ

ระบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น เป็นส่วนประกอบสำคัญสำหรับงานวิศวกรรมปรับอากาศและระบายอากาศ ซึ่งในการออกแบบระบบท่อน้ำดังกล่าวนี้ มีวิธีการคำนวณแบบซ้ำๆ และใช้เวลาในการคำนวณมาก ดังนั้นคณะผู้จัดทำจึงแก้ปัญหาดังกล่าวโดยใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขมาเป็นแนวคิดในการออกแบบโปรแกรม เพื่อนำมาช่วยในการออกแบบ โดยพิจารณาจากข้อกำหนดของ American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) มาใช้ในการออกแบบ ซึ่งมีข้อกำหนดดังนี้

1. ความเร็วสูงสุดของน้ำภายในท่อเส้นผ่านศูนย์กลางทุกขนาด จะพิจารณาจากชั่วโมงการทำงาน แต่ต้องไม่เกิน 15 ฟุตต่อวินาที เพื่อป้องกันการเกิดเสียงดังของน้ำ และลดอัตราการสึกกร่อนของบ่าวาล์วและท่อ และความเร็วของน้ำภายในท่อเส้นผ่านศูนย์กลางทุกขนาดต้องไม่ต่ำกว่า 1-2 ฟุตต่อวินาที เพื่อป้องกันอากาศและสิ่งสกปรกตกค้างภายในท่อ

2. ท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยกว่าหรือเท่ากับ 2 นิ้ว จำกัดความเร็วของน้ำภายในท่อไม่เกิน 4 ฟุตต่อวินาที

3. ท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางมากกว่า 2 นิ้วขึ้นไป จำกัดความเสียดทานภายในท่อไม่เกิน 4 ฟุตน้ำต่อความยาวท่อ 100 ฟุต

ซึ่งผลที่ได้จากการวิเคราะห์และเปรียบเทียบค่าเฮดสูญเสียระหว่างการคำนวณแบบปกติและการคำนวณโดยใช้โปรแกรม พบว่าค่าที่ได้ มีค่าใกล้เคียงกัน จากการทดสอบการใช้งานของโปรแกรมและสอบถามความคิดเห็นของนิสิต สาขา วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ ชั้นปีที่ 4 จำนวน 40 คน ได้ข้อสรุปว่า มีความพึงพอใจในการใช้งานและสามารถช่วยลดเวลาในการออกแบบท่อ ซึ่งระบบท่อน้ำเย็นมีความแตกต่างไม่เกิน 7.74 เปอร์เซ็นต์และระบบท่อน้ำหล่อเย็นมีความแตกต่างไม่เกิน 1.81 เปอร์เซ็นต์

Project Title : Programe of Chilled Water and Condenser Water Piping Design for Air – Conditioning

Name : Mr. Tawan Klamtet Code 45380226

Mr. Sarunyoo Pepandung Code 45380237

Mr. Rashothai Mahaprom Code 47360821

Project Advisor : Mr. Sitphan Kanla

Department : Mechanical Engineering

Academic Year : 2008

ABSTRACT

Chilled Water and Condenser Water Piping system, the important components of air-conditioned engineering, are designed by using repeated calculable method and needing more time to calculate. Therefore, to solve those complicated methods, we decided to use the rule of numerical base to be the idea of designing programe that all of the processes are considered from the rule of American Society of Heating, Refrigerating and Air - Conditioning Engineers (ASHRAE) which have three regulations as follows:

1. The highest speed of water within the tube that don't limit the side of diameter will be considered from hour- use; nevertheless, the speed must not over 15 feet/ seconds to prevent noising of water and decrease the attrition rate of valve and the Piping. In addition, the speed of water within the unlimited- side Piping has not to over 1 - 2 feet/seconds to prevent air and dirty thing which may be left over in the Piping.

2. The Piping that has the diameter less than or equal two inches must be limited the speed of water within the Piping (not over 4 feet/seconds).

3. The Piping which has the diameter more than two inches will be limited the friction force which not over four inches water pert 100 feet- length.

From our analyzing and comparing friction loss while calculating normal system and using programe, we found that the result of both systems is alike. Besides, the test of using programe and the exploded poll from 40 students of Faculty of Engineers, Mechanical Engineering Major show that our programe can work satisfactorily and differently.

กิตติกรรมประกาศ

ผู้ทำโครงงาน ขอขอบพระคุณท่านอาจารย์ศิษฐ์ภัณฑ์ แคนลา ที่ได้กรุณาสละเวลาในการให้คำปรึกษาทั้งทางทฤษฎีและทางปฏิบัติ พร้อมทั้งให้ความช่วยเหลือและแนะนำอย่างดีตลอดการทำโครงงานและขอขอบพระคุณท่านอาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล และท่านอาจารย์ทุกท่านที่เกี่ยวข้อง ที่คอยดูแลพร้อมทั้งให้คำปรึกษาและอำนวยความสะดวกในการศึกษาเล่าเรียนและการทำโครงงานในครั้งนี้ด้วยดีตลอดมา

นายตะวัน กล่ำเทศ
นายศรัณยู เปพันดุง
นายราโชทัย มหาพรม

สารบัญ

	หน้า
ใบรับรองโครงงาน	ก
บทคัดย่อ	ข
Abstract	ค
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญ	จ
สารบัญรูปภาพ	ซ
สารบัญตาราง	ญ
สารบัญกราฟ	ฎ
ลำดับสัญลักษณ์	ฐ
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ที่มาและความสำคัญ	1
1.2 วัตถุประสงค์	1
1.3 ขอบเขตของโครงงาน	1
1.4 แผนการดำเนินงาน	2
1.5 ผลคาดว่าที่จะได้รับ	2
1.6 งบประมาณที่ใช้	2

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

บทที่ 2 หลักการและทฤษฎี

2.1 ระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลาง (Central Air Conditioning) 3

2.2 ระบบท่อน้ำ 5

2.3 การจัดระเบียบท่อน้ำทางกลับ (water return arrangement) 7

2.4 อุปกรณ์ประกอบและวาล์วในระบบปรับอากาศ 9

2.5 การออกแบบท่อน้ำ (water piping design) 11

2.6 ความเร็วของน้ำในท่อ (water velocity) 12

2.7 ความยาวท่อ (pipe length) 17

2.8 สมการที่ใช้ในการออกแบบโปรแกรมออกแบบท่อน้ำเย็นและน้ำหล่อเย็น 19

2.9 Microsoft Visual Studio 2005 25

บทที่ 3 ขั้นตอนการดำเนินงานและข้อสมมติฐาน

3.1 สมมติฐานทางวิศวกรรม 26

3.2 สมการที่ใช้ในโปรแกรม 26

3.3 ขั้นตอนการคำนวณ 27

3.4 โปรแกรมที่ได้ทำการออกแบบ 38

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 4 ผลการดำเนินงาน	
4.1 ผลจากการเปรียบเทียบการใช้โปรแกรมกับการคำนวณด้วยมือ	42
4.1.1 ในระบบท่อน้ำเย็น	42
4.1.2 ในระบบท่อน้ำหล่อเย็น	48
บทที่ 5 สรุปผลการดำเนินงาน	
5.1 สรุปผลการทดลอง	52
5.2 ข้อเสนอแนะ	52
อ้างอิง	54
ภาคผนวก	55

สารบัญรูปภาพ

	หน้า
รูปที่ 2.1 แสดงระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ	3
รูป 2.2 Refrigeration Cycle ภายในเครื่องทำน้ำเย็น	4
รูปที่ 2.3 ระบายความร้อนด้วยอากาศ(Air Cooled Water Chiller)	4
รูปที่ 2.4 ระบบท่อน้ำเย็น (Chilled Water Piping)	6
รูปที่ 2.5 ระบบท่อหล่อน้ำเย็น (Condenser Water Piping)	6
รูปที่ 2.6 Reverse return piping	7
รูปที่ 2.7 Reverse return header with direct return risers	8
รูปที่ 2.8 Direct return piping	8
รูปที่ 2.9 Gate Valve	9
รูปที่ 2.10 Butterfly Valve	9
รูปที่ 2.11 Strainer	9
รูปที่ 2.12 Flexible Joint	10
รูปที่ 2.13 Check Valve	10
รูปที่ 2.14 Globe valve	10
รูปที่ 2.15 Ball valve	10
รูปที่ 2.16 Balancing Valve	11
รูปที่ 2.17 แสดงทิศทางการไหลของของไหลในท่อ 3 ทางแบบไหลตรงแบบท่อเท่าเดิม	20

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

หน้า

รูปที่ 2.18 แสดงทิศทางการไหลของของไหลในท่อ 3 ทางแบบไหลตรงแบบท่อลด 20

รูปที่ 2.19 แสดงทิศทางการไหลของของไหลในท่อ 3 ทางแบบไหลตรงแบบท่อเพิ่ม 20

รูปที่ 2.20 แสดงทิศทางการไหลของของไหลในท่อ 3 ทางแบบไหลเลี้ยวท่อเท่าเดิม 21

รูปที่ 2.21 แสดงทิศทางการไหลของของไหลในท่อ 3 ทางแบบไหลเลี้ยวท่อลด 21

รูปที่ 2.22 แสดงทิศทางการไหลของของไหลในท่อ 3 ทางแบบไหลเลี้ยวท่อเพิ่ม 21

รูปที่ 3.1 แสดงวงจรท่อน้ำเย็นที่ใช้ในการคำนวณ 28

รูปที่ 3.2 แสดงท่อน้ำหล่อเย็นที่ใช้ในการคำนวณ 37

รูปที่ 3.5 แสดงหน้าแรกของโปรแกรมการออกแบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น 39

รูปที่ 3.6 แสดงการเลือกระบบของโปรแกรมการออกแบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น 40

รูปที่ 3.7 แสดงการเลือกระบบอุปกรณ์ของโปรแกรมการออกแบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น 40

รูปที่ 3.8 แสดงการเลือกระบบข้อต่อ 3 ทางของโปรแกรมการออกแบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น 41

รูปที่ 4.1 แสดงวงจรของท่อน้ำเย็น 42

รูปที่ 4.2 แสดงวงจรของท่อน้ำหล่อเย็น 48

สารบัญตาราง

หน้า

ตารางที่ 1.1 ระยะเวลาและแผนการดำเนินงาน 2

ตารางที่ 2.1 แสดงค่าความเร็วสูงสุดของน้ำที่ไม่ทำให้เกิดการกัดกร่อนในท่อ 15 ฟุต/วินาที 16

ตารางที่ 2.2 ขนาดท่อน้ำเย็นที่ความเร็วของน้ำเย็นภายในท่อไม่เกิน 15 ฟุต/วินาที (ทำงาน 4 ชั่วโมง/วัน) 16

ตารางที่ 2.3 การหาขนาดท่อน้ำหล่อเย็นที่ความเร็วภายในท่อไม่เกิน 15 ฟุต/วินาที (ทำงาน 4 ชั่วโมง/วัน) 17

ตารางที่ 2.4 แสดงค่าความยาวสมมูลของวาล์วแบบต่างๆ (ฟุต) 18

ตารางที่ 2.5 หาความยาวสมมูล (ฟุต) ของข้องอชนิดต่างๆ 23

ตารางที่ 2.6 หาความยาวสมมูล (ฟุต)ของข้อลด-ข้อเพิ่มชนิดต่างๆ 24

ตารางที่ 1ก แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (8 ฟุต/วินาที) 59

ตารางที่ 1ข แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (10 ฟุต/วินาที) 61

ตารางที่ 1ค แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (12 ฟุต/วินาที) 63

ตารางที่ 1ง แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (13 ฟุต/วินาที) 65

ตารางที่ 1จ แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (14 ฟุต/วินาที) 67

ตารางที่ 1ฉ แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (15 ฟุต/วินาที) 69

ตารางที่ 2ก แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (8 ฟุต/วินาที) 71

ตารางที่ 2ข แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (10 ฟุต/วินาที) 73

ตารางที่ 2ค แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (12 ฟุต/วินาที) 75

ตารางที่ 2ง แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (13 ฟุต/วินาที) 77

ตารางที่ 2จ แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (14 ฟุต/วินาที) 79

ตารางที่ 2ฉ แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (15 ฟุต/วินาที) 81

สารบัญกราฟ

หน้า

กราฟที่ 2.1 แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (15 ฟุต/วินาที) 14

กราฟที่ 2.2 แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (15 ฟุต/วินาที) 15

กราฟที่ 4.1 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณด้วยมือและการคำนวณด้วยโปรแกรมที่ อุณหภูมิแตกต่าง 8 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน 43

กราฟที่ 4.2 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณด้วยมือและการคำนวณด้วยโปรแกรมที่ อุณหภูมิแตกต่าง 10 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน 44

กราฟที่ 4.3 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณด้วยมือและการคำนวณด้วยโปรแกรมที่ อุณหภูมิแตกต่าง 12 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน 45

กราฟที่ 4.4 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณด้วยมือและการคำนวณด้วยโปรแกรมที่ อุณหภูมิแตกต่าง 14 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน 46

กราฟที่ 4.5 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณด้วยมือและการคำนวณด้วยโปรแกรมที่ อุณหภูมิแตกต่าง 16 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน 47

กราฟที่ 4.6 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณด้วยมือและการคำนวณด้วยโปรแกรมที่ อุณหภูมิแตกต่าง 8 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน 49

กราฟที่ 4.7 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณด้วยมือและการคำนวณด้วยโปรแกรมที่ อุณหภูมิแตกต่าง 10 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน 49

กราฟที่ 4.8 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณด้วยมือและการคำนวณด้วยโปรแกรมที่ อุณหภูมิแตกต่าง 12 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน 50

สารบัญกราฟ (ต่อ)

หน้า

กราฟที่ 4.9 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณด้วยมือและการคำนวณด้วยโปรแกรมที่ อุณหภูมิแตกต่าง 14 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน 50

กราฟที่ 4.10 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณด้วยมือและการคำนวณด้วยโปรแกรมที่ อุณหภูมิแตกต่าง 16 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน 51

รูปกราฟที่ 1ก แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ 58

รูปกราฟที่ 1ข แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ 60

รูปกราฟที่ 1ค แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ 62

รูปกราฟที่ 1ง แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ 64

รูปกราฟที่ 1จ แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ 66

รูปกราฟที่ 1ฉ แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ 68

รูปกราฟที่ 2ก แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ 70

รูปกราฟที่ 2ข แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ 72

รูปกราฟที่ 2ค แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ 74

รูปกราฟที่ 2ง แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ 76

รูปกราฟที่ 2จ แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ 78

รูปกราฟที่ 2ฉ แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ 80

ลำดับสัญลักษณ์

H = เฮดสูญเสีย (FT. of WG.)

GPM = อัตราการไหลของน้ำเย็น แกลลอนต่อนาที

TON = ขนาดทำความเย็น ของอุปกรณ์ทำความเย็น ตัน

ΔT = อุณหภูมิแตกต่างระหว่างทางเข้าและออก

L = ค่าความยาวของท่อน้ำมีหน่วยเป็นเมตร

C = คือค่าตัวประกอบความหยาบของท่อ

d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเล็ก

D = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อใหญ่

ตัวห้อย

AHU = เครื่องส่งลมเย็น

BUT = วาล์วปีกผีเสื้อ

CH = เครื่องทำน้ำเย็น

CHECK = วาล์วกันกลับ

CV = วาล์วควบคุม

FITTING = อุปกรณ์ประกอบระบบท่อ

FLEX = ข้อต่ออ่อน

GLOBE = โกล๊บวาล์ว

GATE = วาล์วประตูน้ำ

PIPE = ท่อน้ำเย็น

PUMP = เครื่องสูบน้ำเย็น

VALVE = วาล์ว

STRAIN = สเตรนเนอร์

TEE = ข้อต่อตัวที

90ST = ข้องอ 90 องศา มาตรฐาน

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ระบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็นเป็นส่วนประกอบหลักของงานวิศวกรรมปรับอากาศและระบายอากาศ ระบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็นที่ดีจะทำให้ระบบปรับอากาศและระบายอากาศ ประหยัดพลังงาน ประหยัดค่าติดตั้ง ไม่มีปัญหาจากเสียงดังรบกวน และมีความมั่นคงแข็งแรง ซึ่งปัจจุบันนี้ได้มีเครื่องมือที่ใช้เพื่อคำนวณหาขนาดของท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น ทำให้วิศวกรไม่ต้องเสียเวลาในการคำนวณให้ยุ่งยาก การนำโปรแกรมมาใช้ในการคำนวณก็เป็นทางเลือกหนึ่งที่น่าสนใจเพราะมีความสะดวกและรวดเร็วในการใช้งาน แต่ส่วนใหญ่โปรแกรมเหล่านี้จะถูกออกแบบและจำกัดเวลาการใช้งานเนื่องจากเป็นตัวอย่างให้ทดลองใช้ ทำให้เมื่อเราต้องการที่จะนำโปรแกรมเหล่านั้นมาใช้ประโยชน์ก็จำเป็นที่จะต้องจ่ายเงินเพื่อซื้อโปรแกรมเหล่านั้นมาใช้หรือไม่ก็ถูกจำกัดเวลาการใช้งานทำให้ไม่ได้รับความสะดวกเท่าที่ควร

ดังนั้นโครงงานนี้จึงศึกษาและเขียนโปรแกรมเพื่อหาขนาดของท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็นเพื่อตอบสนองต่อความต้องการของวิศวกรในประเทศและเพื่อเป็นจุดเริ่มต้นที่ดีที่จะพัฒนาการเขียนโปรแกรมอื่นๆขึ้นมาใช้งานโดยที่ไม่ต้องพึ่งพาโปรแกรมของชาวต่างชาติ

1.2 วัตถุประสงค์

1.2.1 ได้ศึกษาทฤษฎีและมาตรฐานการออกแบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น

1.2.1 ได้เรียนรู้การเขียนโปรแกรมด้วยภาษา Visual Basic

1.2.3 ได้โปรแกรมการออกแบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็นมาใช้งาน

1.3 ขอบเขตของโครงงาน

ศึกษาและทำการออกแบบโปรแกรมเพื่อนำมาใช้ในการคำนวณออกแบบขนาดของท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น ด้วยโปรแกรมไมโครซอฟต์วิสชวลเบสิค (Microsoft Visual Basic)

1.4 แผนการดำเนินงาน

1.4.1 ศึกษาทฤษฎีการออกแบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น

1.4.2 ศึกษาโปรแกรมไมโครซอฟต์วิสชวลเบสิค (Microsoft Visual Basic)

1.4.3 ออกแบบโครงสร้างของโปรแกรมเบื้องต้น

1.4.4 ทำการเขียนโปรแกรม

1.4.5 พัฒนาโปรแกรม พร้อมทั้งทดสอบการใช้งานจริง

1.4.6 สรุปผลการทำงานและเขียนคู่มือการใช้งาน

โครงงานเริ่มต้นเดือน มิถุนายน 2551 สิ้นสุดเดือนกันยายน 2551 รวมเป็นเวลา ทั้งสิ้น 4 เดือน

ตารางที่ 1.1 ระยะเวลาและแผนการดำเนินงาน

ระยะเวลาและแผนการดำเนินงาน	มิ.ย.	ก.ค.	ส.ค.	ก.ย.
1. ศึกษาทฤษฎีการออกแบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น				
2. ศึกษาโปรแกรมไมโครซอฟต์วิสชวลเบสิค				
3. ออกแบบโครงสร้างของโปรแกรมเบื้องต้น				
4. ทำการเขียนโปรแกรม				
5. พัฒนาโปรแกรม พร้อมทั้งทดสอบการใช้งานจริง				
6. สรุปผลการทำงานและเขียนคู่มือการใช้งาน				

1.5 ผลที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1 เพื่อช่วยให้ประหยัดเวลาในการคำนวณการออกแบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็นของระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลาง

1.5.2 เพื่อลดต้นทุนในการซื้อโปรแกรมมาใช้งาน

1.6 งบประมาณที่ใช้

1.6.1 ค่าถ่ายเอกสารและค่าเข้าเล่มโครงงาน

1.6.2 ค่าหนังสือข้อมูล

1.6.3 ค่าหมึกพิมพ์

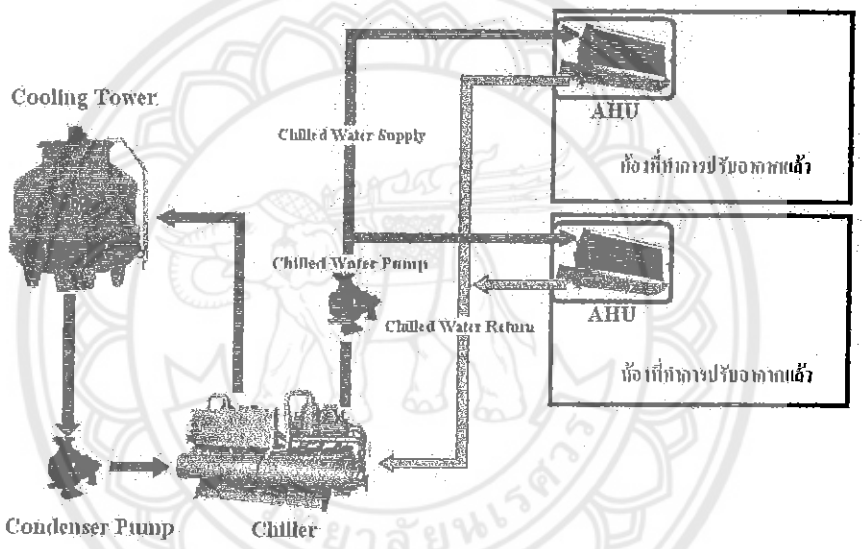
1.6.4 อื่นๆ

รวมเป็นเงิน 2,000 บาท (สองพันบาทถ้วน)

บทที่ 2
หลักการและทฤษฎี

2.1 ระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลาง (Central Air Conditioning)

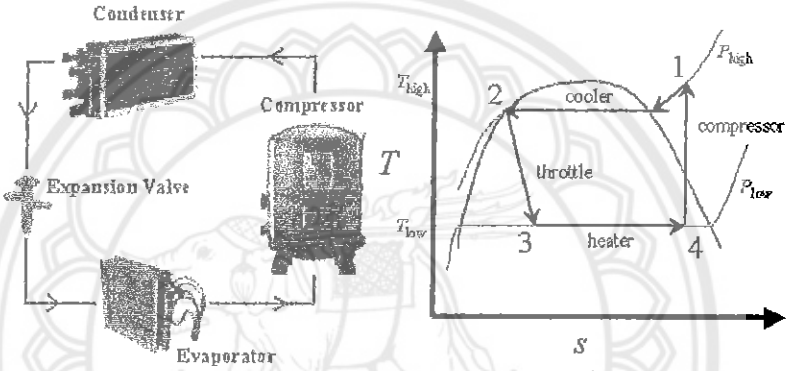
ปัจจุบันอาคารใหญ่ๆ อาทิเช่น โรงเรียน ห้างสรรพสินค้า โรงแรม หรือสำนักงานต่างๆ จะนิยมระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางโดยสามารถแสดงเป็นระบบได้ดังรูป 2.1



รูปที่ 2.1 แสดงระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ

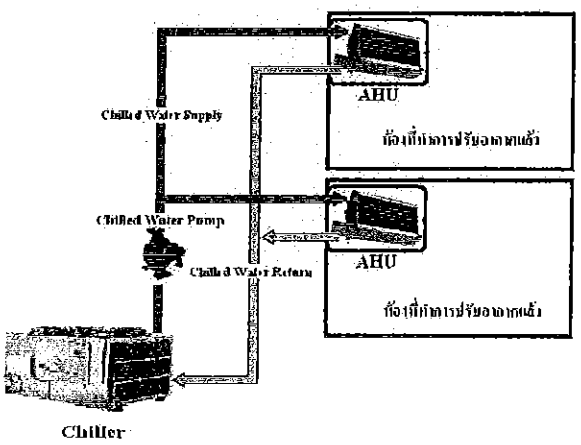
กล่าวคือแทนที่จะใช้สารทำความเย็นเป็นตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศภายในอาคารโดยตรงก็นำสารทำความเย็นมาเป็นตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับน้ำที่คอยล์เย็น (Evaporator) ของเครื่องทำน้ำเย็น (Water Chiller) เมื่อน้ำกลายเป็นน้ำเย็น (Chilled Water) อุณหภูมิต่ำแล้วก็จะถูกส่งไปตามระบบท่อ (Piping System) ซึ่งท่อน้ำเย็นที่ส่งน้ำเย็นจะเรียกว่าน้ำเย็นจ่าย (Chilled Water Supply) โดยอาศัยแรงดันจากเครื่องสูบน้ำเย็น (Chilled Water Pump) เพื่อไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศภายในห้องที่เครื่องส่งลมเย็น (Air Handling Unit, AHU หรือ Fan coil Unit, FCU) เมื่อน้ำ

มีอุณหภูมิสูงขึ้น ก็จะถูกส่งไปที่เครื่องทำน้ำเย็น โดย ท่อน้ำเย็นหลังจากออกจากเครื่องส่งลมเย็น เรียกว่าน้ำเย็นกลับ (Chilled Water Return) เพื่อกลับไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็นที่คอยล์เย็นของเครื่องทำน้ำเย็นทำให้กลายเป็นน้ำเย็นที่มีอุณหภูมิต่ำและนำกลับมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศที่ เครื่องส่งลมเย็น อีกครั้ง ส่วนสารทำความเย็นเมื่อได้รับความร้อนจากน้ำจนอุณหภูมิสูงขึ้นก็จะถูกคอมเพรสเซอร์(Compressor) ของเครื่องทำน้ำเย็นอัดทำให้สารทำความเย็นมีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้นและจะถูกส่งไประบายความที่คอยล์ร้อน (Condenser) ของเครื่องทำน้ำเย็นทำให้สารทำความเย็นมีอุณหภูมิลดต่ำลง โดยสามารถแสดงเป็น Refrigeration Cycle ได้ดังนี้



รูป 2.2 Refrigeration Cycle ภายในเครื่องทำน้ำเย็น

จากรูปที่ 2.1 เมื่อสารทำความเย็นมีอุณหภูมิลดต่ำลงแล้ว ก็จะถูกส่งผ่านวาล์วลดความดัน (Expansion Valve) จนสารทำความเย็นมีอุณหภูมิและความดันต่ำจากนั้นจะถูกส่งกลับไปที่คอยล์เย็นเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเย็นที่มีอุณหภูมิสูงต่อไป ซึ่งการระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็นจะแบ่งออกเป็น 2 ชนิด คือ เครื่องทำน้ำเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air Cooled Water Chiller) และเครื่องทำน้ำเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water Cooled Water Chiller)



รูปที่ 2.3 ระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air Cooled Water Chiller)

รูปที่ 2.3 แสดงระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศโดยที่เมื่อน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็นที่เครื่องทำน้ำเย็นจนมีอุณหภูมิและความดันต่ำก็จะอาศัยแรงดันจากเครื่องสูบน้ำเย็นส่งน้ำเย็นเข้าไปที่ระบบท่อเพื่อส่งผ่านส่งไปยังเครื่องจ่ายลมเย็นที่ติดตั้งอยู่ตามส่วนต่าง ๆ ของอาคารเมื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศภายในอาคารจนกระทั่งน้ำอุณหภูมิสูงขึ้นก็จะถูกส่งไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็นที่คอยล์ร้อนต่อไป โดยที่ชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศนั้นจะใช้พัดลมดูดอากาศมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็นโดยตรงที่คอยล์ร้อน

ระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำดังแสดงในรูปที่ 2.1 โดยที่ ระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำจะมีวิธีการปรับอากาศจะคล้ายคลึงชนิดการระบายความร้อนด้วยอากาศ คือ เมื่อน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็นที่เครื่องทำน้ำเย็นจนมีอุณหภูมิและความดันต่ำก็จะอาศัยแรงดันจากเครื่องสูบน้ำเย็นส่งน้ำเย็นเข้าไปที่ระบบท่อเพื่อส่งผ่านส่งไปยังเครื่องจ่ายลมเย็นที่ติดตั้งอยู่ตามส่วนต่าง ๆ ของอาคารเมื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศภายในอาคารจนกระทั่งน้ำอุณหภูมิสูงขึ้นก็จะถูกส่งไปตามระบบท่อเพื่อกลับไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็นที่คอยล์ร้อน โดยจะอาศัยน้ำหล่อเย็นจากหอผึ่งน้ำมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็นโดยตรงที่คอยล์ร้อน ดังแสดงในรูปที่ 2.3

จะเห็นว่าระบบปรับอากาศแบบทำความความเย็นจากส่วนกลาง ระบบท่อถือเป็นสิ่งสำคัญเพราะมีหน้าที่ลำเลียงน้ำเย็นไปยังส่วนต่างๆของระบบ ดังนั้นจะขอกล่าวถึงระบบท่อเพื่อเป็นแนวทางในการออกแบบโปรแกรมต่อไป

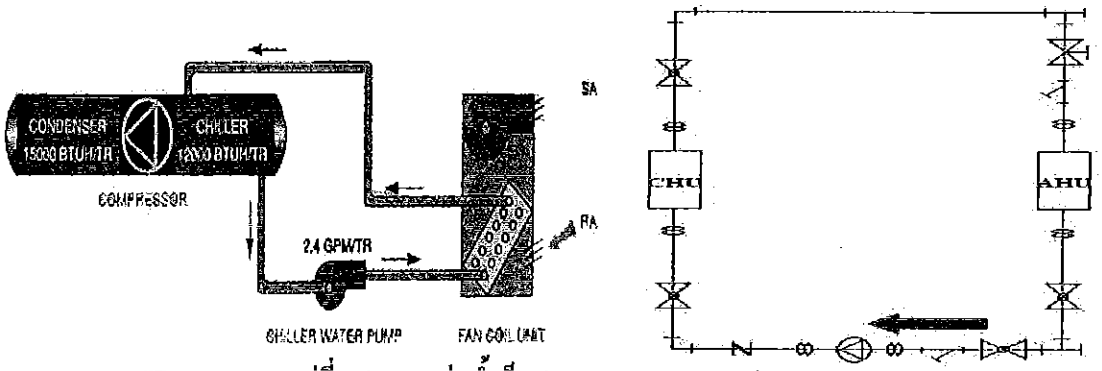
2.2 ระบบท่อน้ำ

ท่อน้ำที่ใช้ในงานทำความเย็นคือท่อที่ติดตั้งอยู่ระหว่างอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบ ซึ่งสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ระบบ คือระบบเปิดและระบบปิด

1.ระบบเปิด คือ ระบบที่ท่อน้ำจะเปิดสู่บรรยากาศ เช่น ระบบน้ำหล่อเย็น ระบบท่อประปา

2. ระบบปิด คือ ระบบที่น้ำไหลเวียนในระบบโดยไม่เปิดสู่บรรยากาศ เช่น ระบบท่อน้ำที่ใช้ในระบบน้ำเย็น

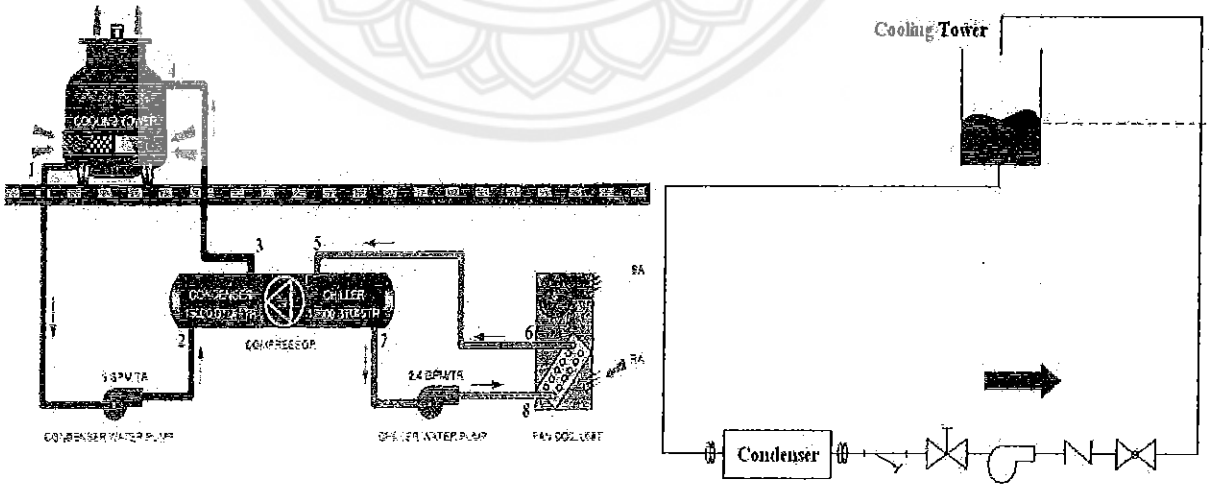
2.2.1 ระบบท่อน้ำเย็น (Chilled Water Piping)



รูปที่ 2.4 ระบบท่อน้ำเย็น (Chilled Water Piping)

ระบบท่อน้ำเย็นคือระบบท่อที่นำน้ำเย็นจากเครื่องทำน้ำเย็นไปยังเครื่องจ่ายลมเย็น เมื่อน้ำเย็นแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศภายในอาคารแล้วอุณหภูมิก็จะสูงขึ้นก็จะถูกเครื่องสูบน้ำเย็นส่งกลับไปทำให้ลดอุณหภูมิที่เครื่องทำน้ำเย็นใหม่ซึ่งน้ำเย็นที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็นจะมีอุณหภูมิประมาณ 45 องศาฟาเรนไฮต์ และเมื่อน้ำเย็นแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศภายในห้องที่เครื่องส่งลมเย็นแล้วน้ำจะมีอุณหภูมิสูงขึ้นเป็นประมาณ 55 องศาฟาเรนไฮต์ ซึ่งท่อทั้งหมดจะต้องหุ้มฉนวนเพราะที่อุณหภูมินี้หากไม่หุ้มฉนวนจะมีน้ำเกาะและหยดลงเป็นทางได้ ระบบท่อน้ำเย็นว่าเป็นระบบปิด เพราะน้ำเย็นจะหมุนเวียนอยู่อย่างนี้ภายในระบบท่อและไม่มีส่วนใดเปิดออกสู่อากาศภายนอก

2.2.2 ระบบท่อน้ำหล่อเย็น (Condenser Water Piping)



รูปที่ 2.5 ระบบท่อหล่อน้ำเย็น (Condenser Water Piping)

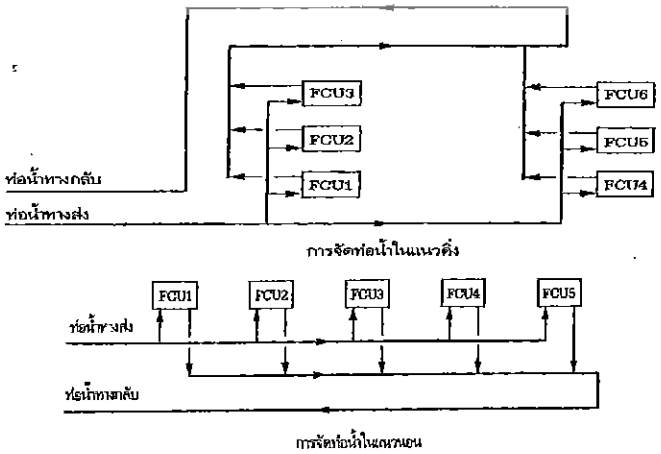
ในกรณีที่เครื่องทำน้ำเย็นเป็นชนิดที่ระบายความร้อนด้วยน้ำก็จะต้องมีระบบท่อน้ำหล่อเย็นเพื่อระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็น ซึ่งระบบนี้จะประกอบไปด้วยหอผึ่งน้ำ(Cooling Tower) ท่อน้ำหล่อเย็น (Condenser Water Piping) และปั๊มน้ำหล่อเย็น (Condenser Water Pump) โดยน้ำหล่อเย็นจะถูกปั๊มส่งผ่านคอยล์ร้อนของเครื่องทำความเย็นเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็นที่แลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเย็นมาแล้ว จนกระทั่งน้ำหล่อเย็นมีอุณหภูมิสูงขึ้นเป็นประมาณ 95 องศาฟาเรนไฮต์ ก็จะถูกส่งไประบายความร้อนที่หอระบายความร้อน เมื่อน้ำหล่อเย็นอุณหภูมิลดลงเหลือประมาณ 85 องศาฟาเรนไฮต์ ก็จะถูกปั๊มน้ำหล่อเย็นส่งผ่านคอยล์ร้อนวนไปอย่างนี้เรื่อยๆ ระบบนี้นับเป็นระบบเปิด เนื่องจากผึ่งน้ำมีลักษณะเป็นหอฉีดน้ำ และมีอ่างรับและมีน้ำหล่อเย็นบางส่วนระเหยออกสู่อากาศภายนอก

2.3 การจัดระเบียบท่อน้ำทางกลับ (water return arrangement)

คือระบบที่นำน้ำที่ผ่านการแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศภายในห้องแล้วห้องหมุนเวียนกลับมาผ่านเครื่องทำน้ำเย็นเพื่อลดอุณหภูมิและส่งไปใช้งานใหม่ สำหรับระบบที่มีการจ่ายน้ำเย็นผ่านเครื่องส่งลมเย็นตั้งแต่ 2 ชุดขึ้นไป สามารถจัดระบบท่อน้ำทางกลับได้ 3 วิธี ดังนี้

2.3.1 การจัดท่อน้ำทางกลับแบบไหลย้อนกลับ (reverse return piping)

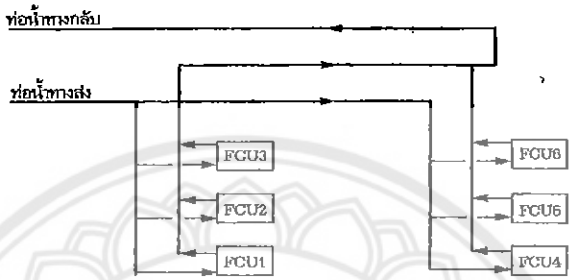
ใช้สำหรับจัดท่อน้ำทางกลับในระบบที่เครื่องส่งลมเย็นแต่ละชุดมีค่าความดันลด (pressure drop) เท่ากันหรือใกล้เคียงกันใช้เฉพาะกับระบบท่อน้ำแบบปิด และเพื่อความประหยัดและสะดวกในการติดตั้งจึงมักออกแบบให้ใช้ในกรณีที่เป็นอาคารสร้างใหม่ ความยาวของท่อน้ำในระบบตั้งแต่ท่อน้ำทางส่ง (supply piping) จนถึงท่อน้ำทางด้านกลับ (return piping) ในเครื่องส่งลมเย็นทุกชุดจะมีระยะทางเท่ากันหมด จึงไม่ต้องใช้วาล์วปรับความสมดุลในท่อ (balancing valve)



รูปที่ 2.6 Reverse return piping

2.3.2 การจัดท่อน้ำทางกลับแบบผสม (Reverse return header with direct return risers)

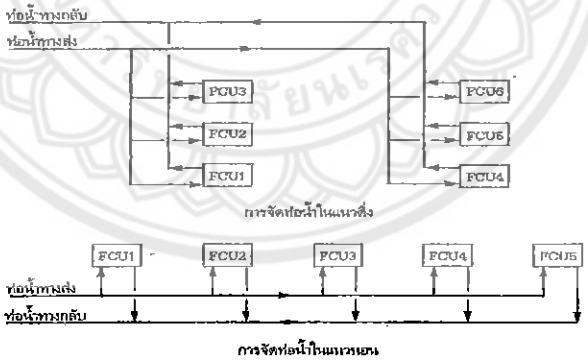
เป็นการจัดท่อน้ำทางกลับเพื่อความสะดวกและความประหยัดในการติดตั้ง โดยการจัดท่อเป็นแบบไหลย้อนกลับไว้ที่อาคารด้านบน ส่วนท่อช่วงที่ต่อระหว่างเครื่องส่งลมเย็นทุกชุดในแต่ละชั้นของอาคารจะจัดท่อเป็นแบบกลับ เนื่องจากค่าความดันลดในท่อช่วงที่ผ่านเครื่องส่งลมเย็นแต่ละชุดมีค่าแตกต่างกัน จึงจำเป็นต้องใช้วาล์วปรับความสมดุลในท่อ



รูปที่ 2.7 Reverse return header with direct return risers

2.3.3 การจัดท่อน้ำทางกลับแบบไหลกลับโดยตรง (Direct return piping)

เป็นการจัดท่อน้ำทางกลับที่ใช้เป็นระบบเปิด หรือใช้กับระบบปิดที่ต้องมีวาล์วปรับความสมดุลเพื่อปรับอัตราการไหลของน้ำที่ผ่านเครื่องส่งลมเย็นแต่ละชุด และเนื่องจากความยาวของท่อน้ำที่ใช้ทั้งหมดสั้นกว่า ติดตั้งง่ายกว่า ใช้พื้นที่น้อยกว่า จึงประหยัดกว่าแบบอื่น

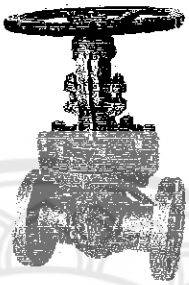


รูปที่ 2.8 Direct return piping

โดยท่อที่ใช้ในระบบ Chilled Water Piping จะเป็น ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนต่ำ (Carbon Steel : ASTM A53 Schedule 40 Seamless)เนื่องจากในระบบท่อน้ำเย็น เป็นระบบปิด เพราะฉะนั้นโอกาสที่น้ำจะสัมผัสกับอากาศจึงไม่มี จึงทำให้อัตราการเกิดออกซิเดชั่นในน้ำต่ำในขณะที่ท่อที่ใช้ในระบบ Condenser Water Piping จะเลือกใช้ Galvanized steel pipe เนื่องจากในระบบท่อน้ำหล่อเย็นน้ำที่ใช้หล่อเย็นต้องสัมผัสกับอากาศในขณะที่ระบายความร้อนออกจึงมีโอกาสที่ออกซิเจนจะสลายในน้ำมากขึ้น จึงเป็นการเร่งปฏิกิริยาออกซิเดชั้นในน้ำ จึงทำให้ท่อโลหะที่ใช้ลำเลียงน้ำเกิดเป็นสนิมได้เร็วกว่า

2.4 อุปกรณ์ประกอบและวาล์วในระบบปรับอากาศ

2.4.1 Gate Valve เอาไว้ทำหน้าที่เป็น Shut-off Valve เวลาต้องการซ่อมบำรุงเครื่องจักร โดยปกติแล้ว เครื่องจักรและอุปกรณ์ใดๆก็ตามในระบบท่อน้ำ จะต้องมีวาล์วที่ทำหน้าที่เป็น Shut-off Valve ทั้งทางด้านท่อน้ำเข้าและออก เพื่อเอาไว้ปิดเวลาซ่อมบำรุง

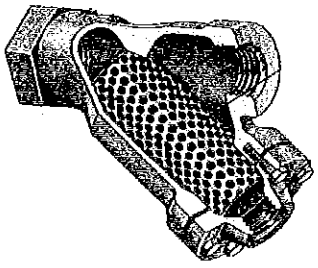


รูปที่ 2.9 Gate Valve

2.4.2 Butterfly Valve ทำหน้าที่เป็น Shut-off Valve เช่นเดียวกับ Gate Valve แต่มีขนาดเล็กกว่า ติดตั้งง่าย และราคาถูกกว่าเมื่อวาล์วมีขนาดใหญ่ๆ การเปิดปิด Butterfly Valve มีสองแบบ คือ ก้านโยก กับ พวงมาลัย

รูปที่ 2.10 Butterfly Valve

2.4.3 Strainer ทำหน้าที่กรองเศษผง และสิ่งปลอมปนที่อาจเข้าไปอยู่ในระบบท่อ จะติดตั้งก่อนเข้าเครื่องสูบน้ำ ภายในจะมีตัวกรองมีลักษณะเป็นตะแกรงทรงกระบอก ในรูปนี้ น้ำจะเข้ามาจากด้านบน และออกไปสู่เครื่องสูบน้ำด้านล่าง เศษผงต่างๆจะติดอยู่ในตะแกรงซึ่งอยู่ในส่วนที่ยื่น

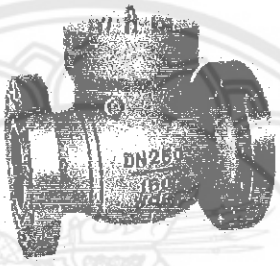


รูปที่ 2.11 Strainer

2.4.4 Flexible Joint ทำหน้าที่ลดการสั่นสะเทือนจากเครื่องสูบน้ำออกไปที่ระบบท่อน้ำ

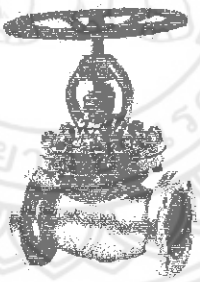
รูปที่ 2.12 Flexible Joint

2.4.5 Check Valve ทำหน้าที่ป้องกันน้ำย้อนกลับเข้าเครื่องสูบน้ำ เวลาที่เครื่องสูบน้ำ



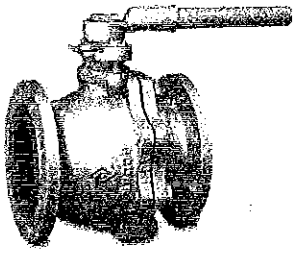
รูปที่ 2.13 Check Valve

2.4.6 Globe valve ใช้สำหรับปรับอัตราการไหลของน้ำผ่านอุปกรณ์ ให้เป็นไปตามที่ออกแบบ



รูปที่ 2.14 Globe valve

2.4.7 Ball valve ใช้เหมือน Gate valve แต่เปิด-ปิดได้เร็วกว่า เพราะการเปิด-ปิดใช้การหมุนเพียง 1/4 รอบเท่านั้น



รูปที่ 2.15 Ball valve

2.4.8 Balancing Valve ทำหน้าที่ปรับอัตราการไหลของน้ำผ่านอุปกรณ์ ให้เป็นไปตามที่ออกแบบ ลักษณะภายในวาล์วปรับสมดุลมีโครงสร้างเหมือน Globe Valve แต่ที่มือหมุนมีสเกลบอกจำนวนรอบ และมีพอร์ทสำหรับวัดความดันคร่อมวาล์ว เพื่อนำไปคำนวณอัตราการไหล

รูปที่ 2.16 Balancing Valve

2.5 การออกแบบท่อน้ำ (water piping design)

เนื่องจากการเลือกขนาดของท่อน้ำจะมีผลต่อค่าความเสียดทานและค่าใช่จ่ายในระหว่างการใช้งาน เช่น ถ้าเลือกขนาดของท่อเล็กลงจะประหยัดราคาท่อลง แต่จะเกิดความดันลดเนื่องจากความเสียดทานเพิ่มมากขึ้น จะเสียค่าใช้จ่ายเป็นราคาท่อเพิ่มขึ้น แต่ค่าความเสียดทานจะลดลง ทำให้สามารถลดขนาดของปั๊มและมอเตอร์ลงได้ ในการออกแบบท่อน้ำจึงต้องคำนึงถึงขนาดของท่อที่เหมาะสม โดยพิจารณาจากส่วนประกอบต่างๆ ดังกล่าว

2.5.1 การออกแบบขนาดท่อน้ำในระบบปรับอากาศ

2.5.1.1 การหาอัตราการไหลน้ำเย็นผ่านอุปกรณ์ทำความเย็น

$$GPM = \frac{24 \times TON}{\Delta T_{CHW}} \qquad (2.1)$$

โดยที่ GPM = อัตราการไหลของน้ำเย็น แกลลอนต่อนาที

TON = ขนาดทำความเย็น ของอุปกรณ์ทำความเย็น ตัน

ΔT_{CHW} = อุณหภูมิแตกต่างระหว่างทางเข้าและออกของ Chiller Water

2.5.1.2 การหาอัตราการไหลน้ำระบายความร้อนผ่านอุปกรณ์ระบายความร้อน

$$GPM = \frac{30 \times TON}{\Delta T_{CDW}} \qquad (2.2)$$

โดยที่ GPM = อัตราการไหลของน้ำเย็น แกลลอนต่อนาที

TON = ขนาดทำความเย็น ของอุปกรณ์ทำความเย็น ตัน

ΔT_{CDW} = อุณหภูมิแตกต่างระหว่างทางเข้าและออกของ Condensar Water

การออกแบบขนาดของท่อน้ำในระบบปรับอากาศทั้งท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น สามารถทำได้โดยอาศัยตามหลักมาตรฐานของ ASHRAE Fundamental 1997 โดยความเร็วสูงสุดจะพิจารณาตามชั่วโมงการทำงานของระบบปรับอากาศซึ่งหลักเกณฑ์ที่ใช้ในการเลือกขนาดท่อน้ำจะเป็นไปตามข้อกำหนดของ ASHRAE Fundamental 1997

2.5.2 ข้อกำหนดในการเลือกขนาดท่อตามหลักเกณฑ์ของ ASHRAE Fundamental 1997 มีดังนี้

2.5.2.1 สำหรับท่อขนาด 2 นิ้ว หรือเล็กกว่า จำกัดความเร็วไม่เกิน 4 ฟุตต่อวินาที

2.5.2.2 สำหรับท่อขนาดใหญ่กว่า 2 นิ้ว จำกัดความเสียดทานไม่เกิน 4 ฟุตน้ำต่อความยาวท่อ100 ฟุต

2.5.2.3 สำหรับท่อทุกขนาดจำกัดความเร็วไม่เกิน 15 ฟุตต่อวินาที

2.5.2.4 ค่าความดันลดของท่อน้ำหาได้จาก Chart 1 และ Chart 2

2.5.2.5 ความเร็วต้องไม่ต่ำกว่า 1-2 ฟุตต่อวินาที เพื่อป้องกันอากาศและสิ่งสกปรกตกค้าง

2.5.2.6 ความเร็วต้องไม่สูงมาก เพื่อป้องกันการเกิดเสียงดังของน้ำ และลดอัตราการสึกกร่อนของบ่าวาล์วและท่อ ตลอดจนจำกัดความดันลดไม่ให้สูงมากนัก

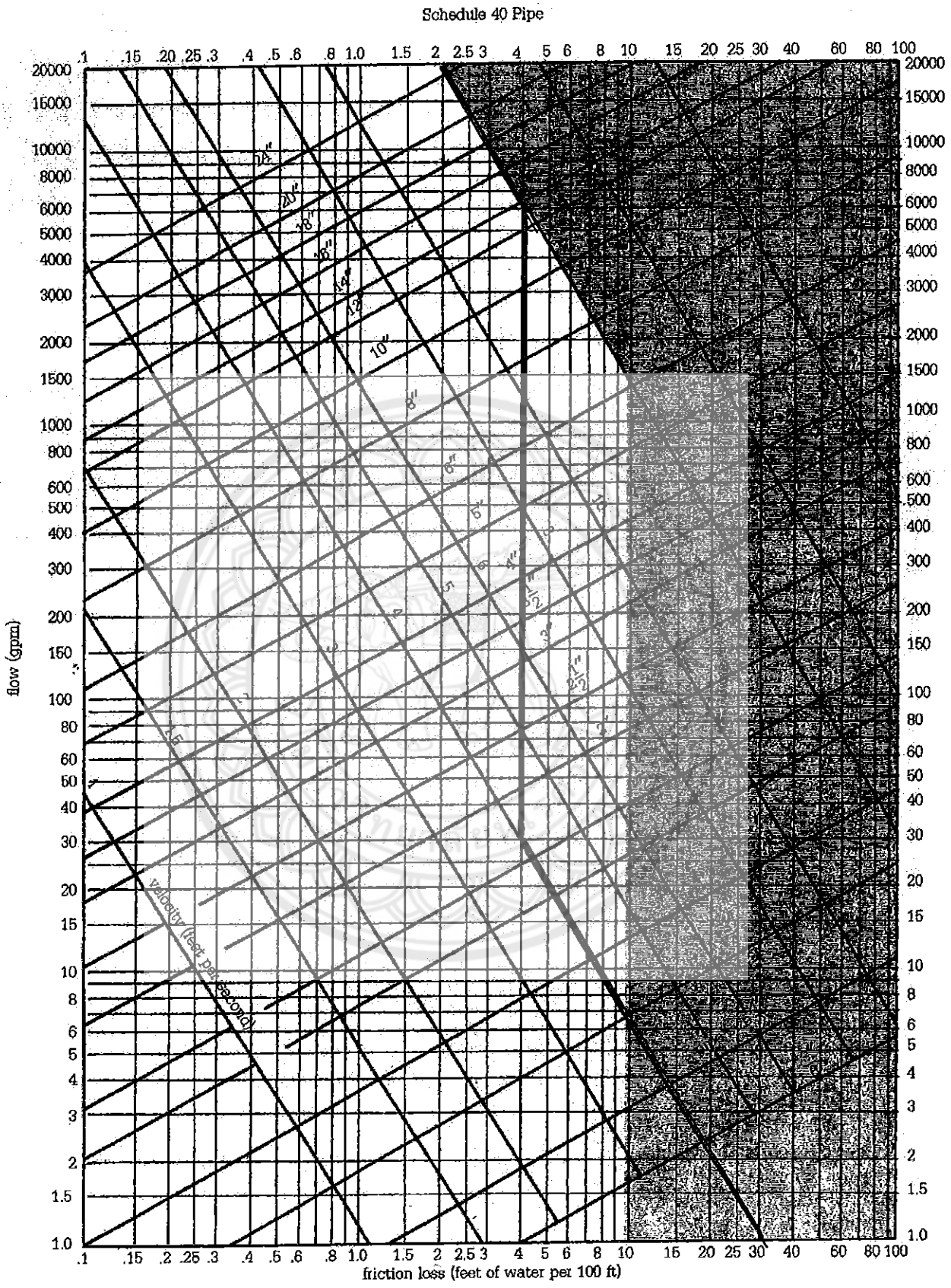
2.6 ความเร็วของน้ำในท่อ (water velocity)

ค่าความดันลดในท่อจะมีความสัมพันธ์กับความเร็วของน้ำในท่อ คือยิ่งมีค่าความเร็วสูง ค่าความเสียดทานก็ยิ่งมีค่าสูงขึ้น และจะมีผลถึงการเกิดการกัดกร่อนภายในท่อสูงขึ้นด้วยจึงแนะนำให้ใช้ความเร็วของน้ำในท่อที่เหมาะสม ดังตารางที่ 2.1 เพื่อป้องกันการเกิดการกัดกร่อนภายในท่อ

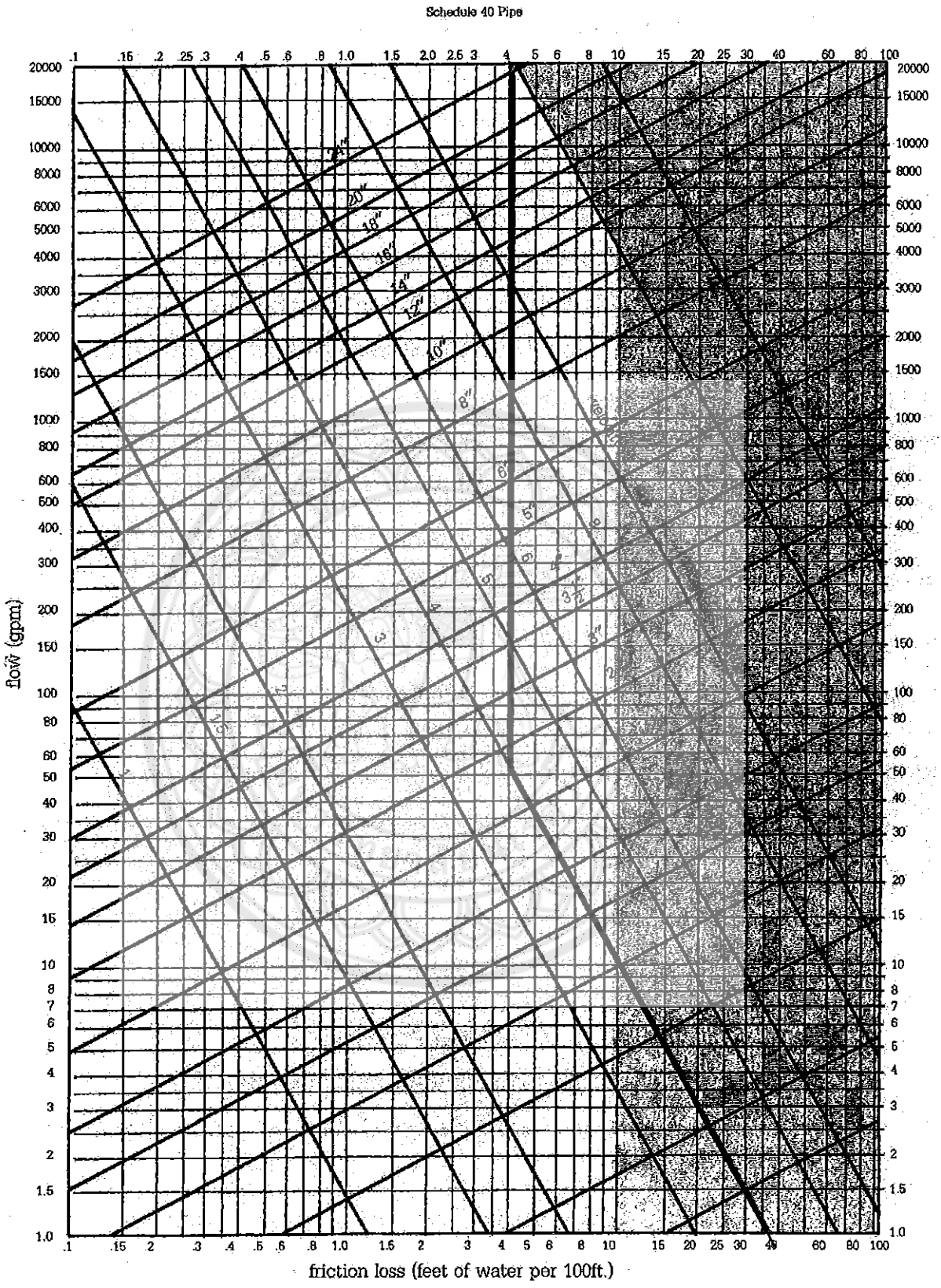
ตารางที่ 2.1 แสดงค่าความเร็วสูงสุดของน้ำที่ไม่ทำให้เกิดการกัดกร่อนในท่อ ฟุต/วินาที

Normal Operation (hr/yr)	Water Velocity (fps)
1500 (4 hr/day)	15
2000 (6 hr/day)	14
3000 (8 hr/day)	13
4000 (12 hr/day)	12
6000 (16 hr/day)	10
8000 (24 hr/day)	8

ตารางที่ 2.1 แสดงค่าความเร็วสูงสุดของน้ำเย็นโดยที่พิจารณาจากชั่วโมงการทำงาน คือ ที่ 8000 ชั่วโมง/ปี(24 ชั่วโมง/วัน) จะได้ความเร็วภายในท่อไม่เกิน 8 ฟุต/วินาที, พิจารณาจากชั่วโมงการทำงาน คือ ที่ 6000 ชั่วโมง/ปี(16 ชั่วโมง/วัน) จะได้ความเร็วภายในท่อไม่เกิน 10 ฟุต/นาที, พิจารณาจากชั่วโมงการทำงาน คือ ที่ 4000 ชั่วโมง/ปี(12 ชั่วโมง/วัน) จะได้ความเร็วภายในท่อไม่เกิน 12 ฟุต/นาที, พิจารณาจากชั่วโมงการทำงาน คือ ที่ 3000 ชั่วโมง/ปี(8 ชั่วโมง/วัน) จะได้ความเร็วภายในท่อไม่เกิน 13 ฟุต/นาที, พิจารณาจากชั่วโมงการทำงาน คือ ที่ 2000 ชั่วโมง/ปี(6 ชั่วโมง/วัน) จะได้ความเร็วภายในท่อไม่เกิน 14 ฟุต/นาที และพิจารณาจากชั่วโมงการทำงาน คือ ที่ 1500 ชั่วโมง/ปี (4 ชั่วโมง/วัน) จะได้ความเร็วภายในท่อไม่เกิน 15 ฟุต/นาที



แผนภาพที่ 2.1 แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (15 ฟุต/วินาที)



แผนภาพที่ 2.2 แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (15 ฟุต/วินาที)

การหาขนาดท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น

ตารางที่ 2.2 ขนาดท่อน้ำเย็นที่ความเร็วของน้ำเย็นภายในท่อไม่เกิน 15 ฟุต/วินาที (ทำงาน 4 ชั่วโมง/วัน)

Flow rate(GPM)	Pipe size ϕ (inch.)
$1 < GPM \leq 6.8$	3/4
$6.8 < GPM \leq 11$	1
$11 < GPM \leq 18$	1 1/4
$18 < GPM \leq 25$	1 1/2
$25 < GPM \leq 45$	2
$45 < GPM \leq 75$	2 1/2
$75 < GPM \leq 130$	3
$130 < GPM \leq 280$	4
$280 < GPM \leq 800$	6
$800 < GPM \leq 1700$	8
$1700 < GPM \leq 3000$	10
$3000 < GPM \leq 5000$	12
$5000 < GPM \leq 6400$	14
$6400 < GPM \leq 8400$	16
$8400 < GPM \leq 11000$	18
$11000 < GPM \leq 14000$	20
$14000 < GPM \leq 19000$	24

ตารางที่ 2.2 แสดงค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ ที่หาได้จากแผนภาพที่ 2.1 ที่ความเร็วของน้ำเย็นภายในท่อไม่เกิน 15 ฟุต/วินาที โดยพิจารณาจากอัตราการไหล

ตารางที่ 2.3 การหาขนาดท่อน้ำหล่อเย็นที่ความเร็วภายในท่อไม่เกิน 15 ฟุต/วินาที (ทำงาน 4 ชั่วโมง/วัน)

Flow rate(GPM)	Pipe size ϕ (inch.)
$0 < GPM \leq 5.6$	3/4
$5.6 < GPM \leq 10$	1
$10 < GPM \leq 16$	1 1/4
$16 < GPM \leq 23$	1 1/2
$23 < GPM \leq 38$	2
$38 < GPM \leq 56$	2 1/2
$56 < GPM \leq 100$	3
$100 < GPM \leq 200$	4
$200 < GPM \leq 600$	6
$600 < GPM \leq 1300$	8
$1300 < GPM \leq 2200$	10
$2200 < GPM \leq 3400$	12
$3400 < GPM \leq 4500$	14
$4500 < GPM \leq 6400$	16
$6400 < GPM \leq 8800$	18
$8800 < GPM \leq 12000$	20
$12000 < GPM \leq 19000$	24

ตารางที่ 2.3 แสดงค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ ที่หาได้จากแผนภาพที่ 2.2 ที่ความเร็วของน้ำหล่อเย็นภายในท่อไม่เกิน 15 ฟุต/วินาที โดยพิจารณาจากอัตราการไหล

2.7 ความยาวท่อ (pipe length)

เนื่องจากความเสียดทานในท่อส่วนหนึ่งจะขึ้นอยู่กับความยาวของท่อน้ำในระบบ ซึ่งจะหาค่าได้จากความยาวของท่อน้ำในแนวตรง และคำนวณหาเป็นค่าความยาวสมมูล หรือความยาวเทียบเท่าของวาล์ว ข้อต่อ ข้องอและอุปกรณ์ประกอบอื่นๆในระบบท่อโดยอาศัยตารางที่ 2.4

ตารางที่ 2.4 แสดงค่าความยาวสมมูลของวาล์วแบบต่างๆ (ฟุต)

Normal Pipe Or Tube Size (in)	Globe V.	60°-Y	45°-Y	Angle	Gate V.	Y-Type Strainer		Swing Check	Lift check
						Flanged End	Screwed End		
3/8	17	8	6	6	0.6	-	-	5	Glove and Vertical Lift
½	18	9	7	7	0.7	-	3	6	
¾	22	11	9	9	0.9	-	4	8	Same as Glove Valve
1	29	15	12	12	1.0	-	5	10	
1 ¼	38	20	15	15	1.5	-	9	14	
1 ½	43	24	18	18	1.8	-	10	16	
2	55	30	24	24	2.3	27	14	20	
2 ½	69	35	29	29	2.8	28	20	25	
3	84	43	35	35	3.2	42	40	30	
3 ½	100	50	41	41	4.0	48	-	35	
4	120	58	47	47	4.5	60	-	40	
5	140	71	58	58	6	80	-	50	
6	170	88	70	70	7	110	-	60	
8	220	115	85	85	9	150	-	80	
10	280	145	105	105	12	190	-	100	
12	320	165	130	130	13	250	-	120	Angle Lift Same as Angle Valve
14	360	185	155	155	15	-	-	135	
16	410	210	180	180	17	-	-	150	
18	460	240	200	200	19	-	-	165	
20	520	275	235	235	22	-	-	200	
24	610	320	265	265	25	-	-	240	

2.8 สมการที่ใช้ในการออกแบบโปรแกรมออกแบบท่อน้ำเย็นและน้ำหล่อเย็น

2.8.1 เฮดสูญเสียเนื่องจากการไหลของน้ำภายในท่อ (H_{PIPE} : Ft. of WG.) สามารถพิจารณาได้จากการดัดแปลงความสัมพันธ์ของ Hazen-Williams Equation ดังนี้

$$H_{PIPE} = 34.3556(L_{PIPE})[\frac{(GPM)}{(C)(D)^2}]^{1.852}(\frac{1}{D})^{1.167} \quad (2.3)$$

โดยที่ L_{PIPE} คือ ค่าความยาวของท่อน้ำมีหน่วยเป็นเมตร

C คือค่าตัวประกอบความหยาบของท่อมีค่าเท่ากับ 140 สำหรับท่อใหม่

C=150 สำหรับท่อพลาสติกและท่อทองแดง

C = 100สำหรับท่อที่มีความหยาบมาก และค่า C =80 สำหรับท่อเก่า

2.8.2 เฮดสูญเสียเนื่องจากการไหลของน้ำภายในอุปกรณ์ประกอบท่อและวาล์ว($H_{FITTING\&VALVE}$: Ft. of WG.) ก็พิจารณาเช่นเดียวกับ H_{PIPE} ดังนี้

$$H_{FITTING\&VALVE} = 10.47157(L_{FITTING\&VALVE})[\frac{(GPM)}{(C)(D)^2}]^{1.852}(\frac{1}{D})^{1.167} \quad (2.4)$$

โดยที่ $L_{FITTING\&VALVE}$ คือ ค่าความยาวสมมูล (Equivalent Length) ของอุปกรณ์ประกอบท่อและวาล์วชนิดต่างๆมีหน่วยเป็นฟุต (ดูได้จากตารางที่ 2.4)

2.8.3 ในกรณีข้อต่อ 3 ทาง (ตัว TEE)

การคำนวณหาค่าเฮดสูญเสียของข้อต่อ 3 ทาง จะพิจารณาจากทิศทางการไหลเป็นสำคัญ ซึ่งสามารถแบ่งลักษณะทิศทางของเส้นทางการไหลในข้อต่อ 3 ทางได้เป็น 2 ลักษณะ คือ การไหลผ่านโดยตรง และการไหลเข้าสาขา ทั้งนี้การไหลในแต่ละลักษณะที่กล่าวมาข้างต้นยังสามารถแบ่งย่อยออกไปได้อีกอย่างละ 3 แบบ คือ

2.8.3.1 การไหลที่ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อไม่เปลี่ยนแปลง

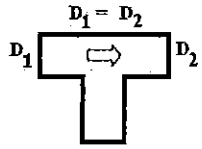
2.8.3.2 การไหลที่ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดลง

2.8.3.3 การไหลที่ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเพิ่มขึ้น

โดยการไหลที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดลงจะพิจารณาให้เป็น Sudden Contraction และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเพิ่มขึ้นนั้น จะพิจารณาให้เป็น Sudden Enlargement ค่าเฮดสูญเสียของข้อต่อ 3 ทาง

กรณีการไหลผ่านโดยตรง สามารถสร้างความสัมพันธ์ได้ดังนี้

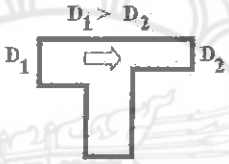
- **การไหลที่ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อไม่เปลี่ยนแปลง**



รูปที่ 2.17 แสดงทิศทางการไหลของของไหลในท่อ 3 ทางแบบไหลตรงแบบท่อเท่าเดิม

จะกำหนดให้มีค่าเฮดสูญเสียเท่ากับ No Reduction Tee : Straight – Through flow ใน ตารางความความยาวสมมูลของข้องอชนิดต่างๆ

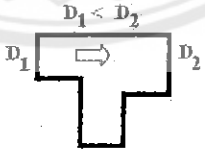
- **การไหลที่ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดลง**



รูปที่ 2.18 แสดงทิศทางการไหลของของไหลในท่อ 3 ทางแบบไหลตรงแบบท่อลด

จะกำหนดให้มีค่าเฮดสูญเสียเท่ากับ No Reduction Tee : Straight – Through flow ใน ตารางความความยาวสมมูลของข้องอชนิดต่างๆ โดยใช้เส้นผ่านศูนย์กลางใน section ที่พิจารณา รวมกับ Sudden Contraction แต่ใช้เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเล็ก ในตาราง ความยาวสมมูลของข้อลด-ข้อเพิ่มต่างๆ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับค่า อัตราส่วน $\frac{d}{D}$

- **การไหลที่ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเพิ่มขึ้น**

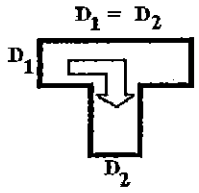


รูปที่ 2.19 แสดงทิศทางการไหลของของไหลในท่อ 3 ทางแบบไหลตรงแบบท่อเพิ่ม

จะกำหนดให้มีค่าเฮดสูญเสียเท่ากับ No Reduction Tee : Straight – Through flow ใน ตารางความความยาวสมมูลของข้องอชนิดต่างๆ โดยใช้เส้นผ่านศูนย์กลางใน section ที่พิจารณา รวมกับ Sudden Enlargement แต่ใช้เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อใหญ่ ใน ตารางความยาวสมมูลของข้อลด-ข้อเพิ่มต่างๆ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับค่า อัตราส่วน $\frac{d}{D}$

กรณี การไหลเข้าสาขา สามารถสร้างความสัมพันธ์ได้ดังนี้

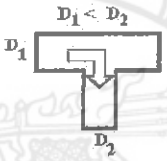
- **การไหลที่ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อไม่เปลี่ยนแปลง**



รูปที่ 2.20 แสดงทิศทางการไหลของของไหลในท่อ 3 ทางแบบไหลเลี้ยวท่อเท่าเดิม

กำหนดให้มีค่าเฮดสูญเสียเท่ากับ 90°Std ในตารางความความยาวสมมูลของข้องอชนิดต่างๆ

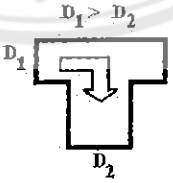
- **การไหลที่ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดลง**



รูปที่ 2.21 แสดงทิศทางการไหลของของไหลในท่อ 3 ทางแบบไหลเลี้ยวท่อลด

จะกำหนดให้มีค่าเฮดสูญเสียเท่ากับ 90°Std ในตารางความความยาวสมมูลของข้องอชนิดต่างๆ โดยใช้เส้นผ่านศูนย์กลางใน section ที่พิจารณา รวมกับ Sudden Contraction แต่ใช้เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเล็ก ในตารางความยาวสมมูลของข้อลด-ข้อเพิ่มต่างๆ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับค่า อัตราส่วน $\frac{d}{D}$

- **การไหลที่ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเพิ่มขึ้น**



รูปที่ 2.22 แสดงทิศทางการไหลของของไหลในท่อ 3 ทางแบบไหลเลี้ยวท่อเพิ่ม

จะกำหนดให้มีค่าเฮดสูญเสียเท่ากับ 90°Std ในตารางความความยาวสมมูลของข้องอชนิดต่างๆ โดยใช้เส้นผ่านศูนย์กลางใน section ที่พิจารณา รวมกับ Sudden Enlargement แต่ใช้เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อใหญ่ ในตารางความยาวสมมูลของข้อลด-ข้อเพิ่มต่างๆ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับค่า อัตราส่วน $\frac{d}{D}$

ซึ่งการเลือกใช้ค่าในตารางของ Sudden Contraction และ Sudden Enlargement นั้นมีข้อกำหนดดังนี้

$\frac{d}{D} = \frac{1}{4}$ ก็ต่อเมื่อ $0 < \frac{d}{D} \leq 0.33$

$\frac{d}{D} = \frac{1}{2}$ ก็ต่อเมื่อ $0.33 < \frac{d}{D} \leq 0.66$

$\frac{d}{D} = \frac{3}{4}$ ก็ต่อเมื่อ $0.66 < \frac{d}{D} \leq 1$

โดยที่: d ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเล็ก

D ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อใหญ่

ความยาวสมมูล (Equivalent Length) ของ Sudden Contraction และ Sudden Enlargement แสดงได้ดังสมการต่อไปนี้

Sudden Contraction : $\frac{d}{D} = \frac{1}{4}$

$$L_{Con} = 0.0006(d)^3 + 0.0987(d)^2 + 1.9438(d) - 0.3313 \quad (2.5)$$

Sudden Contraction : $\frac{d}{D} = \frac{1}{2}$

$$L_{Con} = 0.0007(d)^3 + 0.0255(d)^2 + 1.7071(d) - 0.4364 \quad (2.6)$$

Sudden Contraction : $\frac{d}{D} = \frac{3}{4}$

$$L_{Con} = -0.0014(d)^3 + 0.0412(d)^2 + 0.8338(d) - 0.1822 \quad (2.7)$$

Sudden Enlargement: $\frac{d}{D} = \frac{1}{4}$

$$L_{Con} = 0.0003(d)^3 + 0.1932(d)^2 + 3.7757(d) - 0.4646 \quad (2.8)$$

Sudden Enlargement: $\frac{d}{D} = \frac{1}{2}$

$$L_{Con} = -0.0027(d)^3 + 0.0758(d)^2 + 2.9427(d) - 1.1158 \quad (2.9)$$

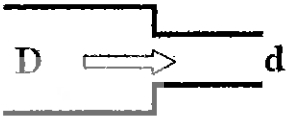
Sudden Enlargement: $\frac{d}{D} = \frac{3}{4}$

$$L_{Con} = -0.0014(d)^3 + 0.0412(d)^2 + 0.8338(d) - 0.1822 \quad (2.10)$$

ตารางที่ 2.5 หาความยาวสมมูล (ฟุต) ของข้องอชนิดต่างๆ

Normal Pipe Or Tube Size (in)	SOOTH BEND ELBOWS				SMOOTH BEND TEES Straight -- Thru Flow		
	90° Std	90° Long Rad.	45° Std	180° Std	No Reduction	Reduced 1/4	Reduced 1/2
3/8	1.4	0.9	0.7	2.3	0.9	1.2	1.4
½	1.6	1.0	0.8	2.5	1.0	1.4	1.6
3/4	2.0	1.4	0.9	3.2	1.4	1.9	2.0
1	2.6	1.7	1.3	4.1	1.7	2.3	2.6
1 ¼	3.3	2.3	1.7	5.6	2.3	3.1	3.3
1 ½	4.0	2.6	2.1	6.3	2.6	3.7	4.0
2	5.0	3.3	2.6	8.2	3.3	4.7	5.0
2 ½	6.0	4.1	3.2	10	4.1	5.6	6.0
3	7.5	5.0	4.0	12	5.0	7.0	7.5
3 ½	9.0	5.9	4.7	15	5.9	8.0	9.0
4	10	6.7	5.2	17	6.7	9.0	10
5	13	8.2	6.5	21	8.2	12	13
6	16	10	7.9	25	10	14	16
8	20	13	10	33	13	18	20
10	25	16	13	42	16	23	25
12	30	19	16	50	19	26	30
14	34	23	18	55	23	30	34
16	38	26	20	62	26	35	38
18	42	29	23	70	29	40	42
20	50	33	26	81	33	44	50
24	60	40	30	94	40	50	60

ตารางที่ 2.6 หาความยาวสมมูล (ฟุต)ของข้อลด-ข้อเพิ่มชนิดต่างๆ

Normal Pipe Or Tube Size (in)	SUDDEN ENLARGMENT (d/D)			SUDDEN CONTRACTION (d/D)		
	1/4	1/2	3/4	1/4	1/2	3/4
						
3/8	1.4	0.8	0.3	0.7	0.5	0.3
½	1.8	1.1	0.4	0.9	0.7	0.4
3/4	2.5	1.5	0.5	1.2	1.0	0.5
1	3.2	2.0	0.7	1.6	1.2	0.7
1 ¼	4.7	3.0	1.0	2.3	1.8	1.0
1 ½	5.8	3.6	1.2	2.9	2.0	1.2
2	8.0	4.8	1.6	4.0	3.0	1.6
2 ½	10	6.1	2.0	5.0	3.8	2.0
3	13	8.0	2.6	6.5	4.9	2.6
3 ½	15	9.2	3.0	7.7	6.0	3.0
4	17	11	3.8	9.0	6.8	3.8
5	24	15	5.0	12	9.0	5.0
6	29	22	6.0	15	11	6.0
8	-	25	8.5	-	15	8.5
10	-	32	11	-	20	11
12	-	41	13	-	25	13
14	-	-	16	-	-	16
16	-	-	18	-	-	18
18	-	-	20	-	-	20
20	-	-	-	-	-	-
24	-	-	-	-	-	-

5200076
ห้องสมุดคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

2.9 Microsoft Visual Studio 2005

Visual Studio 2005 คือภาษาโปรแกรมภาษาหนึ่งที่ใช้สำหรับเขียนโปรแกรมเพื่อให้ทำงานภายใต้ .NET Framework หรือกล่าวได้ว่า Visual Basic 2005 ก็คือภาษาโปรแกรมของ .NET (.NET language) ภาษาหนึ่งนั่นเอง

ภาษา Visual Basic มีวิวัฒนาการมาจากภาษา BASIC (Beginner's All-Purpose Symbolic Instruction Code) ซึ่งในยุคหนึ่งคือภาษาที่ใช้เขียนโปรแกรมบนระบบปฏิบัติการ MS-DOS ต่อมาไมโครซอฟท์ได้พัฒนาภาษา BASIC มาเป็น Visual Basic เพื่อให้เป็นภาษาสำหรับสร้างโปรแกรมที่แสดงผลแบบกราฟิก โดยมีสภาพแวดล้อมในการพัฒนาแบบ visual programming ภาษา Visual Basic เริ่มเป็นที่รู้จักแพร่หลายในเวอร์ชั่น 3 และหลังจากนั้นเป็นต้นมา Visual Basic ก็ถือได้ว่าเป็นภาษาที่มีคนใช้งานมากที่สุดในโลกภาษาหนึ่ง ด้วยจุดเด่นคือ สามารถใช้สร้างโปรแกรมได้อย่างสะดวกรวดเร็ว และมี productivity สูงกว่าภาษาอื่นๆ หมายความว่าในเวลาเท่ากัน ถ้าเขียนด้วย Visual Basic จะได้งานมากกว่า แต่จุดอ่อนของ Visual Basic ในยุคนั้นก็คือโปรแกรมที่เขียนขึ้นมาจะทำงานได้ช้า อีกทั้งยังไม่สนับสนุนการเขียนโปรแกรมในรูปแบบเชิงวัตถุ (Object-Oriented Programming - OPP) อย่างสมบูรณ์ ทำให้ถูกว่าอยู่บ่อยๆว่าเป็นภาษาสำหรับ "เด็กหัดเขียนโปรแกรม"

ภาษา Visual Basic ถูกปรับปรุงครั้งใหญ่เมื่อไมโครซอฟท์คิดโครงการ .NET ขึ้นมา และต้องการให้ภาษานี้เป็นทางเลือกหนึ่งสำหรับการพัฒนาโปรแกรมภายใต้ .NET ด้วยใน .NET Framework เวอร์ชั่น 1 ไมโครซอฟท์ได้เรียกชื่อภาษาโปรแกรมที่ปรับปรุงมาจาก Visual Basic นี้ว่า Visual Basic .NET ซึ่งแม้ว่าคำสั่งส่วนใหญ่ใน Visual Basic ยังคงมีให้ใช้ใน Visual Basic .NET และไวยากรณ์ (syntax) ของทั้งสองภาษาจะเหมือนกัน แต่การเปลี่ยนจาก Visual Basic มาเป็น Visual Basic .NET ต้องถือว่าเป็นการพลิกหน้ามือเป็นหลังมือ เพราะนอกจาก Visual Basic .NET จะเป็นภาษาที่ใช้สร้าง managed application แล้ว ยังสนับสนุนการเขียนโปรแกรมเชิงวัตถุอย่างสมบูรณ์เช่นเดียวกับภาษายอดนิยมอื่นๆ เช่น Java และ C^{++} รวมทั้งมีคุณสมบัติเพียบพร้อมสำหรับการพัฒนาโปรแกรมในหน่วยงานขนาดใหญ่

บทที่ 3
ขั้นตอนการดำเนินงานและข้อสมมติฐาน

การออกแบบเริ่มจากการศึกษาการหาขนาดท่อโดยการคำนวณมือจากหนังสือและเอกสารต่างๆเพื่อเป็นแนวทางในการออกแบบโปรแกรม โดยจะใช้โปรแกรม Microsoft Visual Studio 2008 ในการเขียนโปรแกรม และการออกแบบโปรแกรมออกแบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็นของระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางนี้จะยึดตามมาตรฐานของ ASHRAE

3.1 สมมติฐานทางวิศวกรรม

ในส่วนของสมมติฐานทางวิศวกรรมที่ใช้ในการออกแบบโปรมแกรมออกแบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็นของระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางนี้จะมี

3.1.1 กำหนดให้ระบบปรับอากาศทำงานที่ Full Load ตลอดเวลา (อัตราการไหลของน้ำคงที่ตลอดเวลาคือน้ำเต็มท่อตลอดเวลา)

3.1.2 หลักเกณฑ์ที่ใช้ในการเลือกขนาดท่อน้ำจะเป็นไปตามข้อกำหนดของมาตรฐาน ASHRAE (ตามหัวข้อที่ 2.5.2)

3.1.3 ค่า C ของท่อที่ใช้ในโปรแกรมจะใช้ความสัมพันธ์ของ Hazen-William คือในส่วนของท่อน้ำเย็นจะแบ่งเป็น 5 ชนิดคือ

-ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนต่ำท่อใหม่ ค่า C =140

-ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนต่ำท่อเก่า ค่า C =80

-ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนต่ำที่มีความหยาบมาก ค่า C =100

-ท่อทองแดง ค่า C =150

-ท่อพลาสติก ค่า C =150

และในส่วนของน้ำหล่อเย็นก็แบ่งเป็น 5 ชนิดเช่นเดียวกัน คือ

-ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนต่ำเคลือบสังกะสีท่อใหม่ ค่า C =140

-ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนต่ำเคลือบสังกะสีท่อเก่า ค่า C =80

-ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนต่ำเคลือบสังกะสีที่มีความหยาบมาก ค่า C =100

-ท่อทองแดง ค่า C =150

-ท่อพลาสติก ค่า C =150

3.1.4 ในส่วนของอุปกรณ์ประกอบระบบท่อและวาล์วที่ใช้จะกำหนดให้ความยาวสมมูลของ Flexible joint และButterfly Valve มีค่าเท่ากับความยาวสมมูลของ Gate Valve ความยาว

สมมูลของGlobe lift check valve มีค่าเท่ากับ ความยาวสมมูลของ 60-Y ความยาวสมมูลของ Angle lift check valve มีค่าเท่ากับ ความยาวสมมูลของ Angle valve

สำหรับเฮดสูญเสียของข้อต่อ3ทางจะพิจารณาจากทิศทางการไหลเป็นหลักคือ การไหลผ่านโดยตรง และ การไหลเข้าสาขา โดยจะแยกได้ดังนี้

- การไหลผ่านโดยตรงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อไม่เปลี่ยนแปลง กำหนดให้ความยาวสมมูลมีค่าเท่ากับ No Reduction Tee : Straight-Thru.Flow

- การไหลผ่านโดยตรงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดลง กำหนดให้ความยาวสมมูลมีค่าเท่ากับผลรวมของ No Reduction Tee กับ Sudden Contraction

- การไหลผ่านโดยตรงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเพิ่มขึ้น กำหนดให้ความยาวสมมูลมีค่าเท่ากับผลรวมของ No Reduction Tee กับ Sudden Enlargement

- การไหลเข้าสาขาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อไม่เปลี่ยนแปลง กำหนดให้ความยาวสมมูลมีค่าเท่ากับ 90^0 STD

- การไหลเข้าสาขาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดลง กำหนดให้ความยาวสมมูลมีค่าเท่ากับผลรวมของ 90^0 STD กับ Sudden Contraction

- การไหลเข้าสาขาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเพิ่มขึ้น กำหนดให้ความยาวสมมูลมีค่าเท่ากับผลรวมของ 90^0 STD กับ Sudden Enlargement

ส่วนการเลือกใช้สมการของ Sudden Contraction และ Sudden Enlargement นั้นมีหลักเกณฑ์ดังนี้ คือ ให้ใช้สมการของ $\frac{d}{D} = \frac{1}{4}$ เมื่อ $0 < \frac{d}{D} < 0.33$

ให้ใช้สมการของ $\frac{d}{D} = \frac{1}{2}$ เมื่อ $0.33 < \frac{d}{D} \leq 0.66$

ให้ใช้สมการของ $\frac{d}{D} = \frac{3}{4}$ เมื่อ $0.66 < \frac{d}{D} \leq 1$

3.2 สมการที่ใช้ในโปรแกรม

เริ่มจากการหาอัตราการไหลของน้ำเย็น โดยค่า GPM จะเป็นฟังก์ชั่นของตันความเย็นและอุณหภูมิแตกต่าง

3.2.1 การหาอัตราการไหลน้ำเย็นผ่านอุปกรณ์ทำความเย็น (จากสมการ 2.1)

3.2.2 การหาอัตราการไหลน้ำระบายความร้อนผ่านอุปกรณ์ระบายความร้อน(จากสมการ 2.2)

เมื่อได้ค่า GPM แล้วก็นำไปหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำตามหลักเกณฑ์ของ ASHREA Fundamental 1997 โดยพิจารณาตามชั่วโมงการทำงานของระบบปรับอากาศตาม (แผนภาพที่ 2.1 และแผนภาพที่2.2ตามลำดับ) ซึ่งสามารถพิจารณาชั่วโมงการทำงานของระบบปรับอากาศได้ ตารางที่ 2.1

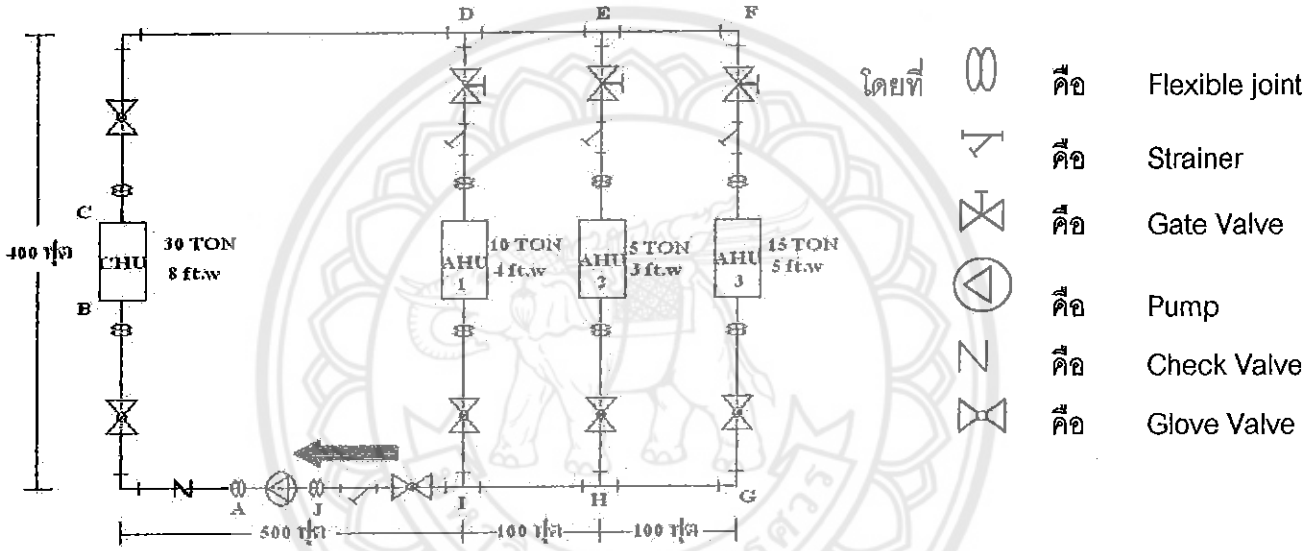
3.2.3 เฮดสูญเสีย

นำค่าเส้นผ่านศูนย์กลางท่อและค่าต่างๆที่ได้มาคำนวณเพื่อหาค่าเฮดสูญเสียเนื่องจากการไหลของน้ำภายในท่อ (H_{PIPE}: Ft. of WG.) โดยสามารถพิจารณาได้จากการดัดแปลงความสัมพันธ์ของ Hazen-Williams Equation (จากสมการ 2.3)

ซึ่งโปรแกรมจะให้ผู้ใช้กรอกข้อมูลดังกล่าว เมื่อได้เฮดสูญเสียเนื่องจากการไหลของน้ำภายในท่อตรงแล้วต่อไปก็เป็นเฮดสูญเสียเนื่องจากการไหลของน้ำภายในอุปกรณ์ประกอบท่อและวาล์ว($H_{FITTING\&VALVE}$: Ft. of WG.) ก็พิจารณาเช่นเดียวกับ H_{PIPE} (จากสมการ 2.4)

3.3 ขั้นตอนการคำนวณ

3.3.1 กรณีระบบท่อน้ำเย็น



รูปที่ 3.1 แสดงวงจรท่อน้ำเย็นที่ใช้ในการคำนวณ

การทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน, อุณหภูมิแตกต่าง 10 องศาฟาเรนไฮต์และท่อเหล็กกล้าคาร์บอนต่ำท่อใหม่

จากโจทย์ สามารถแบ่งการคำนวณออกเป็นช่วงๆดังนี้ IJABCD , DI , DE , EH , HI , EF , FG และ GH

3.3.1.1 ช่วง IJABCD

-จากโจทย์ กำหนดให้ Chiller Water มีขนาดทำความเย็น 30 TON อุณหภูมิแตกต่าง 10 องศาฟาเรนไฮต์ นำไปคำนวณหาค่า GPM จากสูตร (สมการที่2.1) ได้ 72 GPM

-นำค่า GPM มาหาขนาดของท่อน้ำเย็น จาก (ตารางที่ 1 ก) ได้ขนาดท่อ 2 ½ นิ้ว

-เมื่อได้ค่า GPM และขนาดของท่อ สามารถหาค่า Friction loss (Head/100) จาก (แผนภาพที่ 1 ก) ได้ 3.6 ft.wg.

-เปิดตารางหาค่าความยาวสมมูลของแต่ละอุปกรณ์จาก (ตารางที่ 2.4 , ตารางที่ 2.5 และตารางที่ 2.6) ได้ค่าดังนี้

ตารางที่ 3.1 การหาความยาวสมมูลรวมของท่อช่วง IJABCD

อุปกรณ์	ค่าความยาวสมมูล(ฟุต)	จำนวน	ความยาวความสมมูลรวม
Pipe	1400	1	1400
Glove Valve	69	3	207
Strainer	28	1	28
Flexible	2.8	4	11.2
Check Valve	25	1	25
Elbow 90°	6	2	12
3 ทาง(Tee) เลี้ยวลด	7.6	1	7.6
3 ทาง(Tee) เลี้ยวเพิ่ม	6.6	1	6.6

ตารางที่ 3.1 แสดงค่าความยาวสมมูลแต่ละอุปกรณ์ของระบบท่อน้ำเย็นช่วง IJABCD

-นำค่าความยาวสมมูลของแต่ละอุปกรณ์มารวมกัน จะได้ค่าความยาวสมมูลรวม

ความยาวสมมูลรวม = 1400 + 207 + 28 + 11.2 + 25 + 12 + 7.6 + 6.6

= 1697.4 ฟุต

-นำค่าความยาวสมมูลรวม มาหาค่าเฮดสูญเสีย โดยนำค่าความยาวสมมูลรวมคูณด้วยค่า Head/100 ได้ 61.1 ft.wg.

3.3.1.2 ช่วง DI

-จากโจทย์ กำหนดให้ AHU มีขนาดทำความเย็น 10 TON อุณหภูมิแตกต่าง 10 องศาฟาเรนไฮต์ นำไปคำนวณหาค่า GPM จากสูตร (สมการที่2.1) ได้ 24 GPM

-นำค่า GPM มาหาขนาดของท่อน้ำเย็น จาก (ตารางที่ 1 ก) ได้ขนาดท่อ 1 ½ นิ้ว

-เมื่อได้ค่า GPM และขนาดของท่อ สามารถหาค่า Friction loss (Head/100) จาก (แผนภาพที่ 1 ก) ได้ 4 ft.wg.

-เปิดตารางหาค่าความยาวสมมูลของแต่ละอุปกรณ์จาก (ตารางที่ 2.4) ได้ค่าดังนี้

ตารางที่ 3.2 การหาความยาวสมมูลรวมของท่อช่วง DI

อุปกรณ์	ค่าความยาวสมมูล(ฟุต)	จำนวน	ความยาวความสมมูลรวม
Pipe	400	1	400
Gate Valve	1.8	1	1.8
Strainer	10	1	10
Flexible	1.8	2	3.6
Glove Valve	43	1	43

ตารางที่ 3.2 แสดงค่าความยาวสมมูลแต่ละอุปกรณ์ของระบบท่อน้ำเย็นช่วง DI

-นำค่าความยาวสมมูลของแต่ละอุปกรณ์มารวมกัน จะได้ค่าความยาวสมมูลรวม

ความยาวสมมูลรวม = 400 + 1.8 + 10 + 3.6 + 43

= 458.4 ฟุต

-นำค่าความยาวสมมูลรวม มาหาค่าเฮดสูญเสีย โดยนำค่าความยาวสมมูลรวมคูณด้วยค่า Head/100 ได้ 18.34 ft.wg.

3.3.1.3 ช่วง DE

-จากโจทย์ กำหนดให้มีขนาดทำความเย็น 20 TON อุณหภูมิแตกต่าง 10 องศาฟาเราไฮต์ นำไปคำนวณหาค่า GPM จากสูตร (สมการที่2.1) ได้ 48 GPM

-นำค่า GPM มาหาขนาดของท่อน้ำเย็น จาก (ตารางที่ 1 ก) ได้ขนาดท่อ 2 ½ นิ้ว

-เมื่อได้ค่า GPM และขนาดของท่อ สามารถหาค่า Friction loss (Head/100) จาก (แผนภาพที่ 1 ก) ได้ 1.75 ft.wg.

-เปิดตารางหาค่าความยาวสมมูลของท่อจาก (ตารางที่ 2.5 และตารางที่ 2.6) ได้ค่าดังนี้

ตารางที่ 3.3 การหาความยาวสมมูลรวมของท่อช่วง DE

อุปกรณ์	ค่าความยาวสมมูล(ฟุต)	จำนวน	ความยาวความสมมูลรวม
Pipe	100	1	100
3 ทาง(Tee) เลี้ยวลด	6.7	1	6.7

ตารางที่ 3.3 แสดงค่าความยาวสมมูลแต่ละอุปกรณ์ของระบบท่อน้ำเย็นช่วง DE

-นำค่าความยาวสมมูลของแต่ละอุปกรณ์มารวมกัน จะได้ค่าความยาวสมมูลรวม

ความยาวสมมูลรวม = 100 + 6.7

= 106.7 ฟุต

-นำค่าความยาวสมมูลรวม มาหาค่าเฮดสูญเสีย โดยนำค่าความยาวสมมูลรวมคูณด้วยค่า Head/100 ได้ 1.87 ft.wg.

3.3.1.4 ช่วง EH

-จากโจทย์ กำหนดให้มีขนาดทำความเย็น 5 TON อุณหภูมิแตกต่าง 10 องศาฟาเราไฮต์ นำไปคำนวณหาค่า GPM จากสูตร (สมการที่2.1) ได้ 12 GPM

-นำค่า GPM มาหาขนาดของท่อน้ำเย็น จาก (ตารางที่ 1 ก) ได้ขนาดท่อ 1 1/4 นิ้ว

-เมื่อได้ค่า GPM และขนาดของท่อ สามารถหาค่า Friction loss (Head/100) จาก (แผนภาพที่ 1 ก) ได้ 2.3 ft.wg.

-เปิดตารางหาค่าความยาวสมมูลของท่อจาก (ตารางที่ 2.4 , ตารางที่ 2.5 และตารางที่ 2.6) ได้ค่าดังนี้

ตารางที่ 3.4 การหาความยาวสมมูลรวมของท่อช่วง EH

อุปกรณ์	ค่าความยาวสมมูล(ฟุต)	จำนวน	ความยาวความสมมูลรวม
Pipe	400	1	400
Gate Valve	1.5	1	1.5
Strainer	9	1	9
Flexible	1.5	2	3
Glove Valve	38	1	38
3 ทาง(Tee) เลี้ยวลด	7.8	1	7.8
3 ทาง(Tee) เลี้ยวเพิ่ม	6.3	1	6.3

ตารางที่ 3.4 แสดงค่าความยาวสมมูลแต่ละอุปกรณ์ของระบบท่อน้ำเย็นช่วง EH

-นำค่าความยาวสมมูลของแต่ละอุปกรณ์มารวมกัน จะได้ค่าความยาวสมมูลรวม

ความยาวสมมูลรวม = 400+1.5+9+3+38+7.8+6.3

= 465.6 ฟุต

-นำค่าความยาวสมมูลรวม มาหาค่าเฮดสูญเสีย โดยนำค่าความยาวสมมูลรวมคูณด้วยค่า Head/100 ได้ 10.70 ft.wg.

3.3.1.5 ช่วง HI

-จากโจทย์ กำหนดให้มีขนาดทำความเย็น 20 TON อุณหภูมิแตกต่าง 10 องศาฟาเรนไฮต์ นำไปคำนวณหาค่า GPM จากสูตร (สมการที่2.1) ได้ 48 GPM

-นำค่า GPM มาหาขนาดของท่อน้ำเย็น จาก (ตารางที่ 1 ก) ได้ขนาดท่อ 2 ½ นิ้ว

-เมื่อได้ค่า GPM และขนาดของท่อ สามารถหาค่า Friction loss (Head/100) จาก (แผนภาพที่ 1 ก) ได้ 1.75 ft.wg.

-เปิดตารางหาค่าความยาวสมมูลของท่อจาก (ตารางที่ 2.5 และตารางที่ 2.6) ได้ค่าดังนี้

ตารางที่ 3.5 การหาความยาวสมมูลรวมของท่อช่วง HI

อุปกรณ์	ค่าความยาวสมมูล(ฟุต)	จำนวน	ความยาวความสมมูลรวม
Pipe	100	1	100
3 ทาง(Tee) เลี้ยวเพิ่ม	13	1	13

ตารางที่ 3.5 แสดงค่าความยาวสมมูลแต่ละอุปกรณ์ของระบบท่อน้ำเย็นช่วง HI

-นำค่าความยาวสมมูลของแต่ละอุปกรณ์มารวมกัน จะได้ค่าความยาวสมมูลรวม

ความยาวสมมูลรวม = 100 + 13

= 113 ฟุต

-นำค่าความยาวสมมูลรวม มาหาค่าเฮดสูญเสีย โดยนำค่าความยาวสมมูลรวมคูณด้วยค่า Head/100 ได้ 1.98 ft.wg.

3.3.1.6 ช่วง EF

-จากโจทย์ กำหนดให้มีขนาดทำความเย็น 15 TON อุณหภูมิแตกต่าง 10 องศาฟาเรนไฮต์ นำไปคำนวณหาค่า GPM จากสูตร (สมการที่2.1) ได้ 36 GPM

-นำค่า GPM มาหาขนาดของท่อน้ำเย็น จาก (ตารางที่ 1 ก) ได้ขนาดท่อ 2 นิ้ว

-เมื่อได้ค่า GPM และขนาดของท่อ สามารถหาค่า Friction loss (Head/100) จาก (แผนภาพที่ 1 ก) ได้ 2.4 ft.wg.

-เปิดตารางหาค่าความยาวสมมูลของท่อจาก (ตารางที่ 2.5 และตารางที่ 2.6) ได้ค่าดังนี้

ตารางที่ 3.6 การหาความยาวสมมูลรวมของท่อช่วง EF

อุปกรณ์	ค่าความยาวสมมูล(ฟุต)	จำนวน	ความยาวความสมมูลรวม
Pipe	100	1	100
3 ทาง(Tee) ตรงลด	6.1	1	6.1

ตารางที่ 3.6 แสดงค่าความยาวสมมูลแต่ละอุปกรณ์ของระบบท่อน้ำเย็นช่วง EF

-นำค่าความยาวสมมูลของแต่ละอุปกรณ์มารวมกัน จะได้ค่าความยาวสมมูลรวม

ความยาวสมมูลรวม = 100 + 6.1

= 106.1 ฟุต

-นำค่าความยาวสมมูลรวม มาหาค่าเฮดสูญเสีย โดยนำค่าความยาวสมมูลรวมคูณด้วยค่า Head/100 ได้ 2.55 ft.wg.

3.3.1.7 ช่วง FG

-จากโจทย์ กำหนดให้มีขนาดทำความเย็น 15 TON อุณหภูมิแตกต่าง 10 องศาฟาเรนไฮต์ นำไปคำนวณหาค่า GPM จากสูตร (สมการที่2.1) ได้ 36 GPM

-นำค่า GPM มาหาขนาดของท่อน้ำเย็น จาก (ตารางที่ 1 ก) ได้ขนาดท่อ 2 นิ้ว

-เมื่อได้ค่า GPM และขนาดของท่อ สามารถหาค่า Friction loss (Head/100) จาก (แผนภาพที่ 1 ก) ได้ 2.4 ft.wg.

-เปิดตารางหาค่าความยาวสมมูลของท่อจาก (ตารางที่ 2.4) ได้ค่าดังนี้

ตารางที่ 3.7 การหาความยาวสมมูลรวมของท่อช่วง FG

อุปกรณ์	ค่าความยาวสมมูล(ฟุต)	จำนวน	ความยาวความสมมูลรวม
Pipe	400	1	400
Gate Valve	2.3	1	2.3
Strainer	27	1	27
Flexible	2.3	2	4.6
Glove Valve	55	1	55
Elbow 90°	5	2	10

ตารางที่ 3.7 แสดงค่าความยาวสมมูลแต่ละอุปกรณ์ของระบบท่อน้ำเย็นช่วง FG

-นำค่าความยาวสมมูลของแต่ละอุปกรณ์มารวมกัน จะได้ค่าความยาวสมมูลรวม

ความยาวสมมูลรวม = 400+2.3+27+4.6+55+10

= 498.9 ฟุต

-นำค่าความยาวสมมูลรวม มาหาค่าเฮดสูญเสีย โดยนำค่าความยาวสมมูลรวมคูณด้วยค่า Head/100 ได้ 11.98 ft.wg.

3.3.1.8 ช่วง GH

-จากโจทย์ กำหนดให้มีขนาดทำความเย็น 15 TON อุณหภูมิแตกต่าง 10 องศาฟาเรนไฮต์ นำไปคำนวณหาค่า GPM จากสูตร (สมการที่2.1) ได้ 36 GPM

-นำค่า GPM มาหาขนาดของท่อน้ำเย็น จาก (ตารางที่ 1 ก) ได้ขนาดท่อ 2 นิ้ว

-เมื่อได้ค่า GPM และขนาดของท่อ สามารถหาค่า Friction loss (Head/100) จาก (แผนภาพที่ 1 ก) ได้ 2.4 ft.wg.

-เปิดตารางหาค่าความยาวสมมูลของท่อจาก (ตารางที่ 2.5 และตารางที่ 2.6) ได้ค่าดังนี้

ตารางที่ 3.8 การหาความยาวสมมูลรวมของท่อช่วง GH

อุปกรณ์	ค่าความยาวสมมูล(ฟุต)	จำนวน	ความยาวความสมมูลรวม
Pipe	100	1	100
3 ทาง(Tee) ตรงเพิ่ม	7.6	1	7.6

ตารางที่ 3.8 แสดงค่าความยาวสมมูลแต่ละอุปกรณ์ของระบบท่อน้ำเย็นช่วง GH

-นำค่าความยาวสมมูลของแต่ละอุปกรณ์มารวมกัน จะได้ค่าความยาวสมมูลรวม

ความยาวสมมูลรวม = 100 + 7.6

= 107.6 ฟุต

-นำค่าความยาวสมมูลรวม มาหาค่าเฮดสูญเสีย โดยนำค่าความยาวสมมูลรวมคูณด้วยค่า Head/100 ได้ 2.57 ft.wg.

เพราะฉะนั้นจะได้ค่าเฮดสูญเสียในแต่ละวงจร ดังนี้

วงจรที่ 1 = IJABCD + DI + Chiller + AHU1

= 61.1+18.34+8+4

= 91.44 ft.wg.

วงจรที่ 2 = IJABCD + DE + EH + HI + Chiller + AHU2

= 61.1+1.87+10.70+1.98+8+3

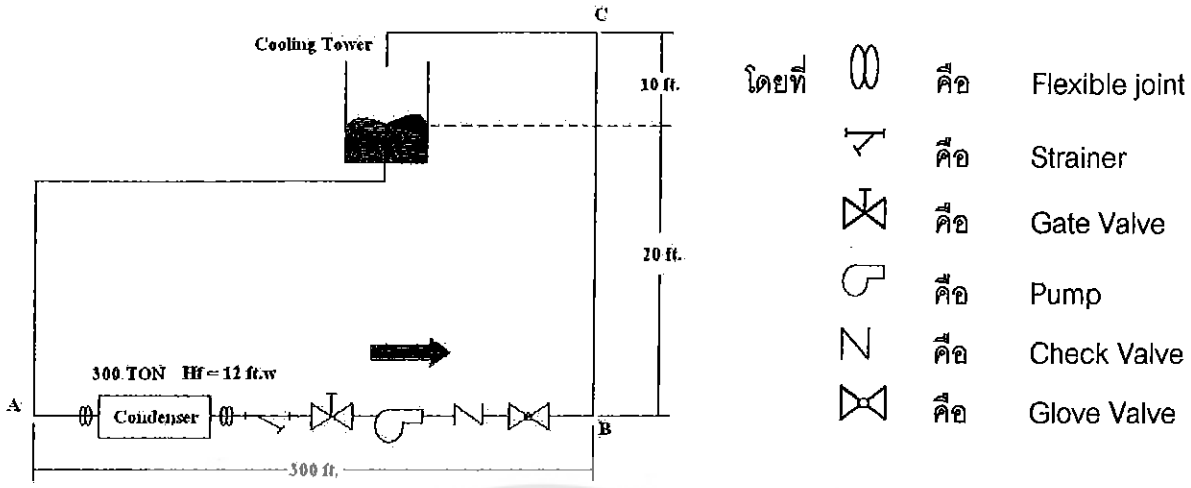
= 86.65 ft.wg.

วงจรที่ 3 = IJABCD + DE + EF + FG + GH + HI + Chiller + AHU3

= 61.1+1.87+2.55+11.98+2.57+1.98+8+5

= 95.05 ft.wg.

3.3.2 กรณีระบบท่อน้ำหล่อเย็น



รูปที่ 3.2 แสดงท่อน้ำหล่อเย็นที่ใช้ในการคำนวณ

การทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน, อุณหภูมิแตกต่าง 10 องศาฟาเราไฮต์, ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนเคลือบสังกะสีท่อใหม่

จากโจทย์ สามารถแบ่งการคำนวณออกเป็น 2 ช่วง คือ ช่วง AB และช่วง BC

3.3.2.1 ช่วง AB

-จากโจทย์ กำหนดให้ Condenter มีขนาดทำความเย็นน 300 TON อุณหภูมิแตกต่าง 10 องศาฟาเราไฮต์ นำไปคำนวณหาค่า GPM จากสูตร (สมการที่ 2.2) ได้ 900 GPM

- นำค่า GPM มาหาขนาดของท่อน้ำเย็น จาก (ตารางที่ 2.3) ได้ขนาดท่อ 8 นิ้ว

-เมื่อได้ค่า GPM และขนาดของท่อ สามารถหาค่า Friction loss (Head/100) จาก (แผนภาพที่ 2.2) ได้ 2 ft.wg.

- เปิดตารางหาค่าความยาวสมมูลของแต่ละอุปกรณ์จาก (ตารางที่ 2.4)

ได้ค่าดังนี้

ตารางที่ 3.9 การหาความยาวสมมูลรวมของท่อช่วง AB

อุปกรณ์	ค่าความยาวสมมูล(ฟุต)	จำนวน	ความยาวความสมมูลรวม
Pipe	300	1	300
Flexible	9	2	18
Strainer	150	1	150
Gate Valve	9	1	9
Check Valve	85	1	85
Glove Valve	220	1	220
Elbow 90°	20	1	20

ตารางที่ 3.9 แสดงค่าความยาวสมมูลแต่ละอุปกรณ์ของระบบท่อน้ำหล่อเย็นช่วง AB

-นำค่าความยาวสมมูลของแต่ละอุปกรณ์มารวมกัน จะได้ค่าความยาวสมมูลรวม

ความยาวสมมูลรวม = 300 + 18 + 150 + 9 + 85 + 220 + 20

= 802 ฟุต

-นำค่าความยาวสมมูลรวม มาหาค่าเฮดสูญเสีย จาก

$$\text{เฮดสูญเสีย } 1 = \frac{\text{ความยาวสมมูล} \times \text{Friction loss}}{100}$$

$$= \frac{802 \times 2}{100}$$

= 16.04 ft.wg.

3.3.2.2 ช่วง BC

-จากโจทย์ มีขนาดความยาวสมมูลของท่อ 30 ฟุต นำค่าความยาวสมมูลของท่อที่ได้ มาคำนวณหาค่าสเฮดสูญเสีย จาก

$$\text{เฮดสูญเสีย } 1 = \frac{\text{ความยาวสมมูล} \times \text{Friction loss}}{100}$$

$$= \frac{30 \times 2}{100}$$

$$= 0.6 \text{ ft.wg.}$$

-จากโจทย์ กำหนดให้ Condenser มีค่าเฮดสูญเสีย 12 ft.wg

-คำนวณหาค่าเฮดสถิตย์ ได้จากสูตร

$$\text{เฮดสถิตย์} = \rho gh$$

$$= 1000 \times 9.81 \times (30 \times 0.3) \text{ ; (1 ft = 0.3 m)}$$

$$= 88.3 \text{ kPa}$$

$$= (88.3 \text{ kPa}) \times \left(\frac{14.7 \text{ psi}}{101.3 \text{ kPa}}\right) \times \left(\frac{23 \text{ ft.wg.}}{1 \text{ psi}}\right)$$

$$= 29.47 \text{ ft.wg.}$$

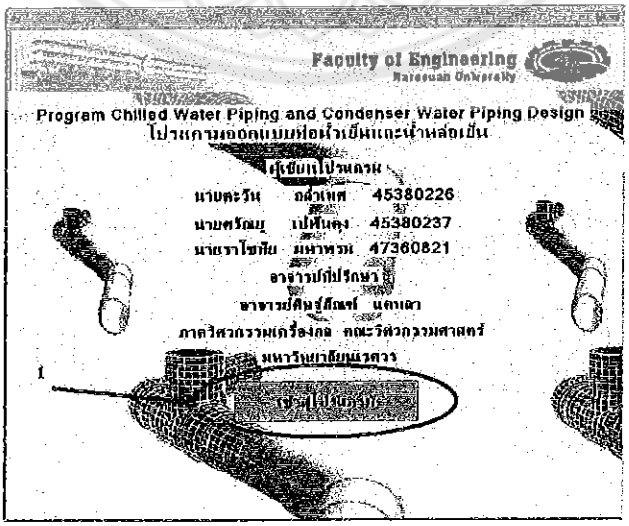
นำค่าเฮดสูญเสียแต่ละตัวมารวมกัน จะได้ค่า เฮดสูญเสียของระบบ

เฮดสูญเสียของระบบ = เฮดสูญเสีย1 + เฮดสูญเสีย2 + เฮดสูญเสียCondenser + เฮดสถิตย์

$$= 16.04 + 0.6 + 12 + 29.47$$

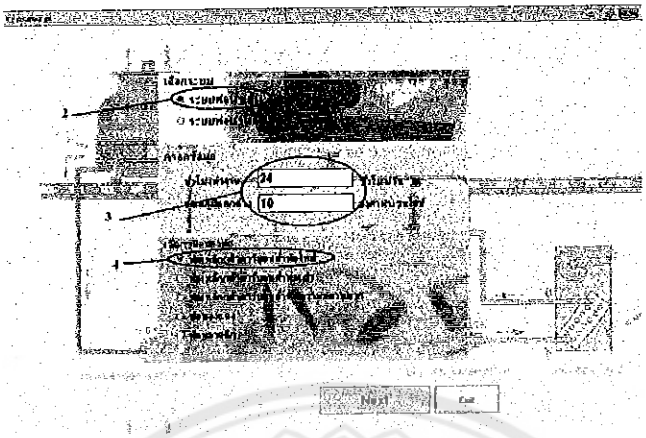
$$= 58.11 \text{ ft.wg.}$$

3.4 โปรแกรมที่ได้ทำการออกแบบ



รูปที่ 3.5 แสดงหน้าแรกของโปรแกรมการออกแบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น

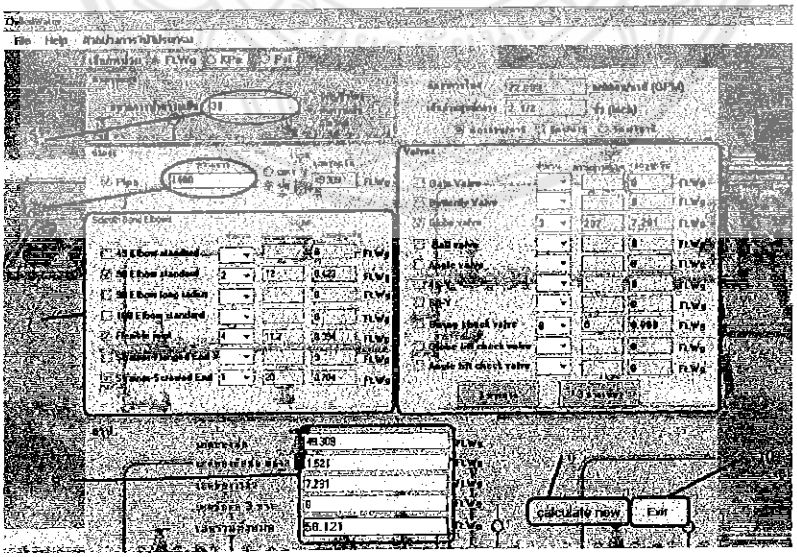
1. เมื่อเข้าโปรแกรมมา หน้าแรกจะเป็นชื่อโครงงาน, ชื่อผู้จัดทำ และชื่ออาจารย์ที่ปรึกษาโครงงาน ซึ่งขั้นตอนต่อไปคือ การเข้าใช้งานในโปรแกรม โดยการใช้เมาส์ คลิกที่ปุ่ม "เข้าสู่โปรแกรม"



รูปที่ 3.6 แสดงการเลือกระบบของโปรแกรมการออกแบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น

2. ทำการเลือก ระบบการทำงานว่าจะใช้การคำนวณในระบบใด โดยเลือกที่ช่องเลือกระบบ โดยมี 2 ระบบ คือ ระบบท่อน้ำเย็น และ ระบบท่อน้ำหล่อเย็น หลังจากเลือก ระบบการทำงานแล้ว จะมีส่วนที่ให้เลือกชนิดของท่อ โดยถ้าเลือก ระบบท่อน้ำเย็น จะแสดงดังรูปที่ 4.3 และถ้าเลือก ระบบท่อน้ำหล่อเย็น จะแสดงดังรูปที่ 4.4

3. หลังจากทำการเลือก ระบบการคำนวณและชนิดของท่อแล้ว ให้กำหนดชั่วโมงการทำงานของระบบ โดยคิดเป็น ชั่วโมงต่อวัน และทำการกำหนดค่าอุณหภูมิที่แตกต่าง



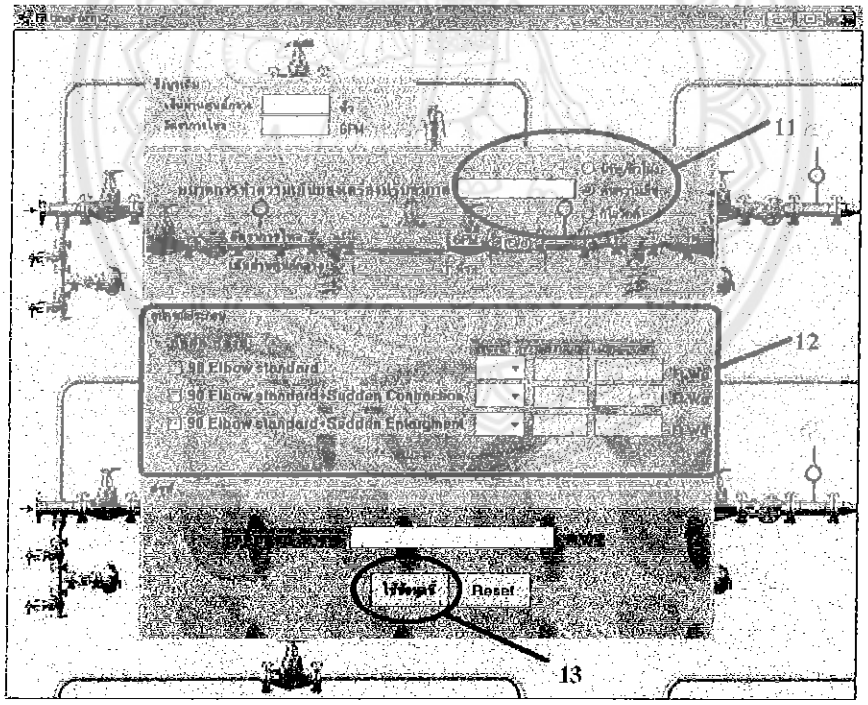
รูปที่ 3.7 แสดงการเลือกระบบอุปกรณ์ของโปรแกรมการออกแบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น

4. ในส่วนนี้จะเป็นส่วนของการเลือกอุปกรณ์เสริม ข้อต่อและข้องอต่างๆ เพื่อที่จะหาค่าเฮดสูญเสียในส่วนต่างๆ ลำดับแรก ทำการเลือกหน่วยของค่าเฮดสูญเสีย ซึ่งมีค่าอยู่ 3 หน่วย คือ Ft.Wg, KPa

และ Psi หลังจากนั้นทำการกำหนดค่าขนาดการทำความเย็น แล้วกำหนดหน่วยของการทำความเย็น ซึ่งมีค่า 3 หน่วยเช่นกัน คือ บีทียู/ชั่วโมง, ตันความเย็น และ กิโลวัตต์ จากนั้นทำการกำหนดค่าความยาวของท่อตรงในแบบตามความยาวทั้งหมดในส่วนที่จะทำการคำนวณ ในหน่วย ฟุต หรือ เมตร ตามที่ได้วัดค่า ซึ่งสามารถกำหนดได้ทั้ง 2 หน่วย จากนั้น ทำการเลือกชนิดข้อต่อ-ข้องอ, วาล์ว แต่ละชนิดที่มีในส่วนที่จะคำนวณ และทำการกำหนดจำนวนดังกล่าว

หากในส่วนที่จะทำการคำนวณนั้นมีข้อต่อ 3 ทาง (3 way) ให้เลือกที่ช่อง 3 ทางตรง หากทิศทางการไหลของของเหลวเป็นทางตรงก็เลือกกดปุ่ม "3 ทางตรง" ซึ่งจะแสดงดังในรูปที่ 4.6 และหากทิศทางการไหลของของเหลวเป็นทางเลี้ยวตั้งฉากก็เลือกกดปุ่ม "3 ทางเลี้ยว" ซึ่งจะแสดงดังในรูปที่ 4.7

เมื่อทำการเลือกข้อต่อ 3 ทางแบบชนิดไหลทางตรงแล้ว หลังจากนั้นให้กำหนดขนาดการทำความเย็น แล้วก็ทำการเลือกชนิดของข้อต่อ 3 ทาง โดยมี 3 ชนิด คือ มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเท่าเดิม, มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเล็กลง และ มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเพิ่มขึ้น หลังจากนั้นก็ทำการกำหนดจำนวนของข้อต่อ 3 ทาง



รูปที่ 3.8 แสดงการเลือกระบบข้อต่อ 3 ทางของโปรแกรมการออกแบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น

จากรูปที่ 3.8 เป็นการเลือกข้อต่อ 3 ทางเลี้ยว ก็จะคล้ายกันกับข้อต่อ 3 ทางตรง คือ เมื่อทำการเลือกข้อต่อ 3 ทางแบบชนิดไหลทางเลี้ยวแล้ว หลังจากนั้นให้กำหนดขนาดการทำความเย็น แล้วก็ทำการเลือกชนิดของข้อต่อ 3 ทาง โดยมี 3 ชนิด คือ มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเท่าเดิม, มี

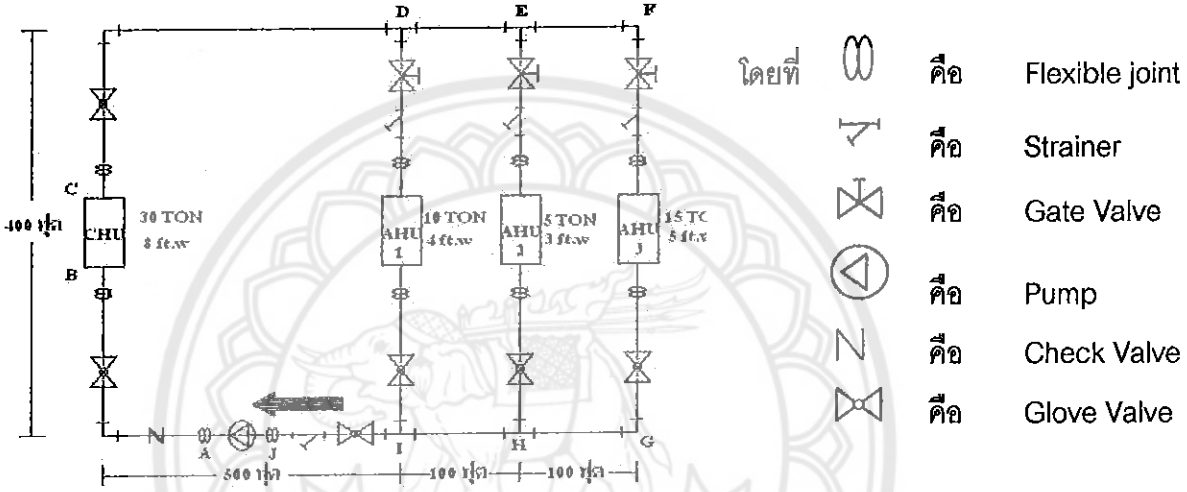
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเล็กลง และ มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเพิ่มขึ้น หลังจากนั้นก็ทำการกำหนดจำนวนของข้อต่อ 3 ทาง

หลังจากนั้นก็ส่งค่าเฮดสูญเสียที่ได้ไปรวมกับค่าเฮดจากที่อุปกรณ์ทั้งหมดเพื่อหาค่าเฮดรวมของทั้งระบบกลับไปในหน้าของส่วนของการเลือกอุปกรณ์เสริม ข้อต่อและข้องอ ดังรูปที่ 4.5 ซึ่งค่าที่ได้นั้นสามารถนำไปหาขนาดของปั๊มที่ใช้ในระบบ สามารถบอกได้ว่าโปรแกรมนี้ใช้คำนวณค่าเพื่อเลือกการใช้ปั๊มในระบบนั่นเอง

บทที่ 4
ผลการดำเนินงาน

4.1 ผลจากการเปรียบเทียบการใช้โปรแกรมกับการคำนวณด้วยมือ

4.1.1 ในระบบท่อน้ำเย็น



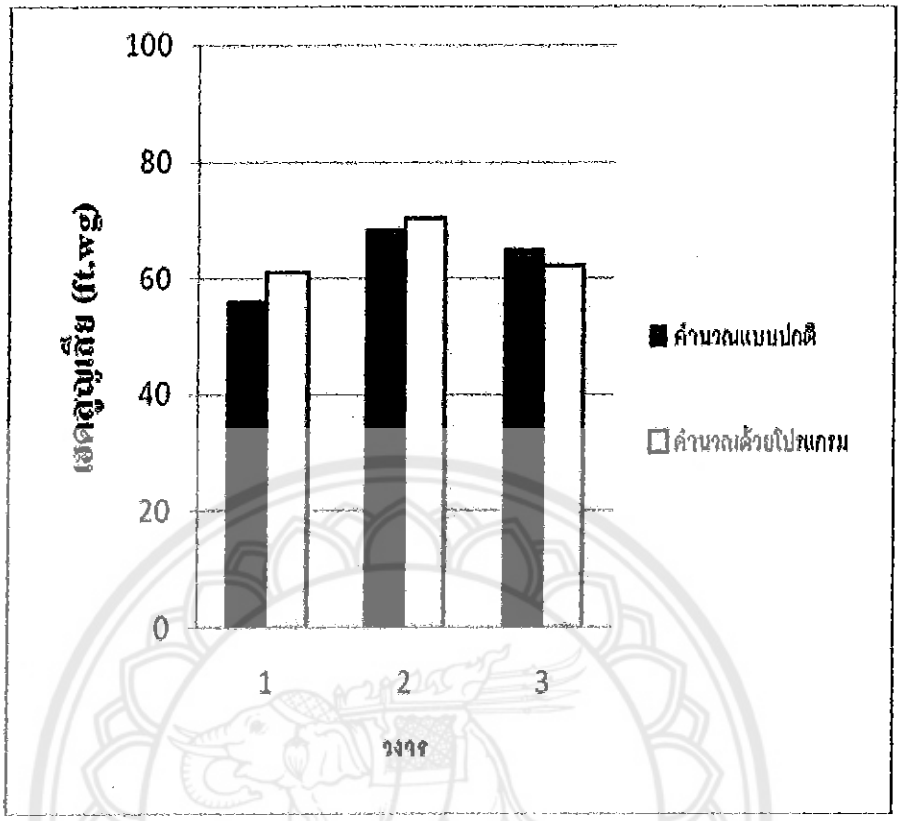
รูปที่ 4.1 แสดงวงจรของท่อน้ำเย็น

จากรูปที่ 4.1 กำหนดให้ วงจรที่ 1 คือช่วง IJABCD + DI ,

วงจรที่ 2 คือช่วง IJABCD + DE + EH +HI

วงจรที่ 3 คือช่วง IJABCD + CE + EF + FH + GH + HI

ในการทดสอบค่าเฮดสูญเสียของโปรแกรมผู้จัดทำได้ทดสอบใช้กับวงจรของท่อน้ำเย็นในหลายๆกรณีซึ่ง ในที่นี้จะขอนำวงจรท่อน้ำเย็นในรูปที่ 4.1 ซึ่งมีจำนวนวงจร 3 วงจร มาเป็นตัวอย่าง โดยระบบปรับอากาศนี้ทำงานที่ 24 ชั่วโมงต่อวัน และเปลี่ยนค่าอุณหภูมิแตกต่างที่แตกต่างกันเพื่อพิจารณาค่าที่ได้จากการคำนวณแบบปกติและการคำนวณโดยการใช้โปรแกรมว่ามีความแตกต่างกันมากน้อยเพียงใดโดยแสดงค่าที่ได้เป็นกราฟดังนี้



กราฟที่ 4.1 แสดงการเปรียบเทียบความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณแบบปกติและการคำนวณด้วยโปรแกรมที่อุณหภูมิแตกต่างทางด้านน้ำเย็น 8 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน

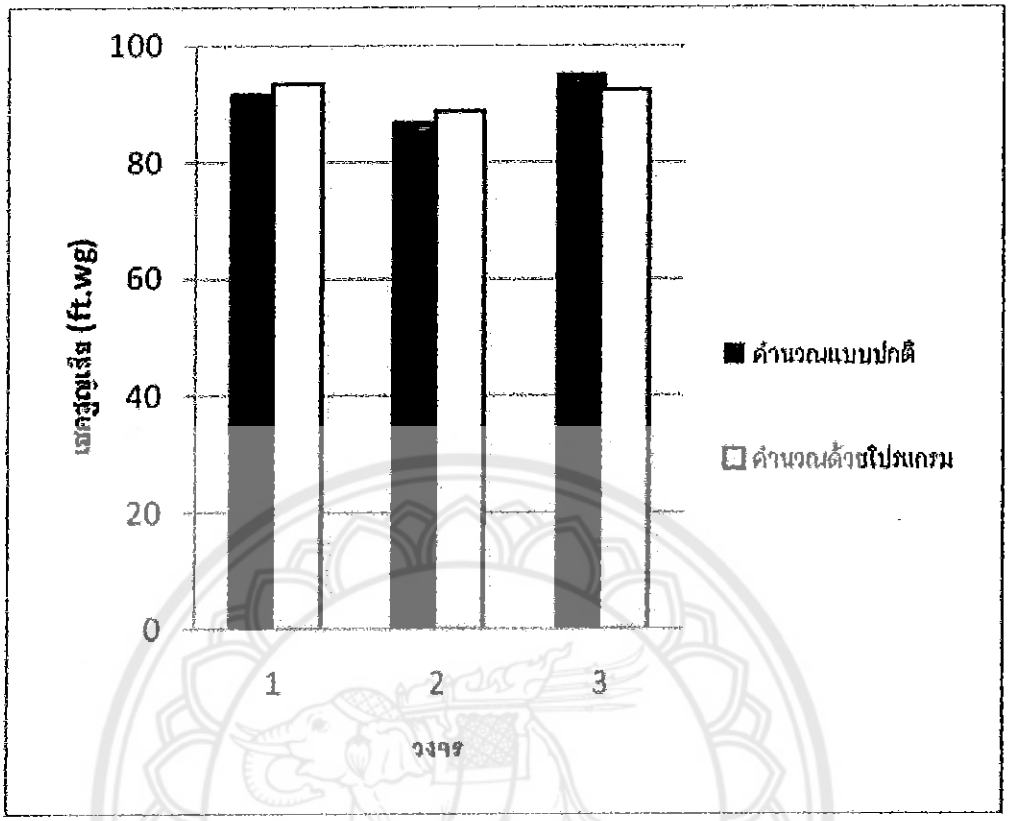
จากกราฟที่ 4.1 แสดงให้เห็นว่า

วงจรที่ 1 ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 55.91 ft.wg. และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรม มีค่า 60.826 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 8.8 เปอร์เซ็นต์

วงจรที่ 2 ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 68.23 ft.wg. และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรม มีค่า 70.03 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 2.6 เปอร์เซ็นต์

วงจรที่ 3 ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 64.84 ft.wg. และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรม มีค่า 62.01 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 4.35 เปอร์เซ็นต์

ซึ่งค่าเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างสูงสุดมีค่าเท่ากับ 8.8 เปอร์เซ็นต์ และค่าต่ำสุดจะมีค่าเท่ากับ 2.6 เปอร์เซ็นต์



กราฟที่ 4.2 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณแบบปกติและการคำนวณด้วยโปรแกรมที่อุณหภูมิแตกต่างทางด้านน้ำเย็น 10 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน

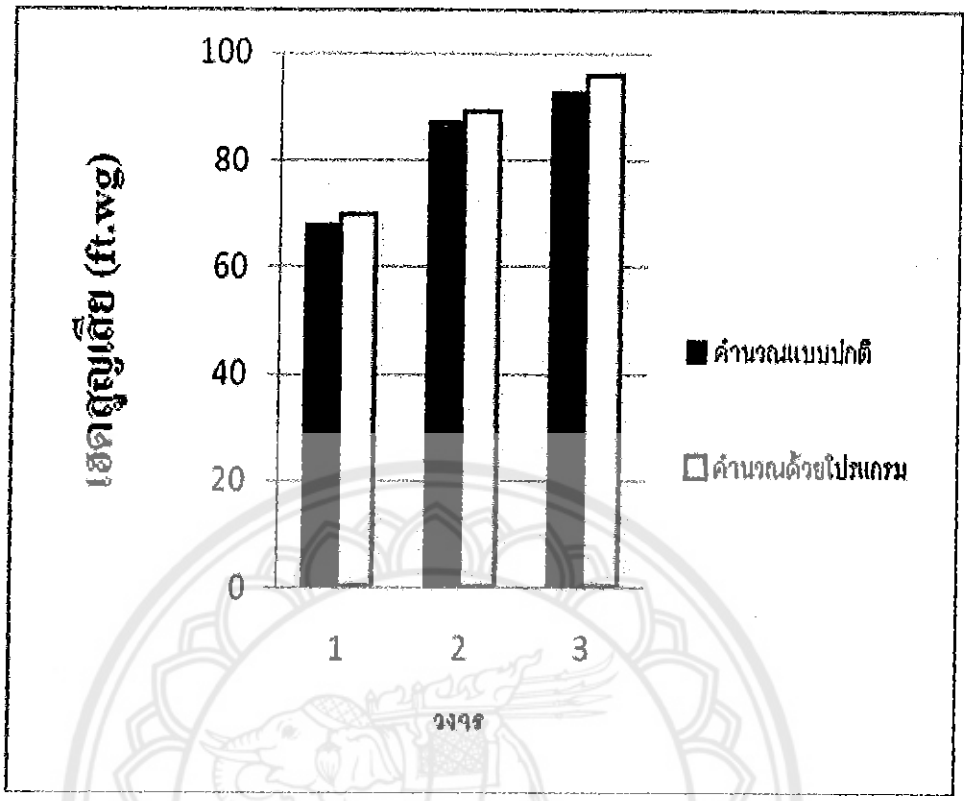
จากกราฟที่ 4.2 แสดงให้เห็นว่า

วงจรที่ 1 ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 91.44 ft.wg. และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรม มีค่า 96.35 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 5.37 เปอร์เซ็นต์

วงจรที่ 2 ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 86.65 ft.wg. และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรม มีค่า 88.72 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 2.07 เปอร์เซ็นต์

วงจรที่ 3 ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 95.05 ft.wg. และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรม มีค่า 92.22 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 2.97 เปอร์เซ็นต์

ซึ่งค่าเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างสูงสุดมีค่าเท่ากับ 5.37 เปอร์เซ็นต์ และค่าต่ำสุดจะมีค่าเท่ากับ 2.07 เปอร์เซ็นต์



กราฟที่ 4.3 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณแบบปกติและการคำนวณด้วยโปรแกรมที่อุณหภูมิแตกต่างทางด้านน้ำเย็น 12 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน

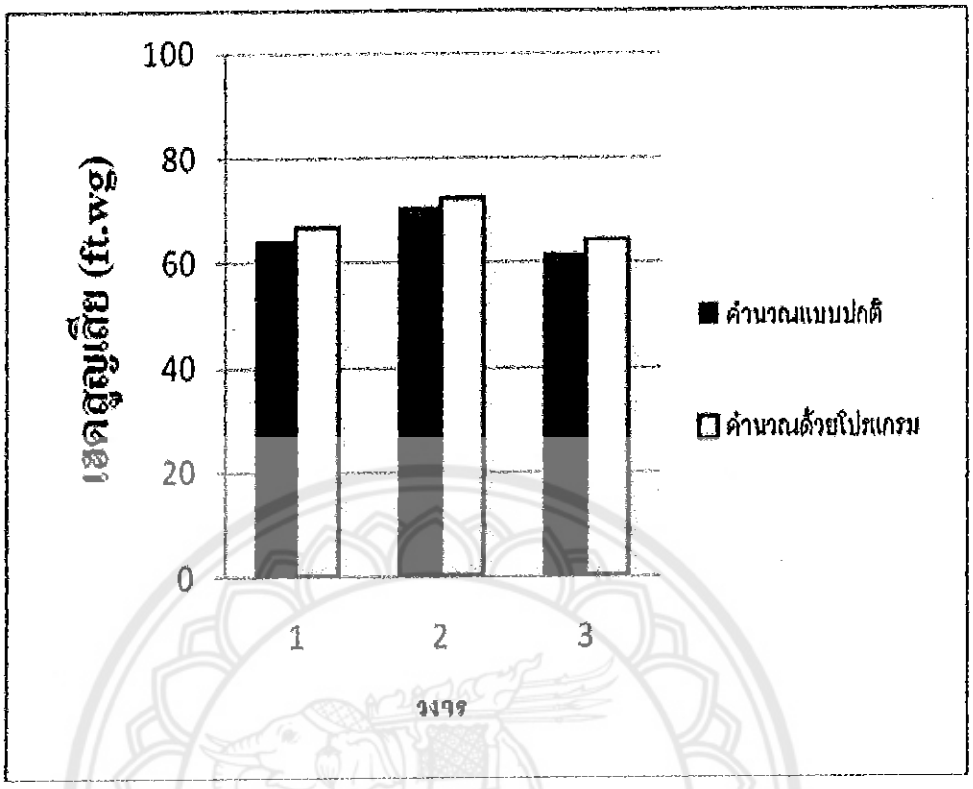
จากกราฟที่ 4.3 แสดงให้เห็นว่า

วงจรที่ 1 ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 67.74 ft.wg. และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรม มีค่า 72.65 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 7.25 เปอร์เซ็นต์

วงจรที่ 2 ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 86.92 ft.wg. และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรม มีค่า 88.72 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 2.07 เปอร์เซ็นต์

วงจรที่ 3 ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 92.62 ft.wg. และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรม มีค่า 95.44 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 3.04 เปอร์เซ็นต์

ซึ่งค่าเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างสูงสุดมีค่าเท่ากับ 7.25 เปอร์เซ็นต์ และค่าต่ำสุดจะมีค่าเท่ากับ 2.07 เปอร์เซ็นต์



กราฟที่ 4.4 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณแบบปกติและการคำนวณด้วยโปรแกรมที่อุณหภูมิแตกต่างทางด้านน้ำเย็น 14 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน

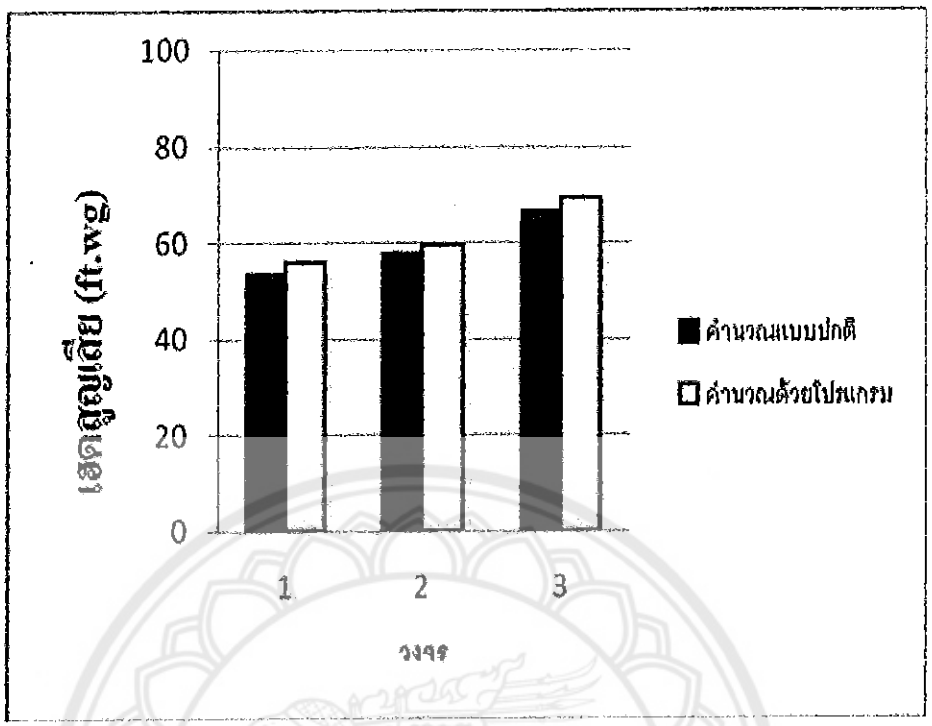
จากกราฟที่ 4.4 แสดงให้เห็นว่า

วงจรที่ 1 ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 64.04 ft.wg. และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรม มีค่า 68.95 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 7.67 เปอร์เซ็นต์

วงจรที่ 2 ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 70.2 ft.wg. และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรม มีค่า 72.00 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 2.56 เปอร์เซ็นต์

วงจรที่ 3 ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 61.18 ft.wg. และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรม มีค่า 64.00 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 4.61 เปอร์เซ็นต์

ซึ่งค่าเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างสูงสุดมีค่าเท่ากับ 7.67 เปอร์เซ็นต์ และค่าต่ำสุดจะมีค่าเท่ากับ 2.56 เปอร์เซ็นต์



กราฟที่ 4.5 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณแบบปกติและการคำนวณด้วยโปรแกรมที่อุณหภูมิแตกต่างทางด้านน้ำเย็น 16 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน

จากกราฟที่ 4.5 แสดงให้เห็นว่า

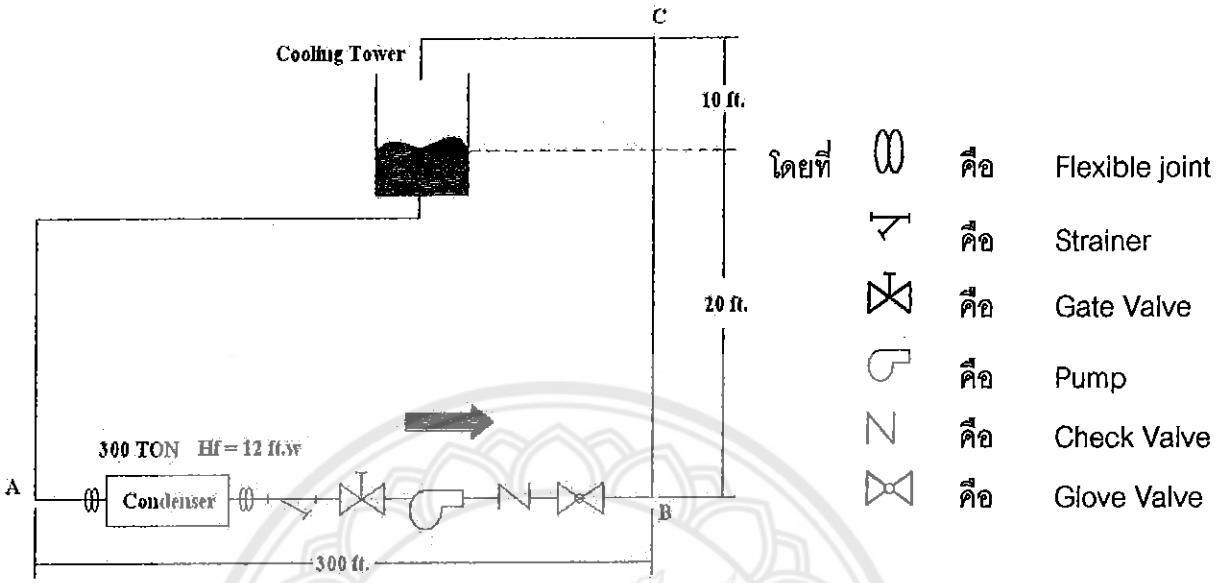
วงจรที่ 1 ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 53.29 ft.wg. และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรม มีค่า 58.20 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 9.22 เปอร์เซ็นต์

วงจรที่ 2 ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 57.33 ft.wg. และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรม มีค่า 59.13 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 3.13 เปอร์เซ็นต์

วงจรที่ 3 ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 65.98 ft.wg. และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรม มีค่า 66.80 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 4.27 เปอร์เซ็นต์

ซึ่งค่าเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างสูงสุดมีค่าเท่ากับ 9.22 เปอร์เซ็นต์ และค่าต่ำสุดจะมีค่าเท่ากับ 3.13 เปอร์เซ็นต์

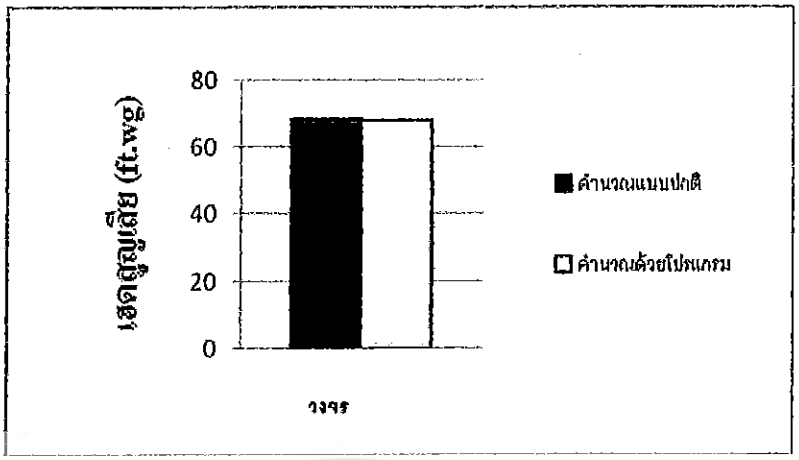
4.1.2 ในระบบท่อน้ำหล่อเย็น



รูปที่ 4.2 แสดงวงจรของท่อน้ำหล่อเย็น

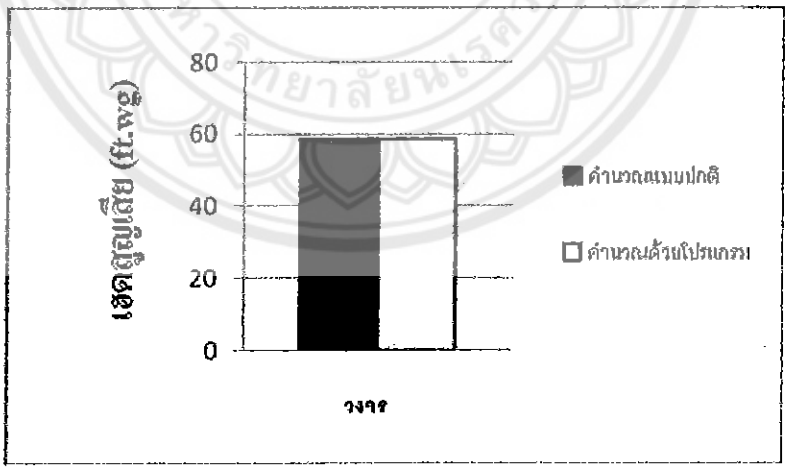
จากรูปที่ 4.2 กำหนดให้ Condenser มีขนาดทำความเย็น 300 TON ทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน
การหาค่าเฮดสูญเสียของวงจรสามารถหาได้จาก ช่วง AB + BC

ในการทดสอบค่าของเฮดสูญเสียในส่วนของท่อน้ำหล่อเย็นซึ่งส่วนใหญ่ขนาดของท่อจะมีเพียงขนาดเดียว ดังนั้นผู้จัดทำจะขอนำวงจรท่อน้ำหล่อเย็นในรูปที่ 4.2 ซึ่งมีจำนวนวงจร 1 วงจร มาเป็นตัวอย่าง โดยระบบปรับอากาศนี้ทำงานที่ 24 ชั่วโมงต่อวัน และเปลี่ยนค่าอุณหภูมิแตกต่างที่แตกต่างกันเพื่อพิจารณาค่าที่ได้ว่ามีความแตกต่างกันมากน้อยเพียงใด โดยแสดงค่าที่ได้เป็นกราฟดังนี้



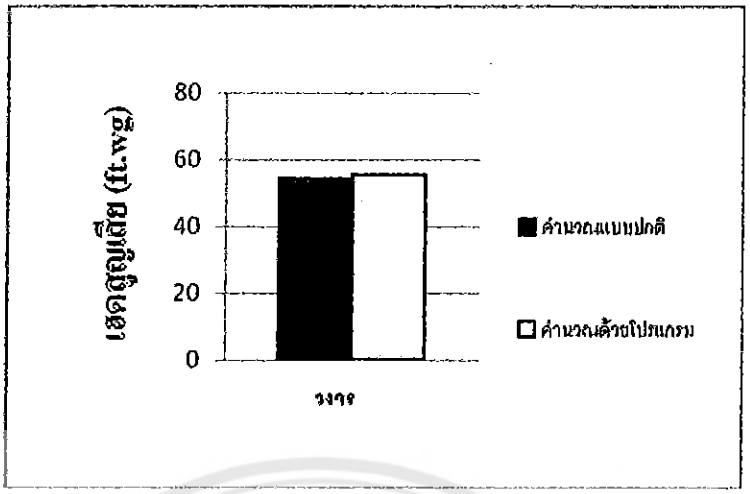
กราฟที่ 4.6 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณแบบปกติและการคำนวณด้วย**โปรแกรมที่อุณหภูมิ**แตกต่างทางด้านน้ำหล่อเย็น 8 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน

จากกราฟที่ 4.6 แสดงให้เห็นว่า ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 68.09 ft.wg. **และผลที่ได้**จากการใช้โปรแกรม มีค่า 66.86 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 1.81 **เปอร์เซ็นต์**



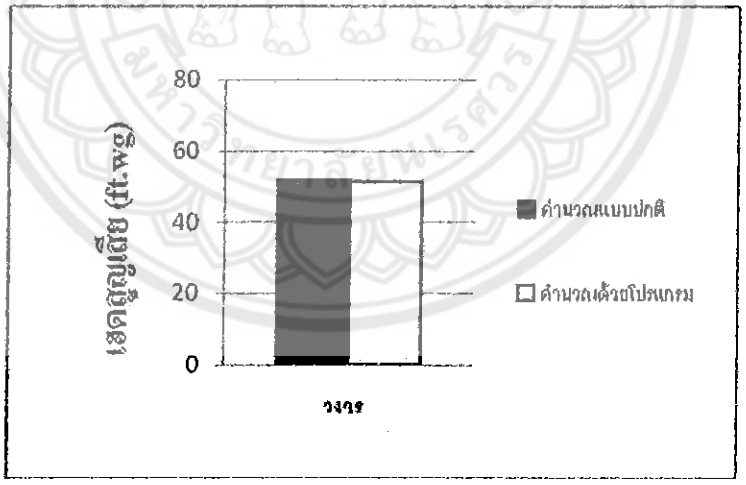
กราฟที่ 4.7 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณแบบปกติและการคำนวณด้วยโปรแกรมที่อุณหภูมิแตกต่างทางด้านน้ำหล่อเย็น 10 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน

จากกราฟที่ 4.7 แสดงให้เห็นว่า ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 58.11 ft.wg. และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรม มีค่า 58.44 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 0.57 เปอร์เซ็นต์



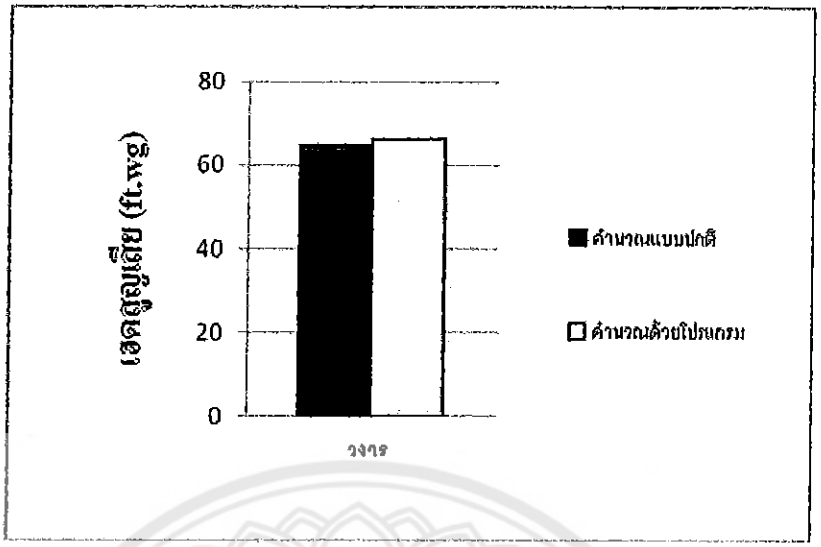
กราฟที่ 4.8 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณแบบปกติและการคำนวณด้วยโปรแกรมที่อุณหภูมิแตกต่างทางด้านน้ำหล่อเย็น 12 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน

จากกราฟที่ 4.8 แสดงให้เห็นว่า ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 53.95 ft.wg. และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรม มีค่า 53.73 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 0.9 เปอร์เซ็นต์



กราฟที่ 4.9 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณแบบปกติและการคำนวณด้วยโปรแกรมที่อุณหภูมิแตกต่างทางด้านน้ำหล่อเย็น 14 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน

จากกราฟที่ 4.9 แสดงให้เห็นว่า ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 51.45 ft.wg. และผลที่ได้จากการใช้โปรแกรม มีค่า 50.82 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 1.22 เปอร์เซ็นต์



กราฟที่ 4.10 แสดงความแตกต่างเฮดสูญเสียของการคำนวณแบบปกติและการคำนวณด้วย**โปรแกรมที่อุณหภูมิ**แตกต่างทางด้านน้ำหล่อเย็น 16 องศาฟาเรนไฮต์ และระบบปรับอากาศทำงาน 24 **ชั่วโมงต่อวัน**

จากกราฟที่ 4.10 แสดงให้เห็นว่า ผลที่ได้จากการคำนวณแบบปกติ มีค่า 64.41 ft.wg. **และผลที่ได้จากการใช้**โปรแกรม มีค่า 65.95 ft.wg. คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างได้ 2.39 **เปอร์เซ็นต์**

จากการทดสอบโปรแกรมโดยทดสอบที่อุณหภูมิหลายๆค่าจะเห็นว่าค่า**เฮดสูญเสียมีค่าที่ใกล้เคียง**กันและอยู่ในค่าสามารถยอมรับได้ และจากการให้นิสิตคณะวิศวกรรม**ศาสตร์ ภาควิชาวิศวกรรม**เครื่องกล ชั้นปีที่ 4 ที่ได้เรียนวิชาระบบปรับอากาศ (Air Conditioning) **ซึ่งได้เรียนเรื่องการออกแบบท่อน้ำเย็นละท่อน้ำหล่อเย็นของระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลาง จำนวน** 40 คน ทดสอบใช้ ผลที่ได้คือ มีความพึงพอใจในการใช้งานและสามารถ**ช่วยลดเวลาในการออกแบบท่อ**

บทที่ 5
สรุปผลการดำเนินงาน

5.1 สรุปผลการทดลอง

5.1.1 จากการเปรียบเทียบค่าเฮดสูญเสียของท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็นระหว่างการคำนวณแบบปกติและแบบใช้โปรแกรม จะพบว่าเมื่ออุณหภูมิแตกต่างมีค่าเพิ่มสูงขึ้นอัตราการไหลของน้ำภายในท่อก็จะมีค่าลดลง เมื่อนำค่าอัตราการไหลดังกล่าวไปหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อจะทำให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ได้มีแนวโน้มลดลง แต่ในบางกรณีที่ค่าอัตราการไหลลดลงเมื่อนำไปเลือกขนาดของท่อจะได้ท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่าเดิม เนื่องจากค่าอัตราการไหลที่ได้นั้นยังอยู่ในช่วงของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่าเดิม

5.1.2 จากการเปรียบเทียบค่าเฮดสูญเสียของท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็นระหว่างการคำนวณแบบปกติและแบบใช้โปรแกรม จะพบว่าเมื่ออุณหภูมิแตกต่างมีค่าลดลง อัตราการไหลของน้ำภายในท่อก็จะมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อนำค่าอัตราการไหลดังกล่าวไปหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อจะทำให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ได้มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น แต่ในบางกรณีที่ค่าอัตราการไหลเพิ่มขึ้นเมื่อนำไปเลือกขนาดของท่อจะได้ท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่าเดิม เนื่องจากค่าอัตราการไหลที่ได้นั้นยังอยู่ในช่วงของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่าเดิม

5.1.3 จากการเปรียบเทียบค่าเฮดสูญเสียของท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็นระหว่างการคำนวณแบบปกติและแบบใช้โปรแกรม โดยเปรียบเทียบที่อุณหภูมิแตกต่างหลายๆค่าจะเห็นว่าค่าเฮดสูญเสียที่ได้มีค่าที่ใกล้เคียงกัน ซึ่งระบบท่อน้ำเย็นคิดเป็นเปอร์เซ็นต์แตกต่างได้ไม่เกิน 7.74 เปอร์เซ็นต์ และระบบท่อน้ำหล่อเย็นคิดเป็นเปอร์เซ็นต์แตกต่างได้ไม่เกิน 1.81 เปอร์เซ็นต์

5.1.4 จากการทดลองใช้และทำการสอบถามความคิดเห็นของนิสิตคณะวิศวกรรมศาสตร์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ชั้นปีที่ 4 จำนวน 40 คน ผลที่ได้คือมีความพึงพอใจในการใช้งานและสามารถช่วยลดเวลาในการออกแบบ

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 ในการออกแบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น ต้องมีการพิจารณาหาค่าอุณหภูมิแตกต่างที่เหมาะสม เมื่ออุณหภูมิแตกต่างมีค่าสูงขึ้นจะส่งผลให้อัตราการไหลของน้ำภายในท่อมีแนวโน้มลดลง เมื่อนำค่าอัตราการไหลไปเลือกขนาดของท่อ ท่อที่ได้จะมีขนาดเล็กลงแต่ในบางกรณีที่ค่าอัตราการไหลลดลง เมื่อนำไปเลือกขนาดของท่อจะได้ท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่าเดิม เนื่องจากค่าอัตราการไหลที่ได้นั้นยังอยู่ในช่วงของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่าเดิมทำให้ราคาในการลงทุนเริ่มต้นต่ำ แต่ความเสียดทานภายในท่อก็จะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นด้วย ส่งผลให้การเลือกเครื่องสูบน้ำ

ที่มาใช้งานในระบบมีขนาดใหญ่ขึ้น ใช้ไฟมากขึ้นทำให้มีค่าใช้จ่ายระหว่างการดำเนินงานสูง แต่เมื่ออุณหภูมิแตกต่างมีค่าลดลงจะส่งผลให้อัตราการไหลของน้ำภายในท่อมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อนำค่าอัตราการไหลไปเลือกขนาดของท่อ ท่อที่ได้จะมีแนวโน้มขนาดใหญ่แต่ในบางกรณีที่ค่าอัตราการไหลเพิ่มขึ้น เมื่อนำไปเลือกขนาดของท่อจะได้ท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่าเดิม เนื่องจากค่าอัตราการไหลที่ได้นั้นยังอยู่ในช่วงของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่าเดิมทำให้ราคาลงทุนเริ่มต้นสูง แต่ความเสียดทานภายในท่อก็จะมีค่าลดลง ส่งผลให้การเลือกเครื่องสูบน้ำที่มาใช้งานในระบบมีขนาดเล็กใช้ไฟน้อยทำให้ค่าใช้จ่ายระหว่างดำเนินงานลดลงด้วย ดังนั้นการเลือกออกแบบอุณหภูมิแตกต่างจึงควรพิจารณาถึงค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งานของระบบมาเป็นส่วนหนึ่งในการออกแบบด้วย

5.2.2 เนื่องด้วยเวลาที่มีจำกัดทำให้โปรแกรมที่ออกแบบมาจำเป็นที่ต้องใช้ควบคู่กับโปรแกรม Microsoft Office Excel ในการเก็บค่าที่คำนวณได้ ซึ่งหากได้รับการพัฒนาต่อโดยการสร้าง Database มาเก็บค่าที่คำนวณได้โปรแกรมก็จะมีความสะดวกยิ่งขึ้น

5.2.3 ความต้องการของการใช้โปรแกรมออกแบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น ขั้นต่ำ

- ระบบปฏิบัติการ Microsoft Windows
- ความต้องการของพื้นที่ Hard disk (HDD) 15 MB
- หน่วยความจำ 128 MB
- หน่วยประมวลผลกลาง (CPU) Pentium 3

หากลงโปรแกรมแล้วยังไม่สามารถใช้งานได้ ให้ทำการลงโปรแกรม .Net framework 2.0 เนื่องจากมีผลต่อ Applications ของโปรแกรม

เอกสารอ้างอิง

[1] ศิษฐ์ภัณฑ์ แคนลา. อุณหภูมิน้ำเย็นจ่ายและแตกต่างที่เหมาะสมของระบบปรับอากาศ. วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2545.

[2] ชูชัย ต.ศิริวัฒนา. การทำความเย็นและการปรับอากาศ. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดยูเคชั่น, 2550

[3] Pita, Edward G. Air conditioning principles and systems. Upper Saddle River, N.J. : Prentice Hall, 2002.

[4] พร้อมเลิศ หล่อวิจิตร. คู่มือเรียน Visual Basic 2005. กรุงเทพฯ : โปรวิชั่น, 2549

[5] www.thaihvac.com

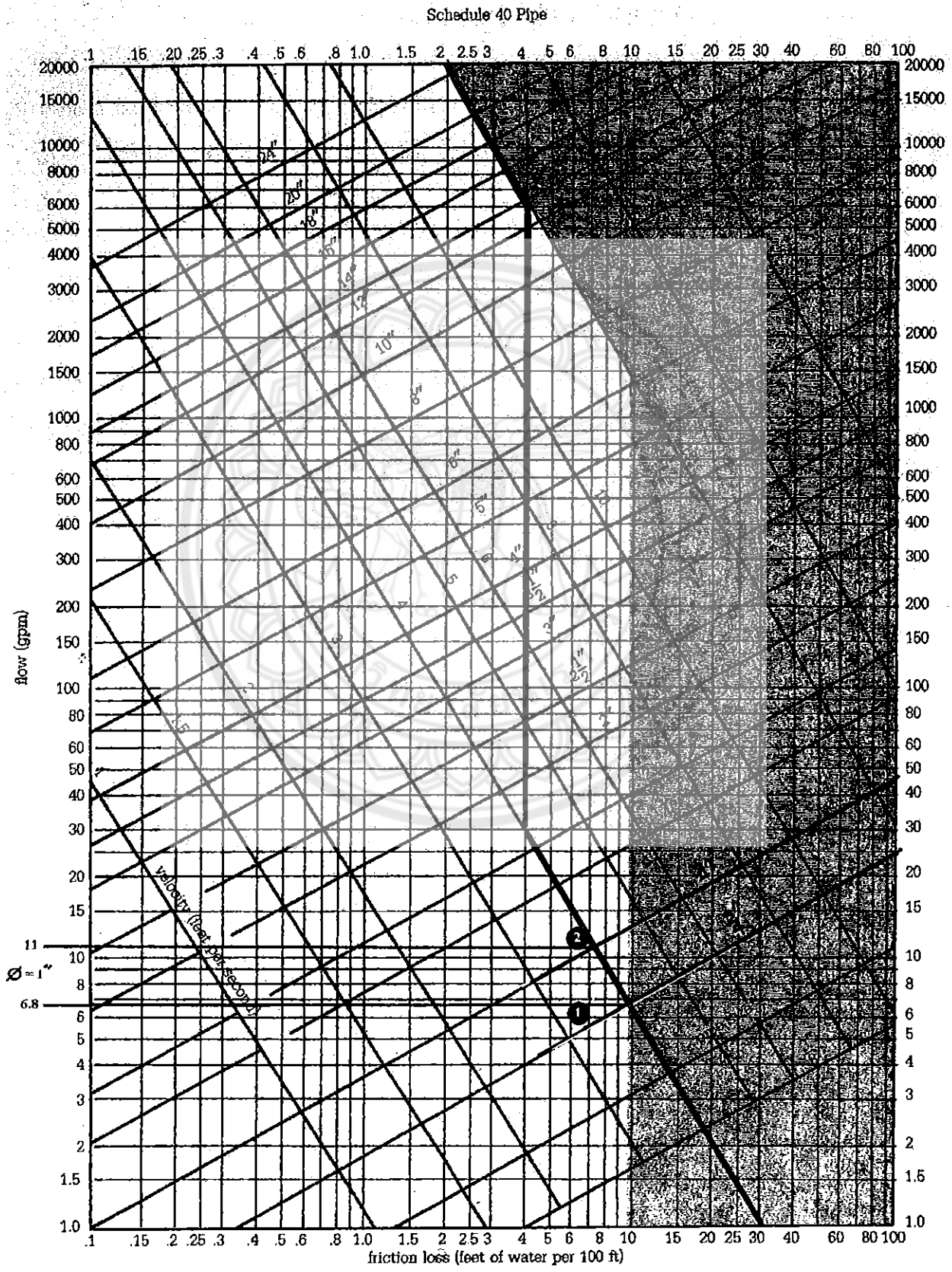
[6] www.acat.or.th

[7] www.ashrae.org

ภาคผนวก

ภาคผนวก

ตัวอย่างแสดงการหาช่วงของอัตราการไหลในแต่ละเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ



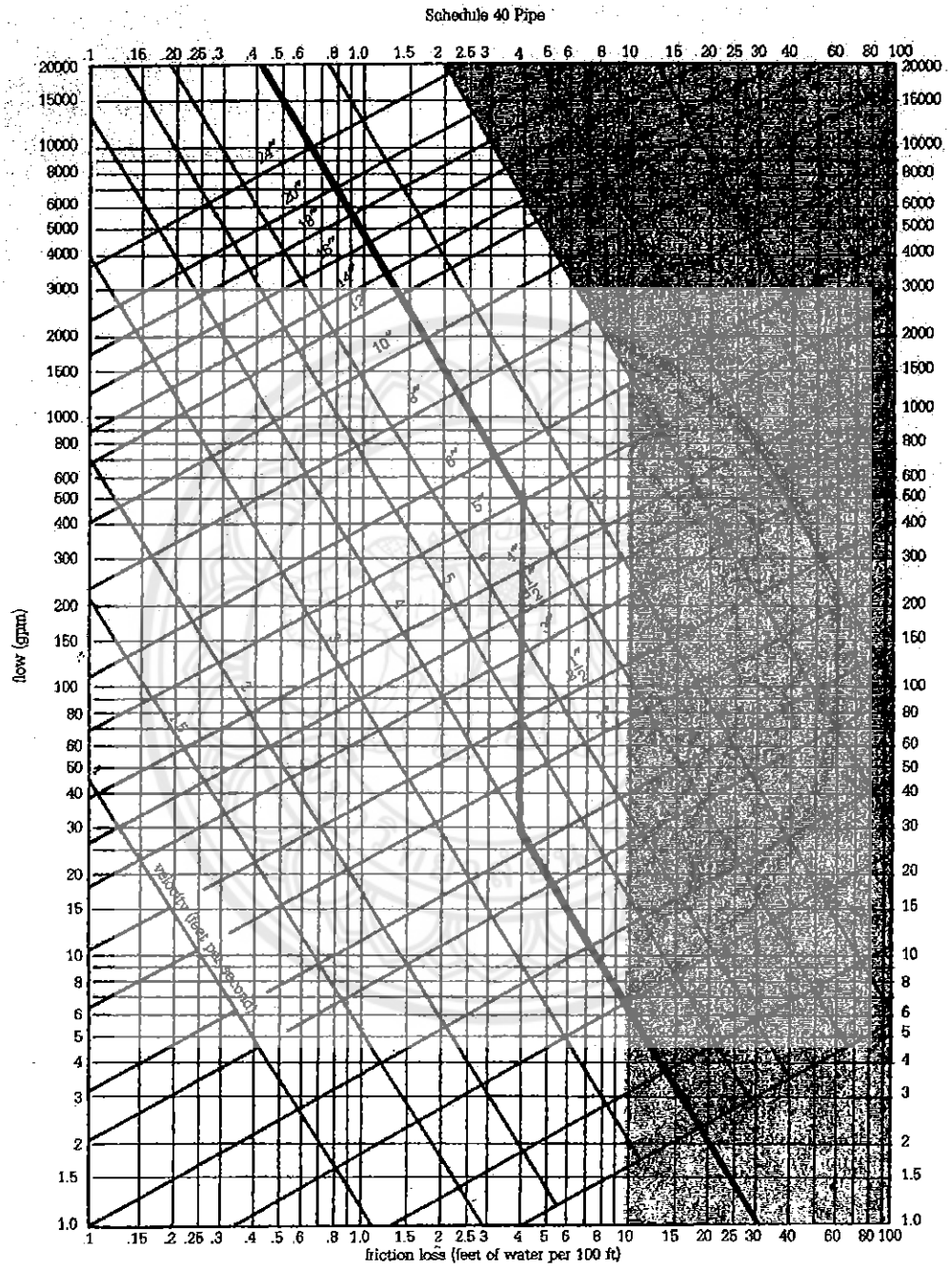
จากรูปแผนภาพแสดงตัวอย่างของการหาช่วงอัตราการไหลของของน้ำภายในท่อเพื่อหาขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (ยกตัวอย่างการหาช่วงอัตราการไหลของน้ำภายในท่อขนาด 1 นิ้ว) ซึ่งมีขั้นตอนดังนี้

1. จากรูป เส้นหมายเลข 1 เป็นการลากเส้นจากจุดตัดระหว่างเส้นของข้อกำหนดการออกแบบท่อของ ASHRAE กับ เส้นของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 3/4 นิ้ว โดยลากเส้นจากจุดตัดนี้ไปยังแกนของอัตราการไหลของน้ำภายในท่อซึ่งจากเส้นที่ลากจะได้อัตราการไหลที่ 6.8 แกลลอนต่อลิตร
2. จากรูป เส้นหมายเลข 2 เป็นการลากเส้นจากจุดตัดระหว่างเส้นของข้อกำหนดการออกแบบท่อของ ASHRAE กับ เส้นของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 1 นิ้ว โดยลากเส้นจากจุดตัดนี้ไปยังแกนของอัตราการไหลของน้ำภายในท่อซึ่งจากเส้นที่ลากจะได้อัตราการไหลที่ 11 แกลลอนต่อลิตร

ดังนั้นจากเส้นหมายเลขที่ 1 และ 2 จะได้ช่วงอัตราการไหลของน้ำภายในท่อของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อขนาด 1 นิ้ว มีค่าอยู่ที่ $6.8 < GPM \leq 11$ ซึ่งการหาช่วงของอัตราการไหลของน้ำภายในท่อของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อขนาดต่างๆ สามารถหาได้ตามขั้นตอนดังกล่าวนี้เช่นกัน

แผนภาพแสดงอัตราการไหลเพื่อหาขนาดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำในความเร็วต่างๆ

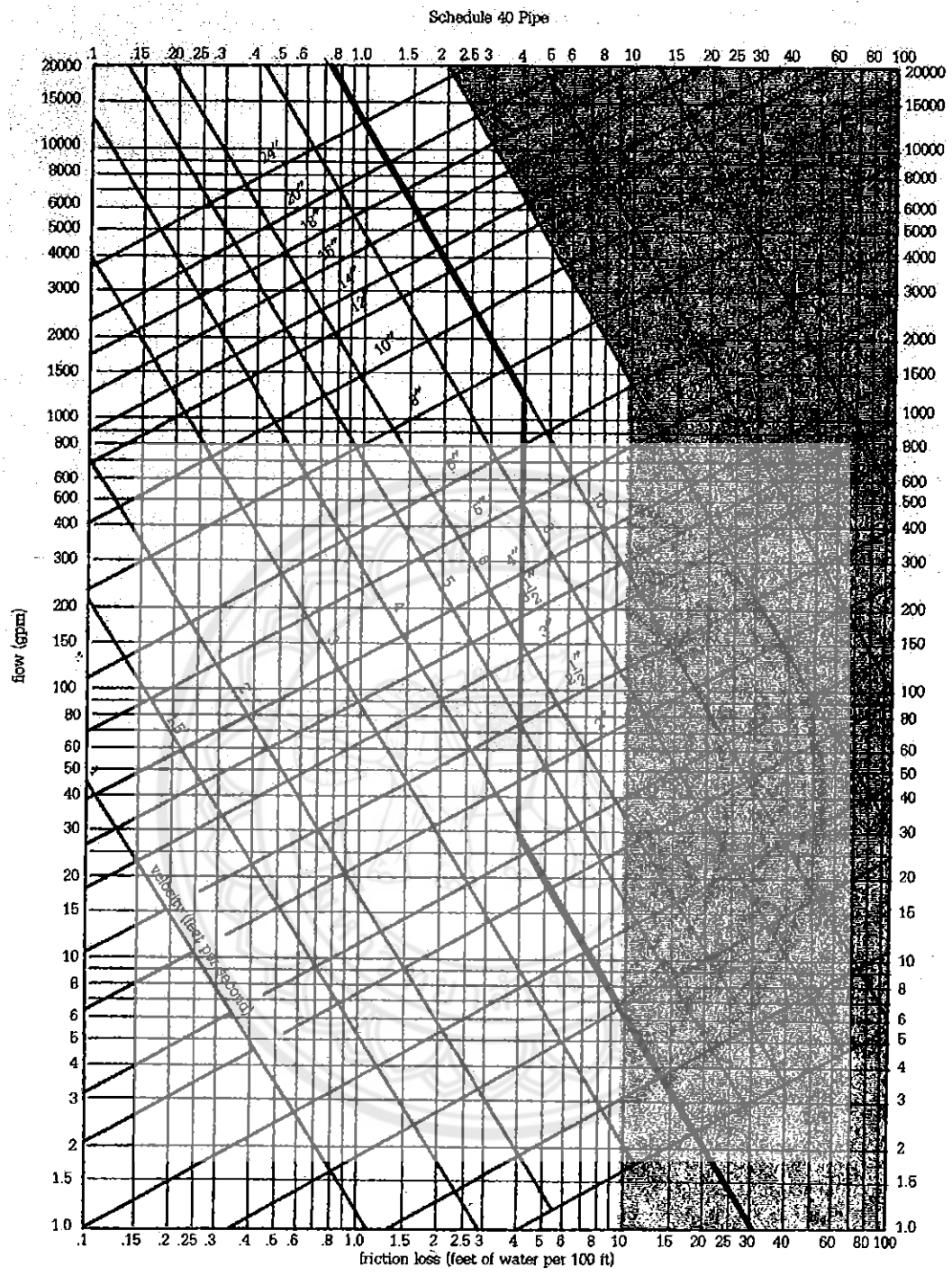
ท่อน้ำเย็น



แผนภาพที่ 1ก แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (8 ฟุต/วินาที)

ตารางที่ 1ก แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (8 ฟุต/วินาที)

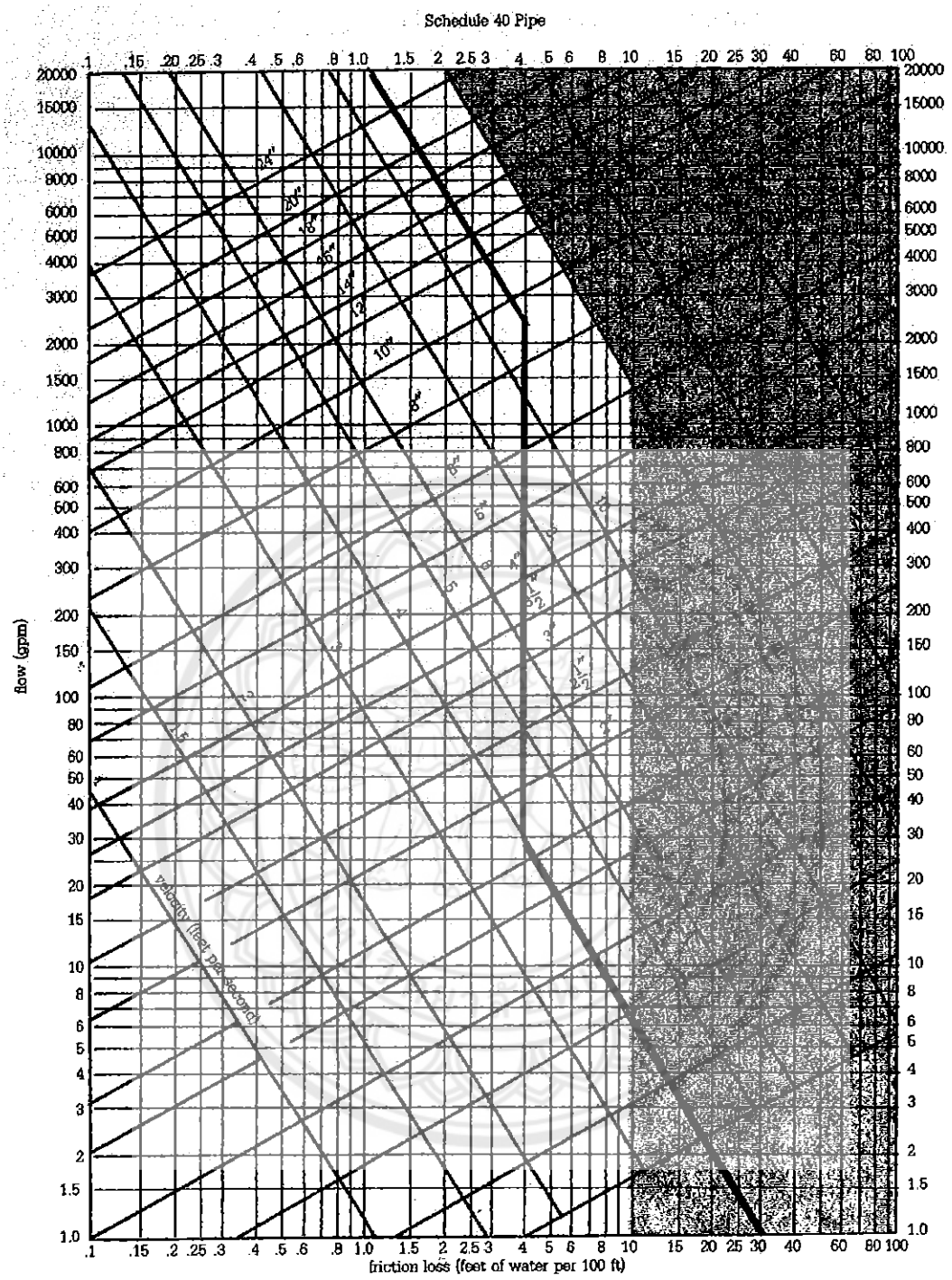
Diameter (inch)	GPM
$\frac{3}{4}$	$0 < GPM \leq 6.8$
1	$6.8 < GPM \leq 11$
$1\frac{1}{4}$	$11 < GPM \leq 18$
$1\frac{1}{2}$	$18 < GPM \leq 25$
2	$25 < GPM \leq 45$
$2\frac{1}{2}$	$45 < GPM \leq 75$
3	$75 < GPM \leq 130$
$3\frac{1}{2}$	$130 < GPM \leq 180$
4	$180 < GPM \leq 280$
5	$280 < GPM \leq 490$
6	$490 < GPM \leq 700$
8	$700 < GPM \leq 1250$
10	$1250 < GPM \leq 1900$
12	$1900 < GPM \leq 2900$
14	$2900 < GPM \leq 3500$
16	$3500 < GPM \leq 4500$
18	$4500 < GPM \leq 5500$
20	$5500 < GPM \leq 7000$
24	$7000 < GPM \leq 10000$



แผนภาพที่1ข แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (10 ฟุต/วินาที)

ตารางที่ 1ข แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (10 ฟุต/วินาที)

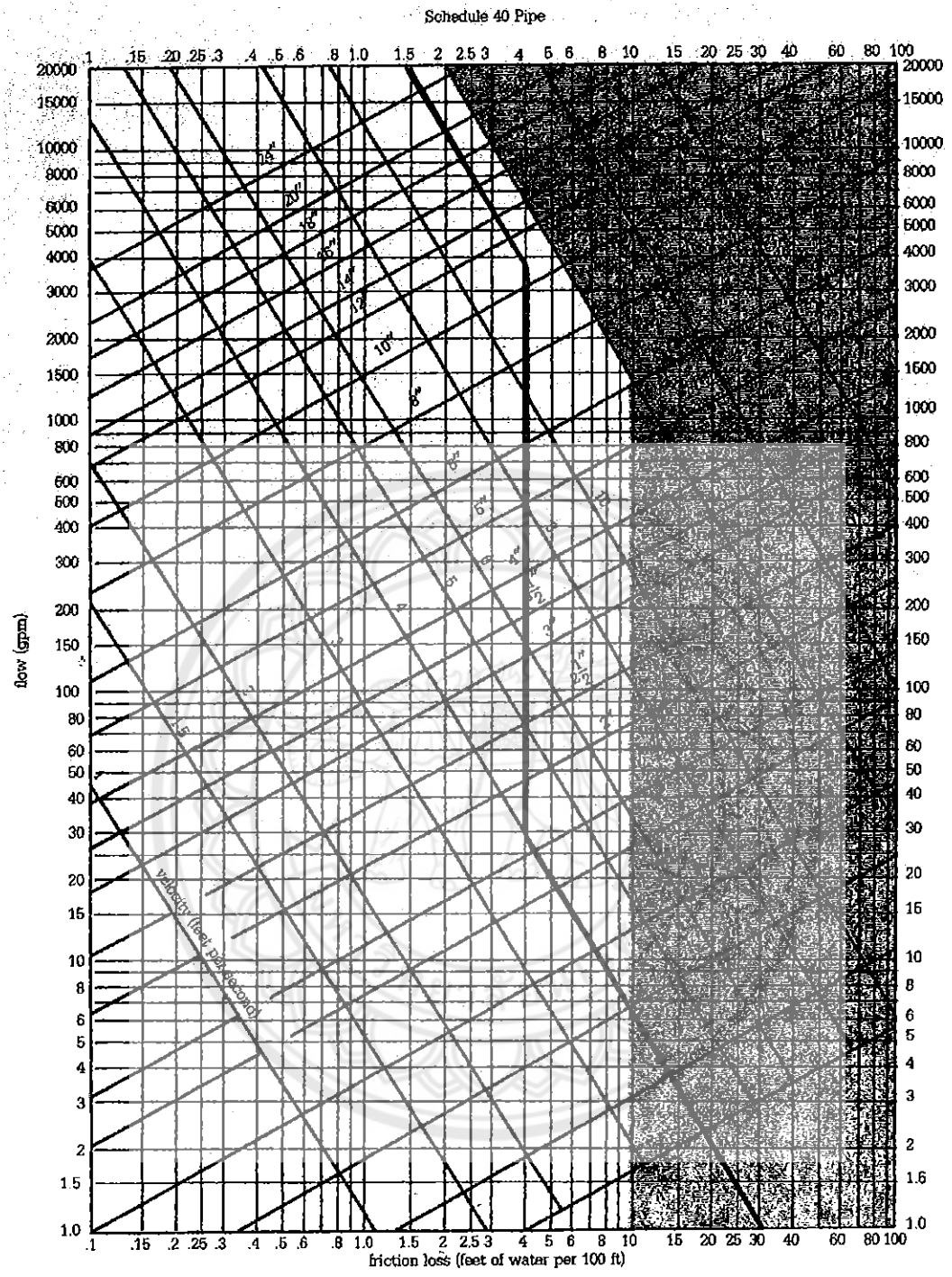
Diameter (inch)	GPM
$\frac{3}{4}$	$0 \leq$ GPM ≤ 6.8
1	$6.8 <$ GPM ≤ 11
$1\frac{1}{4}$	$11 <$ GPM ≤ 18
$1\frac{1}{2}$	$18 <$ GPM ≤ 25
2	$25 <$ GPM ≤ 45
$2\frac{1}{2}$	$45 <$ GPM ≤ 75
3	$75 <$ GPM ≤ 130
$3\frac{1}{2}$	$130 <$ GPM ≤ 180
4	$180 <$ GPM ≤ 280
5	$280 <$ GPM ≤ 490
6	$490 <$ GPM ≤ 800
8	$800 <$ GPM ≤ 1500
10	$1500 <$ GPM ≤ 2500
12	$2500 <$ GPM ≤ 3500
14	$3500 <$ GPM ≤ 4250
16	$4250 <$ GPM ≤ 5500
18	$5500 <$ GPM ≤ 7000
20	$7000 <$ GPM ≤ 9000
24	$9000 <$ GPM ≤ 12500



แผนภาพที่1ค แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (12 ฟุต/วินาที)

ตารางที่ 1ค แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (12 ฟุต/วินาที)

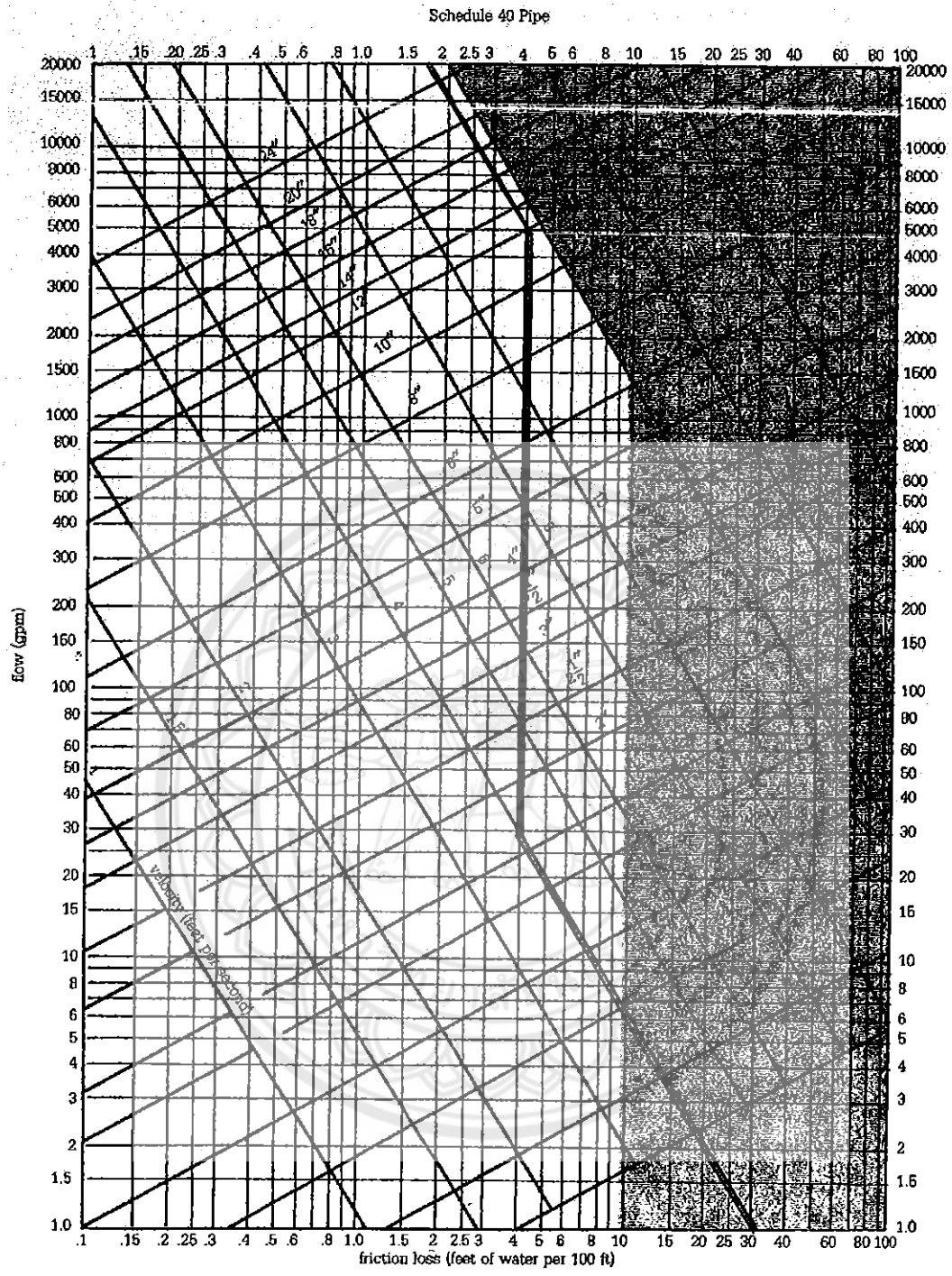
Diameter (inch)	GPM
$\frac{3}{4}$	$0 \leq GPM \leq 6.8$
1	$6.8 < GPM \leq 11$
$1\frac{1}{4}$	$11 < GPM \leq 18$
$1\frac{1}{2}$	$18 < GPM \leq 25$
2	$25 < GPM \leq 45$
$2\frac{1}{2}$	$45 < GPM \leq 75$
3	$75 < GPM \leq 130$
$3\frac{1}{2}$	$130 < GPM \leq 180$
4	$180 < GPM \leq 280$
5	$280 < GPM \leq 490$
6	$490 < GPM \leq 800$
8	$800 < GPM \leq 1700$
10	$1700 < GPM \leq 3000$
12	$3000 < GPM \leq 4100$
14	$4100 < GPM \leq 5000$
16	$5000 < GPM \leq 6500$
18	$6500 < GPM \leq 8100$
20	$8100 < GPM \leq 10000$
24	$10000 < GPM \leq 15000$



แผนภาพที่1ง แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (13 ฟุต/วินาที)

ตารางที่ 1ง แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (13 ฟุต/วินาที)

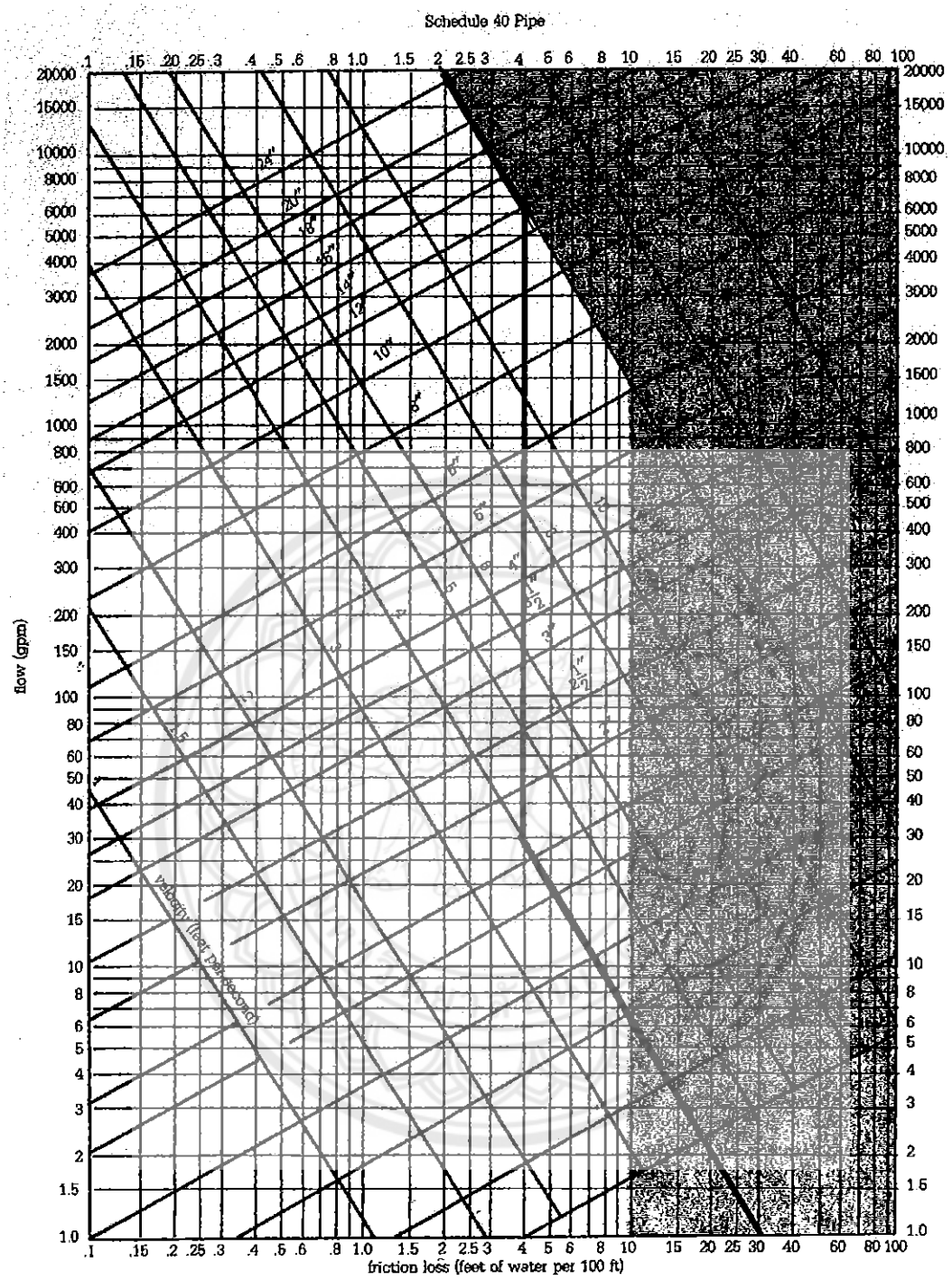
Diameter (inch)	GPM
$\frac{3}{4}$	$0 \leq GPM \leq 6.8$
1	$6.8 < GPM \leq 11$
$1\frac{1}{4}$	$11 < GPM \leq 18$
$1\frac{1}{2}$	$18 < GPM \leq 25$
2	$25 < GPM \leq 45$
$2\frac{1}{2}$	$45 < GPM \leq 75$
3	$75 < GPM \leq 130$
$3\frac{1}{2}$	$130 < GPM \leq 180$
4	$180 < GPM \leq 280$
5	$280 < GPM \leq 490$
6	$490 < GPM \leq 800$
8	$800 < GPM \leq 1700$
10	$1700 < GPM \leq 3000$
12	$3000 < GPM \leq 4500$
14	$4500 < GPM \leq 5500$
16	$5500 < GPM \leq 7000$
18	$7000 < GPM \leq 9000$
20	$9000 < GPM \leq 12000$
24	$12000 < GPM \leq 16000$



แผนภาพที่1จ แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (14 ฟุต/วินาที)

ตารางที่ 1จ แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (14 ฟุต/วินาที)

Diameter (inch)	GPM
$\frac{3}{4}$	$0 \leq$ GPM ≤ 6.8
1	$6.8 <$ GPM ≤ 11
$1\frac{1}{4}$	$11 <$ GPM ≤ 18
$1\frac{1}{2}$	$18 <$ GPM ≤ 25
2	$25 <$ GPM ≤ 45
$2\frac{1}{2}$	$45 <$ GPM ≤ 75
3	$75 <$ GPM ≤ 130
$3\frac{1}{2}$	$130 <$ GPM ≤ 180
4	$180 <$ GPM ≤ 280
5	$280 <$ GPM ≤ 490
6	$490 <$ GPM ≤ 800
8	$800 <$ GPM ≤ 1700
10	$1700 <$ GPM ≤ 3000
12	$3000 <$ GPM ≤ 5000
14	$5000 <$ GPM ≤ 6000
16	$6000 <$ GPM ≤ 7500
18	$7500 <$ GPM ≤ 9000
20	$9000 <$ GPM ≤ 12500
24	$12500 <$ GPM ≤ 17500

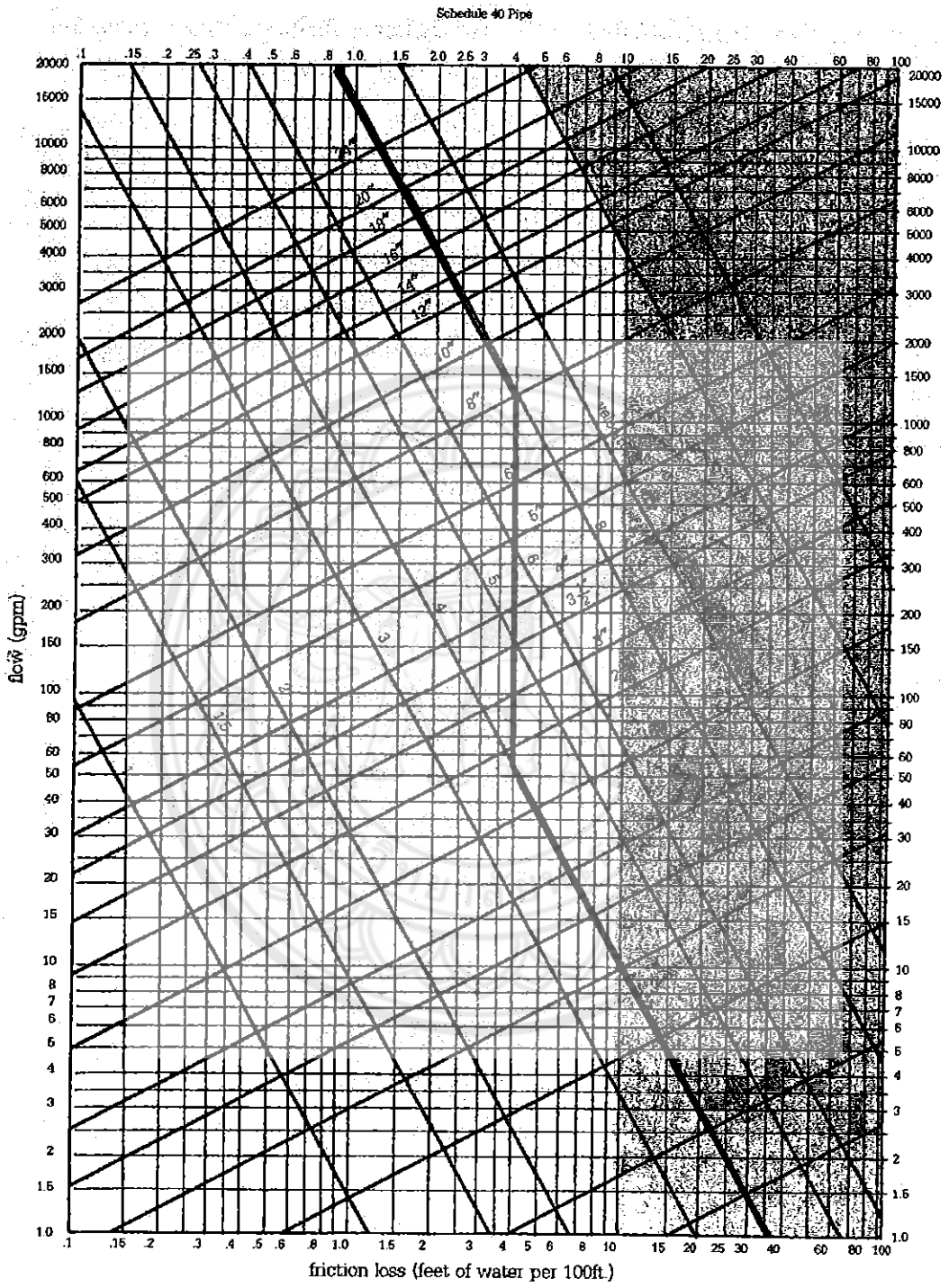


แผนภาพที่ 1ฉ แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำยืนสำหรับใช้ในการออกแบบ (15 ฟุต/วินาที)

ตารางที่ 1ฉ แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (15 ฟุต/วินาที)

Diameter (inch)	GPM
$\frac{3}{4}$	$0 \leq GPM \leq 6.8$
1	$6.8 < GPM \leq 11$
$1\frac{1}{4}$	$11 < GPM \leq 18$
$1\frac{1}{2}$	$18 < GPM \leq 25$
2	$25 < GPM \leq 45$
$2\frac{1}{2}$	$45 < GPM \leq 75$
3	$75 < GPM \leq 130$
$3\frac{1}{2}$	$130 < GPM \leq 180$
4	$180 < GPM \leq 280$
5	$280 < GPM \leq 490$
6	$490 < GPM \leq 800$
8	$800 < GPM \leq 1700$
10	$1700 < GPM \leq 3000$
12	$3000 < GPM \leq 5000$
14	$5000 < GPM \leq 6200$
16	$6200 < GPM \leq 8000$
18	$8000 < GPM \leq 10000$
20	$10000 < GPM \leq 14000$
24	$14000 < GPM \leq 19000$

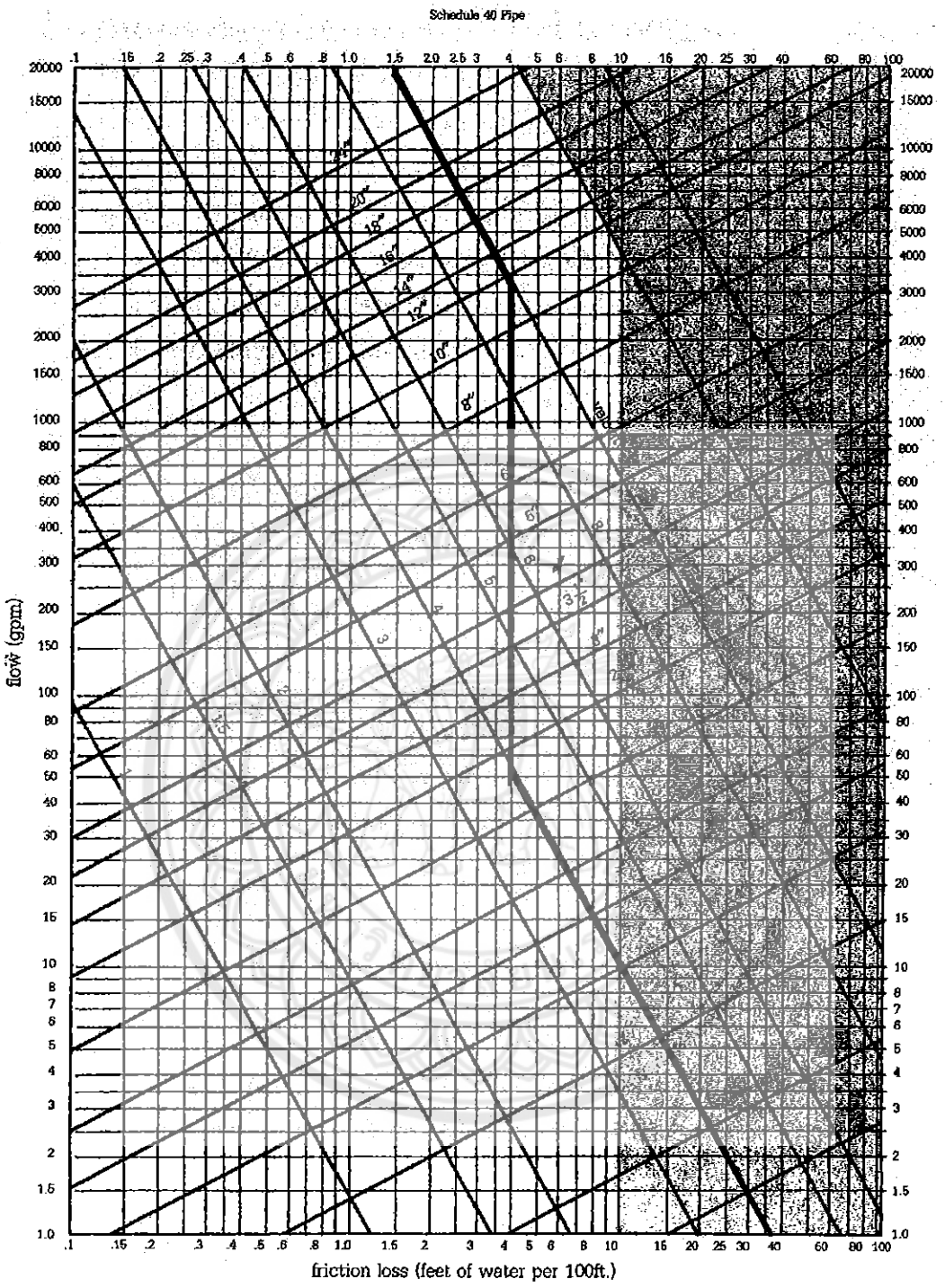
ท่อน้ำหล่อเย็น



แผนภาพที่ 2ก แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (8 ฟุต/วินาที)

ตารางที่ 2ก แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (8 ฟุต/วินาที)

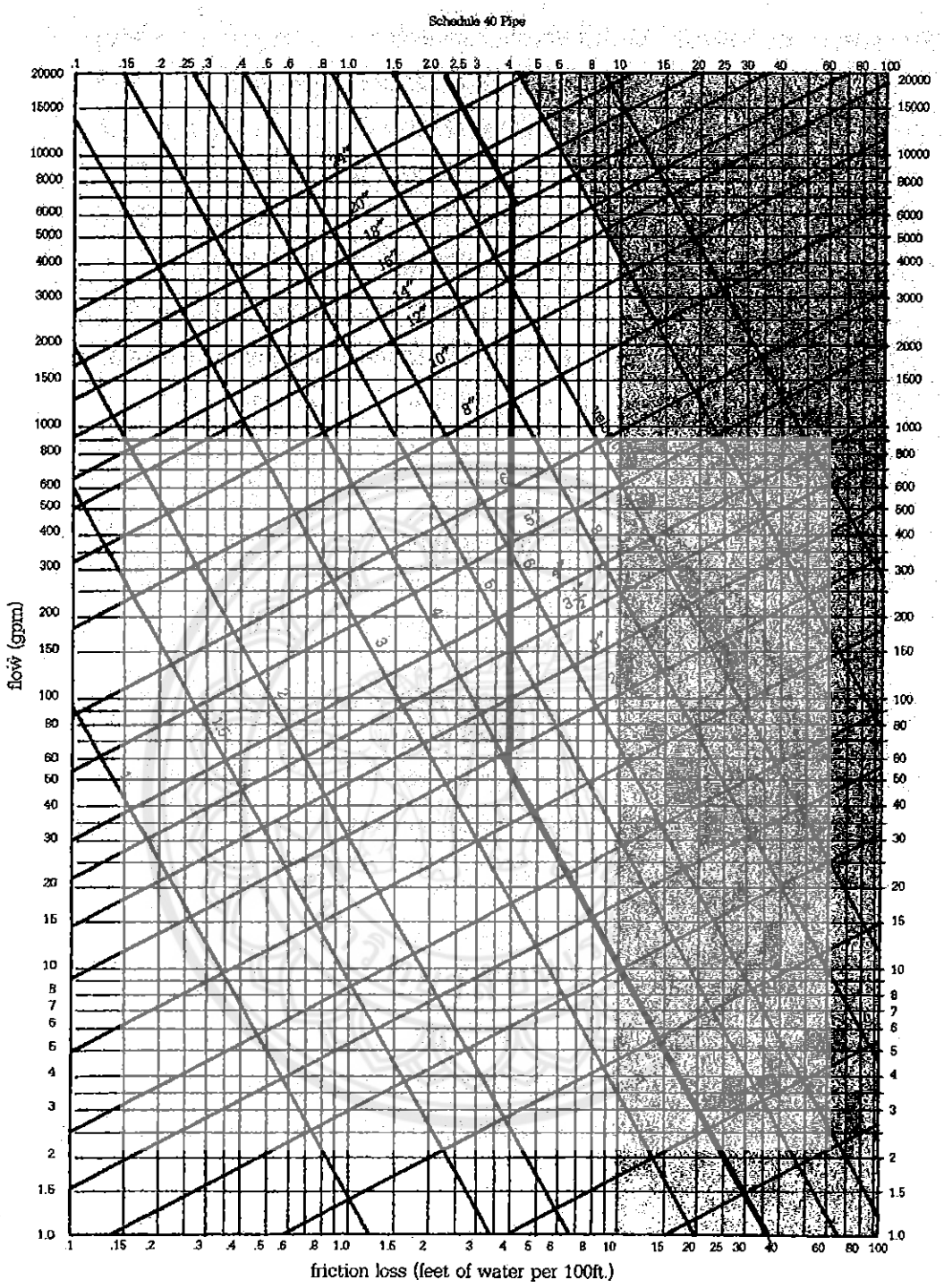
Diameter (inch)	GPM
$\frac{3}{4}$	$1 \leq GPM \leq 5.6$
1	$5.6 < GPM \leq 10$
$1\frac{1}{4}$	$10 < GPM \leq 16$
$1\frac{1}{2}$	$16 < GPM \leq 23$
2	$23 < GPM \leq 38$
$2\frac{1}{2}$	$38 < GPM \leq 56$
3	$56 < GPM \leq 100$
$3\frac{1}{2}$	$100 < GPM \leq 150$
4	$150 < GPM \leq 200$
5	$200 < GPM \leq 370$
6	$370 < GPM \leq 600$
8	$600 < GPM \leq 1300$
10	$1300 < GPM \leq 1900$
12	$1900 < GPM \leq 2800$
14	$2800 < GPM \leq 3400$
16	$3400 < GPM \leq 4500$
18	$4500 < GPM \leq 5800$
20	$5800 < GPM \leq 7000$
24	$7000 < GPM \leq 1000$



แผนภาพที่ 2ข แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (10 ฟุต/วินาที)

ตารางที่ 2ข แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (10 ฟุต/วินาที)

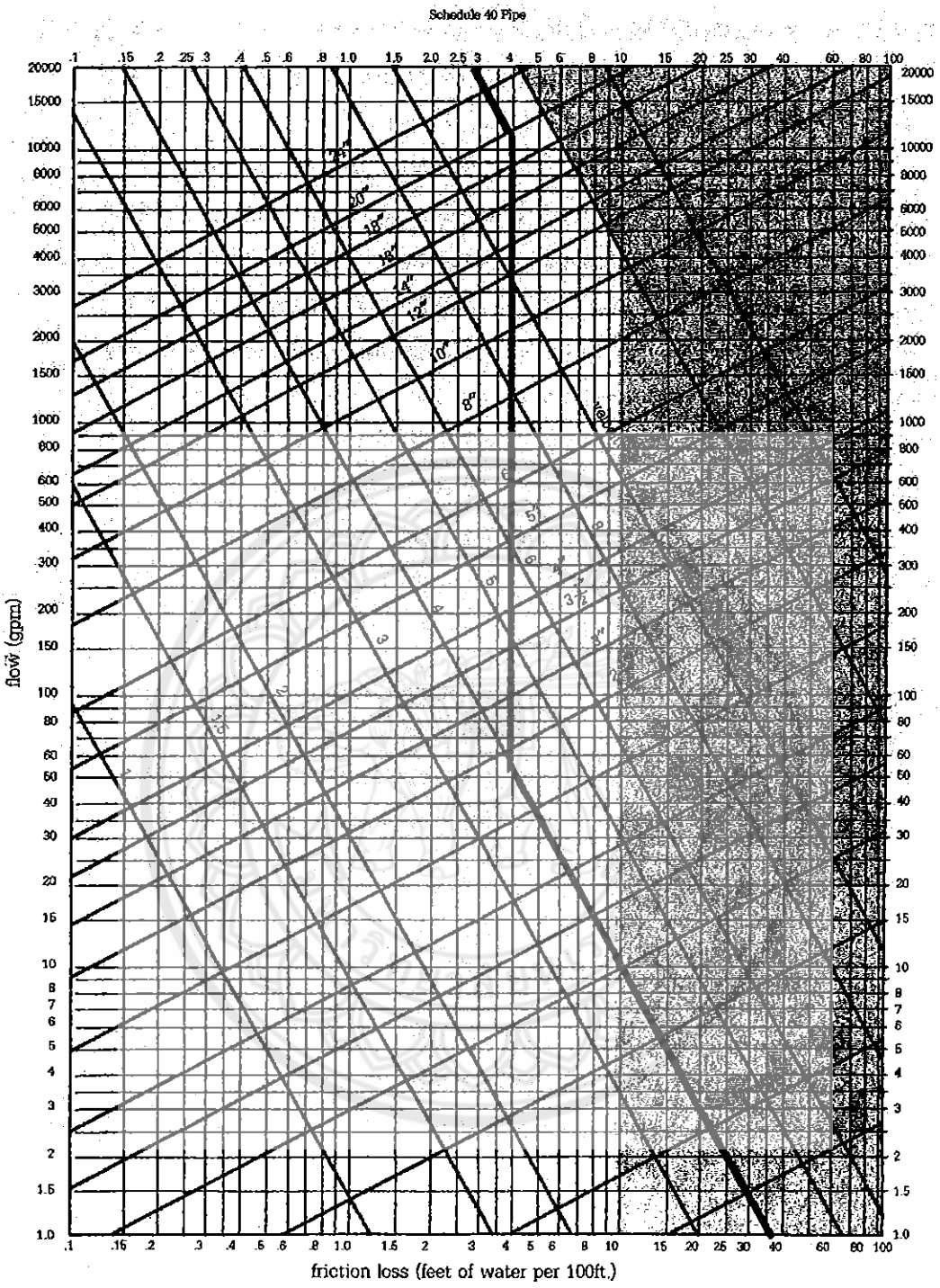
Diameter (inch)	GPM
$\frac{3}{4}$	$1 \leq GPM \leq 5.6$
1	$5.6 < GPM \leq 10$
$1\frac{1}{4}$	$10 < GPM \leq 16$
$1\frac{1}{2}$	$16 < GPM \leq 23$
2	$23 < GPM \leq 38$
$2\frac{1}{2}$	$38 < GPM \leq 56$
3	$56 < GPM \leq 100$
$3\frac{1}{2}$	$100 < GPM \leq 150$
4	$150 < GPM \leq 200$
5	$200 < GPM \leq 370$
6	$370 < GPM \leq 600$
8	$600 < GPM \leq 1300$
10	$1300 < GPM \leq 2200$
12	$2200 < GPM \leq 3400$
14	$3400 < GPM \leq 4500$
16	$4500 < GPM \leq 6400$
18	$6400 < GPM \leq 8800$
20	$8800 < GPM \leq 12000$
24	$12000 < GPM \leq 19000$



แผนภาพที่ 2ค แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (12 ฟุต/วินาที)

ตารางที่ 2ค แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (12 ฟุต/วินาที)

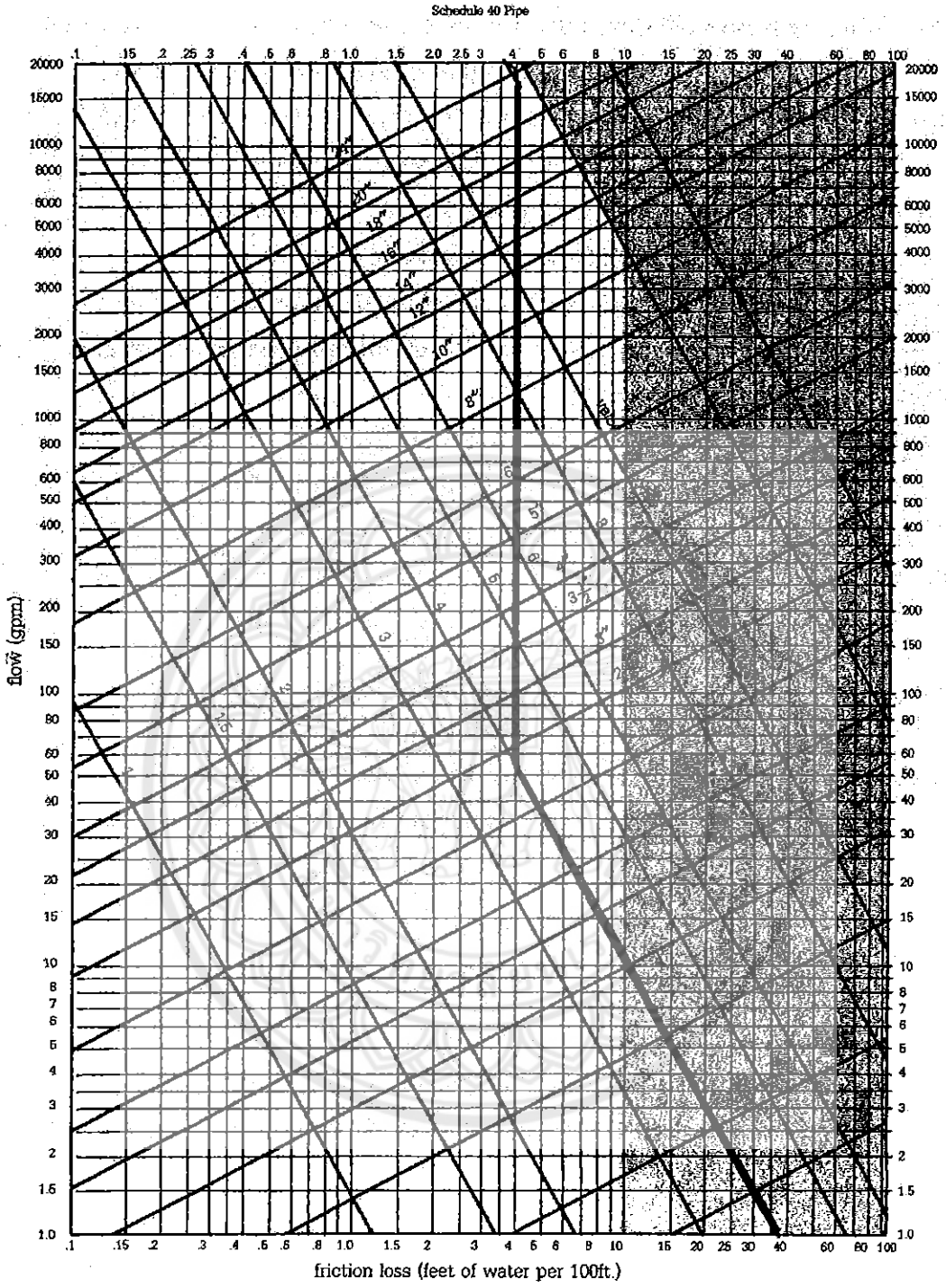
Diameter (inch)	GPM
$\frac{3}{4}$	$1 \leq GPM \leq 5.6$
1	$5.6 < GPM \leq 10$
$1\frac{1}{4}$	$10 < GPM \leq 16$
$1\frac{1}{2}$	$16 < GPM \leq 23$
2	$23 < GPM \leq 38$
$2\frac{1}{2}$	$38 < GPM \leq 56$
3	$56 < GPM \leq 100$
$3\frac{1}{2}$	$100 < GPM \leq 150$
4	$150 < GPM \leq 200$
5	$200 < GPM \leq 370$
6	$370 < GPM \leq 600$
8	$600 < GPM \leq 1300$
10	$1300 < GPM \leq 2200$
12	$2200 < GPM \leq 3400$
14	$3400 < GPM \leq 4500$
16	$4500 < GPM \leq 6400$
18	$6400 < GPM \leq 8500$
20	$8500 < GPM \leq 11000$
24	$11000 < GPM \leq 15000$



แผนภาพที่ 2ง แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (13 ฟุต/วินาที)

ตารางที่ 2ง แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (13 ฟุต/วินาที)

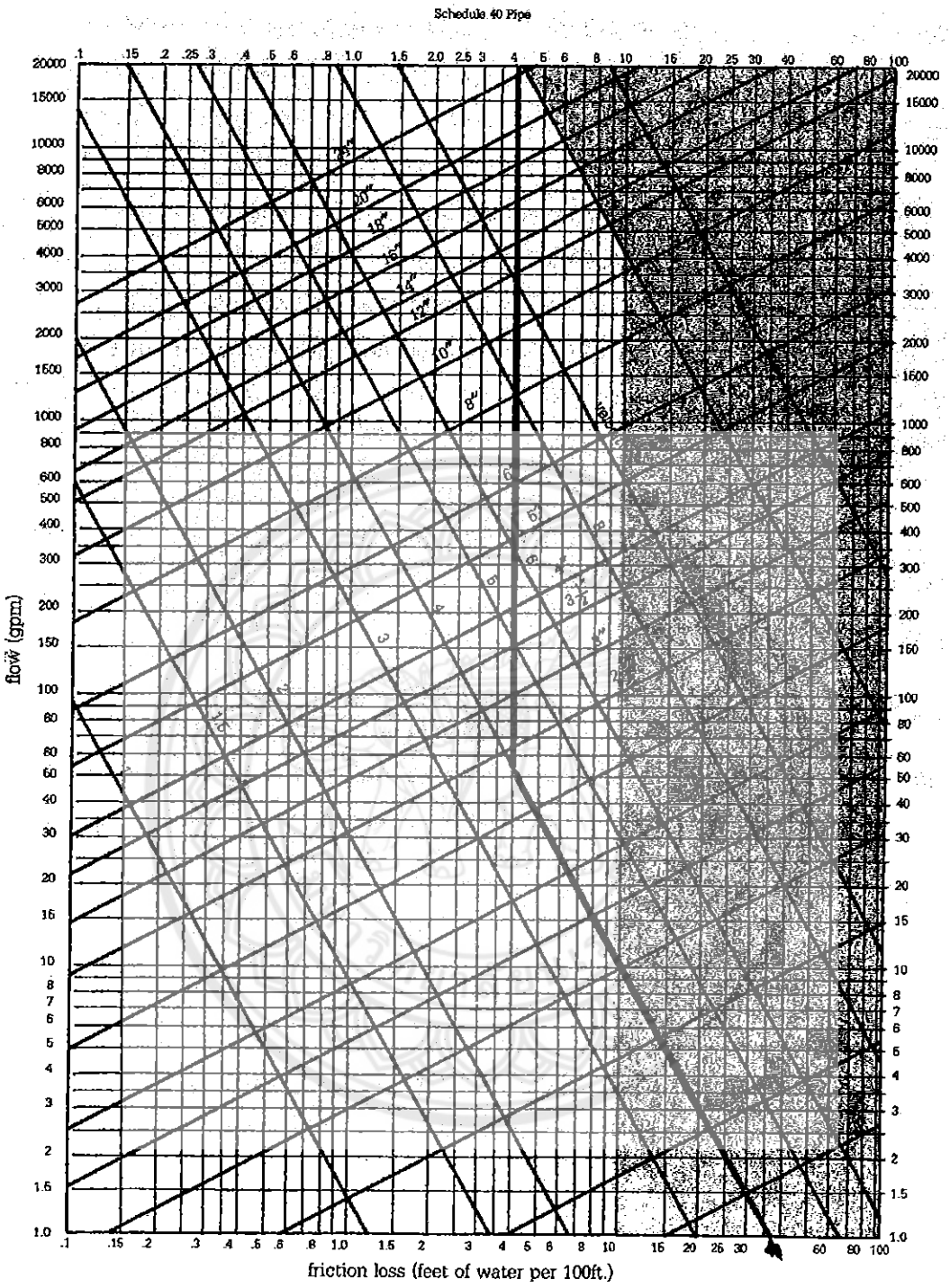
Diameter (inch)	GPM
$\frac{3}{4}$	$1 \leq GPM \leq 5.6$
1	$5.6 < GPM \leq 10$
$1\frac{1}{4}$	$10 < GPM \leq 16$
$1\frac{1}{2}$	$16 < GPM \leq 23$
2	$23 < GPM \leq 38$
$2\frac{1}{2}$	$38 < GPM \leq 56$
3	$56 < GPM \leq 100$
$3\frac{1}{2}$	$100 < GPM \leq 150$
4	$150 < GPM \leq 200$
5	$200 < GPM \leq 370$
6	$370 < GPM \leq 600$
8	$600 < GPM \leq 1300$
10	$1300 < GPM \leq 2200$
12	$2200 < GPM \leq 3400$
14	$3400 < GPM \leq 4500$
16	$4500 < GPM \leq 6400$
18	$6400 < GPM \leq 8800$
20	$8800 < GPM \leq 12000$
24	$12000 < GPM \leq 17000$



แผนภาพที่ 2จ แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (14 ฟุต/วินาที)

ตารางที่ 2จ แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (14 ฟุต/วินาที)

Diameter (inch)	GPM
$\frac{3}{4}$	$1 \leq$ GPM ≤ 5.6
1	$5.6 <$ GPM ≤ 10
$1\frac{1}{4}$	$10 <$ GPM ≤ 16
$1\frac{1}{2}$	$16 <$ GPM ≤ 23
2	$23 <$ GPM ≤ 38
$2\frac{1}{2}$	$38 <$ GPM ≤ 56
3	$56 <$ GPM ≤ 100
$3\frac{1}{2}$	$100 <$ GPM ≤ 150
4	$150 <$ GPM ≤ 200
5	$200 <$ GPM ≤ 370
6	$370 <$ GPM ≤ 600
8	$600 <$ GPM ≤ 1300
10	$1300 <$ GPM ≤ 2200
12	$2200 <$ GPM ≤ 3400
14	$3400 <$ GPM ≤ 4500
16	$4500 <$ GPM ≤ 6400
18	$6400 <$ GPM ≤ 8800
20	$8800 <$ GPM ≤ 12000
24	$12000 <$ GPM ≤ 19000



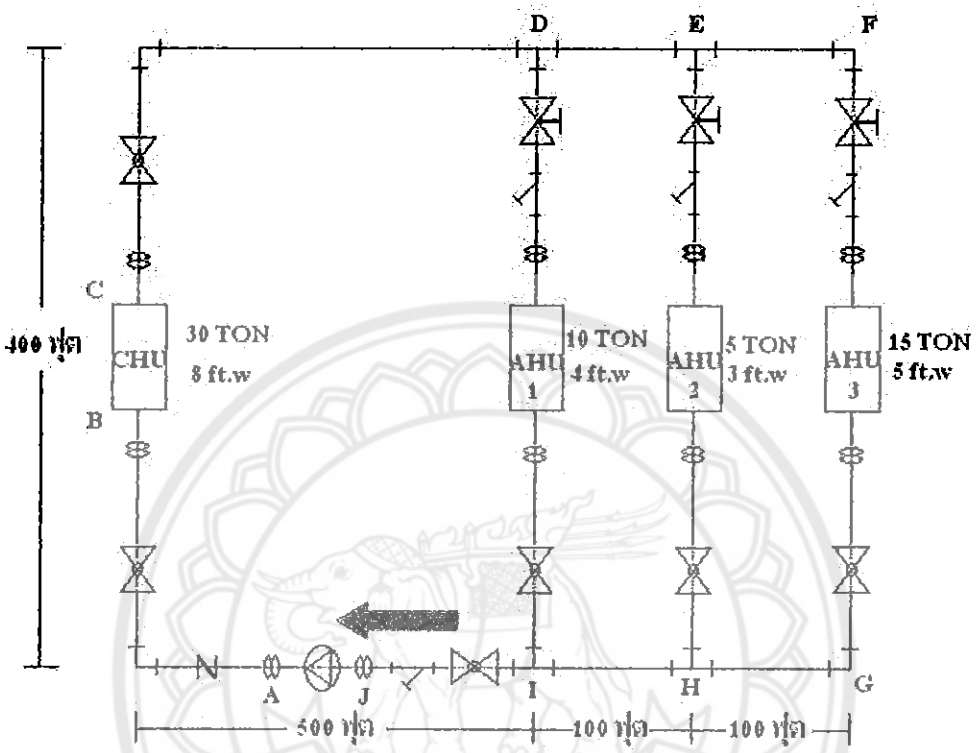
แผนภาพที่ 2ฉ แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (15 ฟุต/วินาที)

ตารางที่ 2ฉ แสดงค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำหล่อเย็นสำหรับใช้ในการออกแบบ (15 ฟุต/วินาที)

Diameter (inch)	GPM
$\frac{3}{4}$	$1 \leq GPM \leq 5.6$
1	$5.6 < GPM \leq 10$
$1\frac{1}{4}$	$10 < GPM \leq 16$
$1\frac{1}{2}$	$16 < GPM \leq 23$
2	$23 < GPM \leq 38$
$2\frac{1}{2}$	$38 < GPM \leq 56$
3	$56 < GPM \leq 100$
$3\frac{1}{2}$	$100 < GPM \leq 150$
4	$150 < GPM \leq 200$
5	$200 < GPM \leq 370$
6	$370 < GPM \leq 600$
8	$600 < GPM \leq 1300$
10	$1300 < GPM \leq 2200$
12	$2200 < GPM \leq 3400$
14	$3400 < GPM \leq 4500$
16	$4500 < GPM \leq 6400$
18	$6400 < GPM \leq 8800$
20	$8800 < GPM \leq 12000$
24	$12000 < GPM \leq 19000$

โจทย์ตัวอย่าง

วงจรของระบบท่อน้ำเย็น



โดยที่ คือ Flexible joint

คือ Strainer

คือ Gate Valve

คือ Pump

คือ Check Valve

คือ Glove Valve

2.การคำนวณด้วยวิธีปกติ

2.1 ระบบปิด - การทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน, อุณหภูมิแตกต่าง 8 องศาฟาเรนไฮต์, ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนต่ำท่อใหม่

Section	GPM	D (inch)	Item	NO. Item	E.L	E.L * NO.	$E.L_{total}$	$\frac{\Delta P}{100}$	H_{loss}
IJABCD	90	3	Pipe	-	1400	1400	1767.5	2	35.35
			Glove Valve	3	84	252			
			Strainer	1	42	42			
			Flexible	4	3.2	12.8			
			Check Valve	1	30	30			
			Elbow 90°	2	7.5	15			
			T เลี้ยว ใหญ่ – เล็ก	1	9.1	9.1			
			T เลี้ยว เล็ก – ใหญ่	1	6.6	6.6			
chiller	-	-	-	-	-	-	-	-	8
DI	30	2	Pipe	-	400	400	488.9	1.75	8.56
			Gate Valve	1	2.3	2.3			
			Strainer	1	27	27			
			Flexible	2	2.3	4.6			
			Glove Valve	1	55	55			
AHU1	-	-	-	-	-	-	-	-	4
DE	60	2 1/2	T ตรง ใหญ่ – เล็ก	1	7.6	7.6	107.6	2.5	2.69
			Pipe	-	100	100			
EH	15	1 1/4	Pipe	-	400	400	467.3	3.5	16.36
			Gate Valve	1	1.5	1.5			
			Strainer	1	9	9			
			Flexible	2	1.5	3			
			Glove Valve	1	38	38			
			T เลี้ยว ใหญ่ – เล็ก	1	8.2	8.2			
			T เลี้ยว เล็ก – ใหญ่	1	7.6	7.6			
HI	60	2 1/2	T ตรง เล็ก – ใหญ่	1	13	13	113	2.5	2.83
			Pipe	-	100	100			
AHU2	-	-	-	-	-	-	-	-	3
EF	45	2 1/2	T ตรง ใหญ่ – เล็ก	1	6.7	6.7	106.7	1.5	1.60
			Pipe	-	100	100			
FG	45	2 1/2	Pipe	-	400	400	517.4	1.5	7.76
			Gate Valve	1	2.8	2.8			
			Strainer	1	28	28			
			Flexible	2	2.8	5.6			
			Glove Valve	1	69	69			
			Elbow 90°	2	6	12			
GH	45	2 1/2	T ตรง ใหญ่ – เล็ก	1	7.6	7.6	107.6	1.5	1.61
			Pipe	-	100	100			
AHU3	-	-	-	-	-	-	-	-	5

วงจรที่ 1 = IJABCD + DI + Chiller + AHU1

= 35.35+8.56+8+4

= 55.91 ft.wg.

วงจรที่ 2 = IJABCD + DE + EH + HI + Chiller + AHU2

= 35.35+2.69+16.36+2.83+8+3

= 68.23 ft.wg.

วงจรที่ 3 = IJABCD + DE + EF + FG + GH + HI + Chiller + AHU3

= 35.35+2.69+1.60+7.76+1.61.2.83+8+5

= 64.84 ft.wg.

2.2 ระบบปิด - การทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน, อุณหภูมิแตกต่าง 10 องศาฟาเรนไฮต์, ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนต่ำท่อใหม่

Section	GPM	D (inch)	Item	NO. Item	E.L	E.L * NO.	$E.L_{total}$	$\frac{\Delta P}{100}$	H_{loss}
IJABCD	72	2 1/2	Pipe	-	1400	1400	1697.4	3.6	61.1
			Glove Valve	3	69	207			
			Strainer	1	28	28			
			Flexible	4	2.8	11.2			
			Check Valve	1	25	25			
			Elbow 90°	2	6	12			
			T เลี้ยว ใหญ่ – เล็ก	1	7.6	7.6			
			T เลี้ยว เล็ก – ใหญ่	1	6.6	6.6			
chiller	-	-	-	-	-	-	-	-	8
DI	24	1 1/2	Pipe	-	400	400	458.4	4	18.34
			Gate Valve	1	1.8	1.8			
			Strainer	1	10	10			
			Flexible	2	1.8	3.6			
			Glove Valve	1	43	43			
AHU1	-	-	-	-	-	-	-	-	4
DE	48	2 1/2	T ตรง ใหญ่ – เล็ก	1	6.7	6.7	106.7	1.75	1.87
			Pipe	-	100	100			
EH	12	1 1/4	Pipe	-	400	400	465.6	2.3	10.70
			Gate Valve	1	1.5	1.5			
			Strainer	1	9	9			
			Flexible	2	1.5	3			
			Glove Valve	1	38	38			
			T เลี้ยว ใหญ่ – เล็ก	1	7.8	7.8			
			T เลี้ยว เล็ก – ใหญ่	1	6.3	6.3			
HI	48	2 1/2	T ตรง เล็ก – ใหญ่	1	13	13	113	1.75	1.98
			Pipe	-	100	100			
AHU2	-	-	-	-	-	-	-	-	3
EF	36	2	T ตรง ใหญ่ – เล็ก	1	6.1	6.1	106.1	2.4	2.55
			Pipe	-	100	100			
FG	36	2	Pipe	-	400	400	498.9	2.4	11.98
			Gate Valve	1	2.3	2.3			
			Strainer	1	27	27			
			Flexible	2	2.3	4.6			
			Glove Valve	1	55	55			
			Elbow 90°	2	5	10			
GH	36	2	T ตรง ใหญ่ – เล็ก	1	7.6	7.6	107.6	2.4	2.57
			Pipe	-	100	100			
AHU3	-	-	-	-	-	-	-	-	5

วงจรที่ 1 = IJABCD + DI + Chiller + AHU1

= 61.1+18.34+8+4

= 91.44 ft.wg.

วงจรที่ 2 = IJABCD + DE + EH + HI + Chiller + AHU2

= 61.1+1.87+10.70+1.98+8+3

= 86.65 ft.wg.

วงจรที่ 3 = IJABCD + DE + EF + FG + GH + HI + Chiller + AHU3

= 61.1+1.87+2.55+11.98+2.57+1.98+8+5

= 95.05 ft.wg.

2.3 ระบบปิด - การทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน, อุณหภูมิแตกต่าง 12 องศาฟาเรนไฮต์, ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนต่ำท่อใหม่

Section	GPM	D (inch)	Item	NO. Item	E.L	E.L * NO.	$E.L_{total}$	$\frac{\Delta P}{100}$	H_{loss}
IJABCD	60	2 1/2	Pipe	-	1400	1400	1697.4	2.5	42.44
			Glove Valve	3	69	207			
			Strainer	1	28	28			
			Flexible	4	2.8	11.2			
			Check Valve	1	25	25			
			Elbow 90°	2	6	12			
			T เลี้ยว ใหญ่ – เล็ก	1	7.6	7.6			
			T เลี้ยว เล็ก – ใหญ่	1	6.6	6.6			
chiller	-	-	-	-	-	-	-	-	8
DI	20	1 1/2	Pipe	-	400	400	458.4	2.9	13.3
			Gate Valve	1	1.8	1.8			
			Strainer	1	10	10			
			Flexible	2	1.8	3.6			
			Glove Valve	1	43	43			
AHU1	-	-	-	-	-	-	-	-	4
DE	40	2	T ตรง ใหญ่ – เล็ก	1	6.1	6.1	106.1	3	3.18
			Pipe	-	100	100			
EH	10	1	Pipe	-	400	400	450.1	6	27
			Gate Valve	1	1	1			
			Strainer	1	5	5			
			Flexible	2	1	2			
			Glove Valve	1	29	29			
			T เลี้ยว ใหญ่ – เล็ก	1	6.8	6.8			
			T เลี้ยว เล็ก – ใหญ่	1	6.3	6.3			
HI	40	2	T ตรง เล็ก – ใหญ่	1	10.2	10.2	110.2	3	3.3
			Pipe	-	100	100			
AHU2	-	-	-	-	-	-	-	-	3
EF	30	2	T ตรง ใหญ่ – เล็ก	1	4.9	4.9	104.9	1.75	1.84
			Pipe	-	100	100			
FG	30	2	Pipe	-	400	400	498.9	1.75	8.73
			Gate Valve	1	2.3	2.3			
			Strainer	1	27	27			
			Flexible	2	2.3	4.6			
			Glove Valve	1	55	55			
			Elbow 90°	2	5	10			
GH	30	2	T ตรง ใหญ่ – เล็ก	1	6.1	6.1	106.1	1.75	1.86
			Pipe	-	100	100			
AHU3	-	-	-	-	-	-	-	-	5

วงจรที่ 1 = IJABCD + DI + Chiller + AHU1

= 42.44+13.3+8+4

= 67.74 ft.wg.

วงจรที่ 2 = IJABCD + DE + EH + HI + Chiller + AHU2

= 42.44+3.18+27+3.3+8+3

= 86.92 ft.wg.

วงจรที่ 3 = IJABCD + DE + EF + FG + GH + HI + Chiller + AHU3

= 42.44+3.18+1.84+8.73+1.86+3.3+8+5

= 92.62 ft.wg.

2.4 ระบบปิด - การทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน, อุณหภูมิแตกต่าง 14 องศาฟาเรนไฮต์, ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนต่ำท่อใหม่

Section	GPM	D (inch)	Item	NO. Item	E.L	E.L * NO.	$E.L_{total}$	$\frac{\Delta P}{100}$	H_{loss}
IJABCD	51.429	2 1/2	Pipe	-	1400	1400	1699	2	33.98
			Glove Valve	3	69	207			
			Strainer	1	28	28			
			Flexible	4	2.8	11.2			
			Check Valve	1	25	25			
			Elbow 90°	2	6	12			
			T เลี้ยว ใหญ่ – เล็ก	1	8.2	8.2			
			T เลี้ยว เล็ก – ใหญ่	1	7.6	7.6			
chiller	-	-	-	-	-	-	-	-	8
DI	17.143	1 1/4	Pipe	-	400	400	451.5	4	18.06
			Gate Valve	1	1.5	1.5			
			Strainer	1	9	9			
			Flexible	2	1.5	3			
			Glove Valve	1	38	38			
AHU1	-	-	-	-	-	-	-	-	4
DE	34.286	2	T ตรง ใหญ่ – เล็ก	1	6.1	6.1	106.1	2.3	2.44
			Pipe	-	100	100			
EH	8.571	1	Pipe	-	400	400	450.1	4.5	20.25
			Gate Valve	1	1	1			
			Strainer	1	5	5			
			Flexible	2	1	2			
			Glove Valve	1	29	29			
			T เลี้ยว ใหญ่ – เล็ก	1	6.8	6.8			
			T เลี้ยว เล็ก – ใหญ่	1	6.3	6.3			
HI	34.286	2	T ตรง เล็ก – ใหญ่	1	10.2	10.2	110.2	2.3	2.53
			Pipe	-	100	100			
AHU2	-	-	-	-	-	-	-	-	3
EF	25.714	2	T ตรง ใหญ่ – เล็ก	1	4.9	4.9	104.9	1.3	1.36
			Pipe	-	100	100			
FG	25.714	2	Pipe	-	400	400	498.9	1.3	6.49
			Gate Valve	1	2.3	2.3			
			Strainer	1	27	27			
			Flexible	2	2.3	4.6			
			Glove Valve	1	55	55			
			Elbow 90°	2	5	10			
GH	25.714	2	T ตรง ใหญ่ – เล็ก	1	6.1	6.1	106.1	1.3	1.38
			Pipe	-	100	100			
AHU3	-	-	-	-	-	-	-	-	5

วงจรที่ 1 = IJABCD + DI + Chiller + AHU1

= 33.98+18.06+8+4

= 64.04 ft.wg.

วงจรที่ 2 = IJABCD + DE + EH + HI + Chiller + AHU2

= 33.98+2.44+20.25+2.53+8+3

= 70.2 ft.wg.

วงจรที่ 3 = IJABCD + DE + EF + FG + GH + HI + Chiller + AHU3

= 33.98+2.44+1.36+6.49+1.38+2.53+8+5

= 61.18 ft.wg.

2.5 ระบบปิด - การทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน, อุณหภูมิแตกต่าง 16 องศาฟาเรนไฮต์, ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนต่ำท่อใหม่

Section	GPM	D (inch)	Item	NO. Item	E.L	E.L * NO.	$E.L_{total}$	$\frac{\Delta P}{100}$	H_{loss}
IJABCD	45	2 1/2	Pipe	-	1400	1400	1699	1.5	25.49
			Glove Valve	3	69	207			
			Strainer	1	28	28			
			Flexible	4	2.8	11.2			
			Check Valve	1	25	25			
			Elbow 90°	2	6	12			
			T เลี้ยว ใหญ่ – เล็ก	1	8.2	8.2			
			T เลี้ยว เล็ก – ใหญ่	1	7.6	7.6			
chiller	-	-	-	-	-	-	-	-	8
DI	15	1 1/4	Pipe	-	400	400	451.5	3.5	15.80
			Gate Valve	1	1.5	1.5			
			Strainer	1	9	9			
			Flexible	2	1.5	3			
			Glove Valve	1	38	38			
AHU1	-	-	-	-	-	-	-	-	4
DE	30	2	T ตรง ใหญ่ – เล็ก	1	7.6	7.6	107.6	1.75	1.88
			Pipe	-	100	100			
EH	7.5	1	Pipe	-	400	400	447.8	3.8	17.01
			Gate Valve	1	1	1			
			Strainer	1	5	5			
			Flexible	2	1	2			
			Glove Valve	1	29	29			
			T เลี้ยว ใหญ่ – เล็ก	1	6.2	6.2			
			T เลี้ยว เล็ก – ใหญ่	1	4.6	4.6			
HI	30	2	T ตรง เล็ก – ใหญ่	1	8.1	8.1	108.1	1.8	1.95
			Pipe	-	100	100			
AHU2	-	-	-	-	-	-	-	-	3
EF	22.5	1 1/2	T ตรง ใหญ่ – เล็ก	1	4.9	4.9	104.9	3.5	3.67
			Pipe	-	100	100			
FG	22.5	1 1/2	Pipe	-	400	400	466.4	3.5	16.32
			Gate Valve	1	1.8	1.8			
			Strainer	1	10	10			
			Flexible	2	1.8	3.6			
			Glove Valve	1	43	43			
			Elbow 90°	2	4	8			
GH	22.5	1 1/2	T ตรง ใหญ่ – เล็ก	1	4.9	4.9	104.9	3.5	3.67
			Pipe	-	100	100			
AHU3	-	-	-	-	-	-	-	-	5

วงจรที่ 1 = IJABCD + DI + Chiller + AHU1

= 25.49+15.80+8+4

= 53.29 ft.wg.

วงจรที่ 2 = IJABCD + DE + EH + HI + Chiller + AHU2

= 25.49+1.88+17.01+1.95+8+3

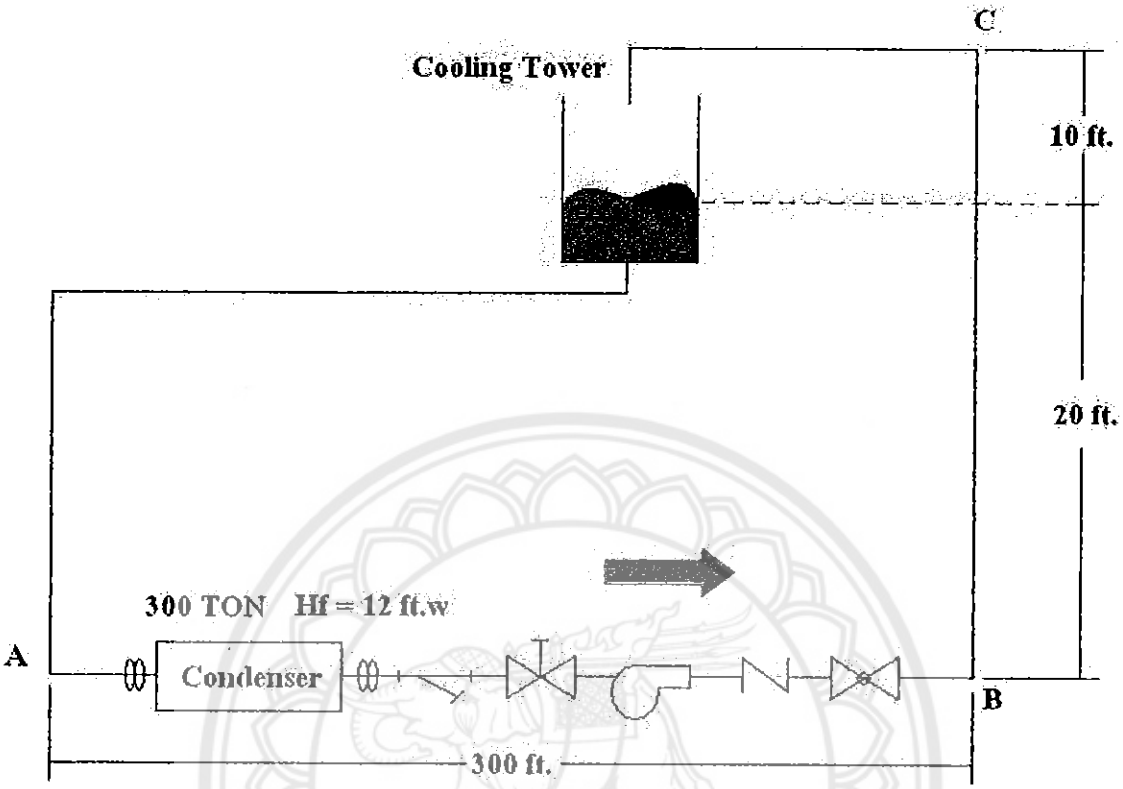
= 57.33 ft.wg.

วงจรที่ 3 = IJABCD + DE + EF + FG + GH + HI + Chiller + AHU3

= 25.49+1.883.67+3.67+16.32+3.67+1.95+8+5

= 65.98 ft.wg.

วงจรของระบบท่อน้ำหล่อเย็น



โดยที่ คือ Flexible joint

คือ Strainer

คือ Gate Valve

คือ Pump

คือ Check Valve

คือ Glove Valve

2.6 ระบบเปิด

- ขนาดการทำความเย็น 300 ตันความเย็น
- การทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน
- อุณหภูมิแตกต่าง 8 องศาฟาเรนไฮต์
- ท่อเหล็กกล้าเคลือบสังกะสีท่อใหม่

Section	GPM	D (inch)	Item	NO. Item	E.L.	E.L.*NO.	E.L.	$\frac{\Delta P}{100}$	H_{loss}	H_{total}
AB	1125	8	Pipe	-	300	300	802	3.2	25.664	68.094
			Flexible	2	9	18				
			Strainer	1	150	150				
			Gate Valve	1	9	9				
			Check Valve	1	85	85				
			Glove Valve	1	220	220				
			Elbow 90°	1	20	20				
BC	1125	8	Pipe	-	30	30	30	3.2	0.96	
Condenser	-	-	-	-	-	-	-	-	12	
Heat (static)	-	-	-	-	-	-	-	-	29.47	

Heat (static) $= \rho g h$

$= 1000 \times 9.81 \times (30 \times 0.3)$; (1 ft = 0.3 m)

$= 88.3$ kPa

$= (88.3 \text{ kPa}) \times (\frac{14.7 \text{ psi}}{101.3 \text{ kPa}}) \times (\frac{2.3 \text{ ft.wg.}}{1 \text{ psi}})$

$= 29.47$ ft.wg.

2.7 ระบบเปิด

- ขนาดการทำความเย็น 300 ตันความเย็น
- การทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน
- อุณหภูมิแตกต่าง 10 องศาฟาเรนไฮต์
- ท่อเหล็กกล้าเคลือบสังกะสีท่อใหม่

Section	GPM	D (inch)	Item	NO. Item	E.L.	E.L.*NO.	E.L.	$\frac{\Delta P}{100}$	H_{loss}	H_{total}
AB	900	8	Pipe	-	300	300	802	2	16.04	58.11
			Flexible	2	9	18				
			Strainer	1	150	150				
			Gate Valve	1	9	9				
			Check Valve	1	85	85				
			Glove Valve	1	220	220				
			Elbow 90°	1	20	20				
BC	900	8	Pipe	-	30	30	30	2	0.6	
Condenser	-	-	-	-	-	-	-	-	12	
Heat (static)	-	-	-	-	-	-	-	-	29.47	

Heat (static) $= \rho g h$

$= 1000 \times 9.81 \times (30 \times 0.3)$; (1 ft = 0.3 m)

$= 88.3$ kPa

$= (88.3 \text{ kPa}) \times (\frac{14.7 \text{ psi}}{101.3 \text{ kPa}}) \times (\frac{2.3 \text{ ft.wg.}}{1 \text{ psi}})$

$= 29.47$ ft.wg.

2.8ระบบเปิด

- ขนาดการทำความเย็น 300 ตันความเย็น
- การทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน
- อุณหภูมิแตกต่าง 12 องศาฟาเรนไฮต์
- ท่อเหล็กกล้าเคลือบสังกะสีท่อใหม่

Section	GPM	D (inch)	Item	NO. Item	E.L.	E.L.*NO.	E.l..	$\frac{\Delta P}{100}$	H_{loss}	H_{total}
AB	750	8	Pipe	-	300	300	802	1.5	12.03	53.95
			Flexible	2	9	18				
			Strainer	1	150	150				
			Gate Valve	1	9	9				
			Check Valve	1	85	85				
			Glove Valve	1	220	220				
			Elbow 90°	1	20	20				
BC			Pipe	-	30	30	30	1.5	0.45	
Condenser	-	-	-	-	-	-	-	-	12	
Heat (static)	-	-	-	-	-	-	-	-	29.47	

Heat (static) $= \rho gh$

$= 1000 \times 9.81 \times (30 \times 0.3)$; (1 ft = 0.3 m)

$= 88.3$ kPa

$$= (88.3 \text{ kPa}) \times \left(\frac{14.7 \text{ psi}}{101.3 \text{ kPa}}\right) \times \left(\frac{2.3 \text{ ft.wg.}}{1 \text{ psi}}\right)$$

$= 29.47$ ft.wg.

2.9 ระบบเปิด

- ขนาดการทำความเย็น 300 ตันความเย็น
- การทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน
- อุณหภูมิแตกต่าง 14 องศาฟาเรนไฮต์
- ท่อเหล็กกล้าเคลือบสังกะสีท่อใหม่

Section	GPM	D (inch)	Item	NO. Item	E.L.	E.L.*NO.	E.l..	$\frac{\Delta P}{100}$	H_{loss}	H_{total}
AB	643	8	Pipe	-	300	300	802	1.2	9.624	51.454
			Flexible	2	9	18				
			Strainer	1	150	150				
			Gate Valve	1	9	9				
			Check Valve	1	85	85				
			Glove Valve	1	220	220				
			Elbow 90°	1	20	20				
BC	643	8	Pipe	-	30	30	30	1.2	0.36	
Condenser	-	-	-	-	-	-	-	-	12	
Heat (static)	-	-	-	-	-	-	-	-	29.47	

Heat (static) $= \rho gh$

$= 1000 \times 9.81 \times (30 \times 0.3)$; (1 ft = 0.3 m)

$= 88.3$ kPa

$$= (88.3 \text{ kPa}) \times \left(\frac{14.7 \text{ psi}}{101.3 \text{ kPa}}\right) \times \left(\frac{2.3 \text{ ft.wg.}}{1 \text{ psi}}\right)$$

$= 29.47$ ft.wg.

2.10 ระบบเปิด

- ขนาดการทำความเย็น 300 ตันความเย็น
- การทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน
- อุณหภูมิแตกต่าง 16 องศาฟาเรนไฮต์
- ท่อเหล็กกล้าเคลือบสังกะสีท่อใหม่

Section	GPM	D (inch)	Item	NO. Item	E.L.	E.L.*NO.	E.L.	$\frac{\Delta P}{100}$	H_{loss}	H_{total}
AB	562.5	6	Pipe	-	300	300	798	4	31.92	74.59
			Flexible	2	7	14				
			Strainer	1	150	150				
			Gate Valve	1	9	9				
			Check Valve	1	85	85				
			Glove Valve	1	220	220				
			Elbow 90°	1	20	20				
BC	562.5	6	Pipe	-	30	30	30	4	1.2	
Condenser	-	-	-	-	-	-	-	-	12	
Heat (static)	-	-	-	-	-	-	-	-	29.47	

Heat (static) $= \rho gh$

$= 1000 \times 9.81 \times (30 \times 0.3)$; (1 ft = 0.3 m)

$= 88.3$ kPa

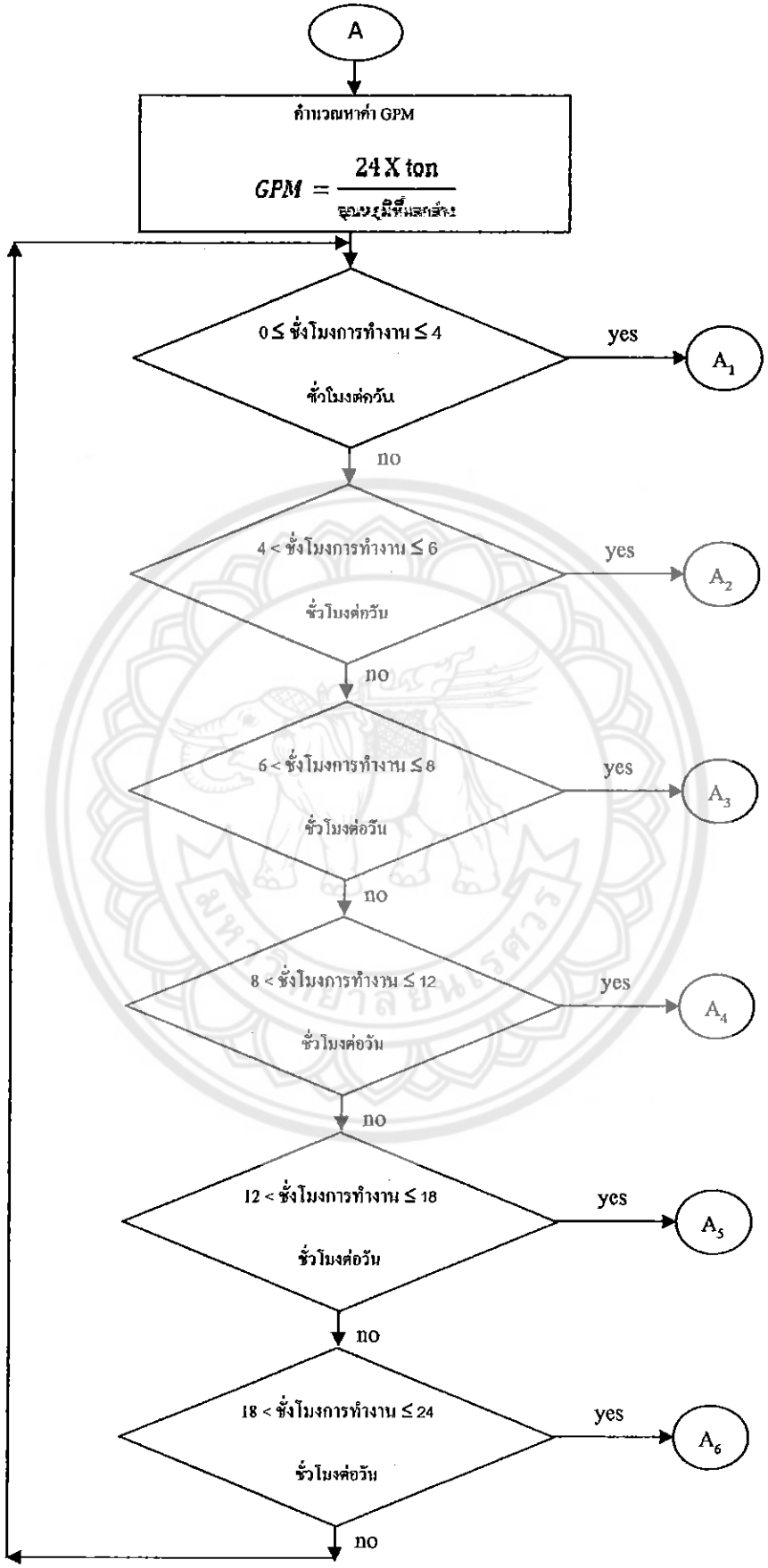
$$= (88.3 \text{ kPa}) \times \left(\frac{14.7 \text{ psi}}{101.3 \text{ kPa}}\right) \times \left(\frac{2.3 \text{ ft.wg.}}{1 \text{ psi}}\right)$$

$= 29.47$ ft.wg.

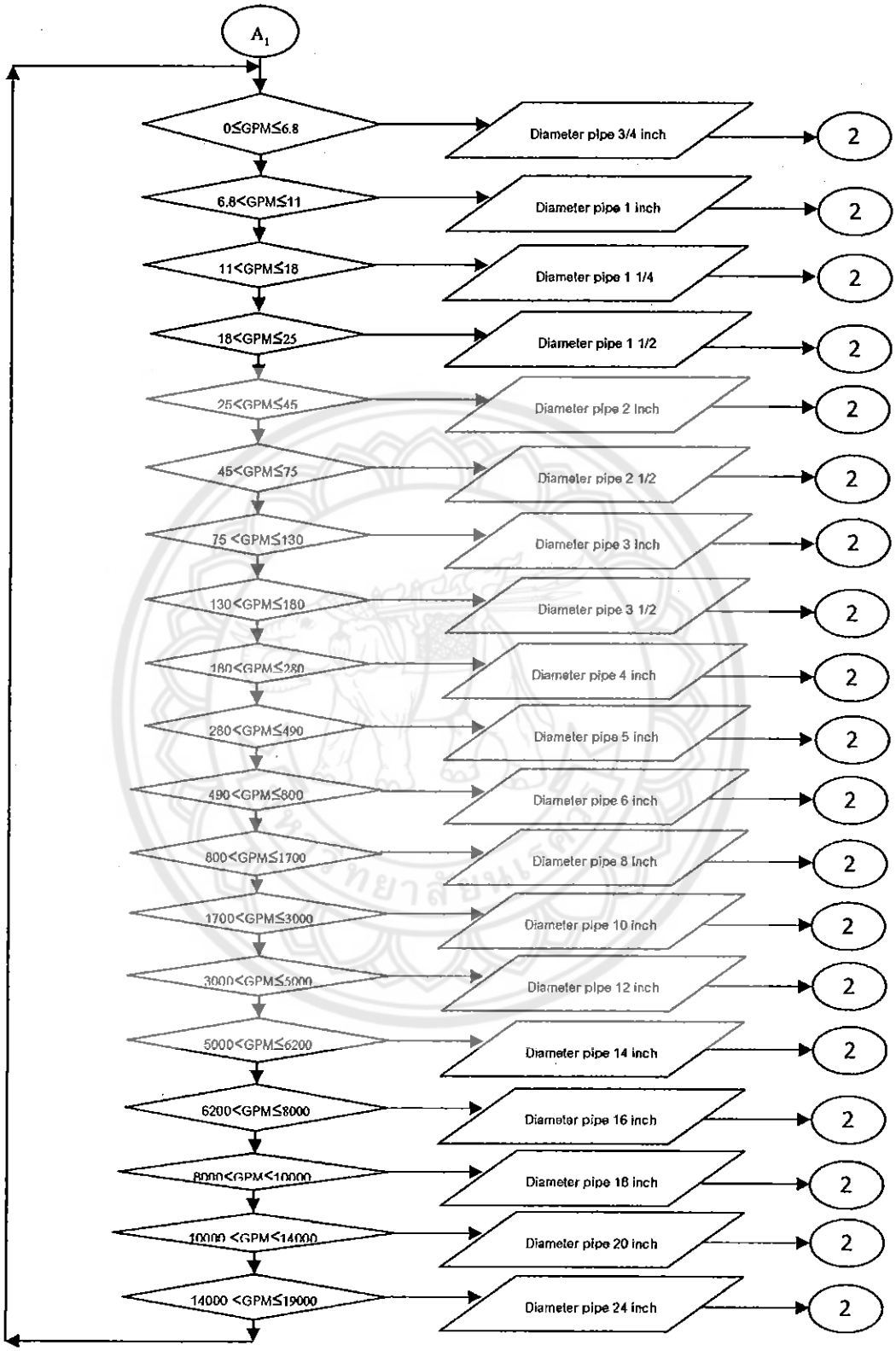
3 . การออกแบบโปรแกรมคำนวณท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็น

หลังจากทำการศึกษาทฤษฎีที่เกี่ยวข้องในการคำนวณหาค่าท่อน้ำเย็นและท่อน้ำหล่อเย็นแล้ว จากนั้นก็ทำการศึกษาในส่วนของโปรแกรมที่นำมาเขียนโปรแกรมตามหัวข้อโครงงาน ซึ่งโปรแกรมที่ใช้คือ โปรแกรม Microsoft visual studio 2008 และเมื่อทำการศึกษาโปรแกรมดังกล่าวแล้วก็ทำการออกแบบโครงสร้างของโปรแกรมที่จะเขียนโดยการเขียน Flow Chart ดังรูปต่อไปนี้

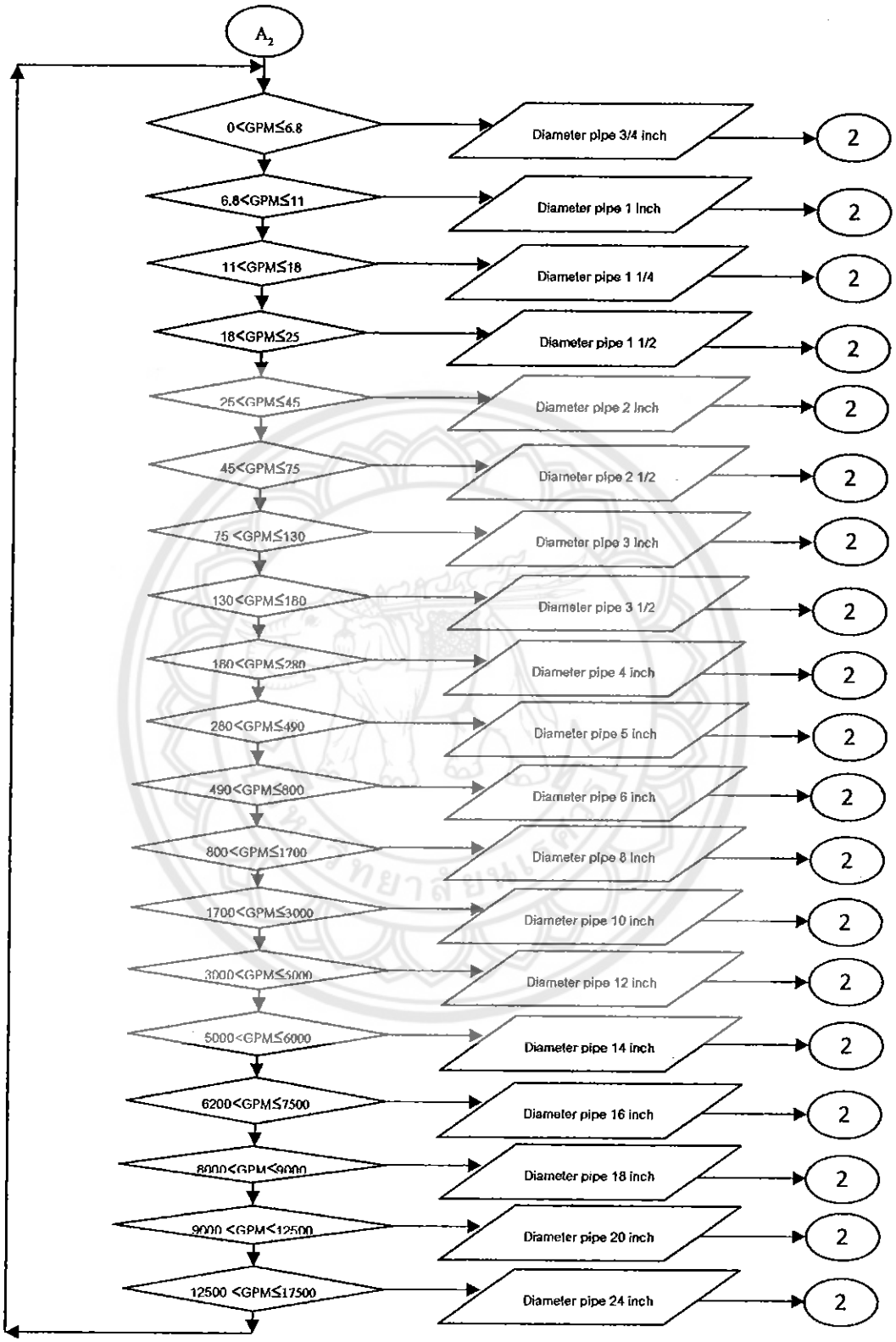
รูปที่ 1 โครงสร้างการออกแบบของโปรแกรม



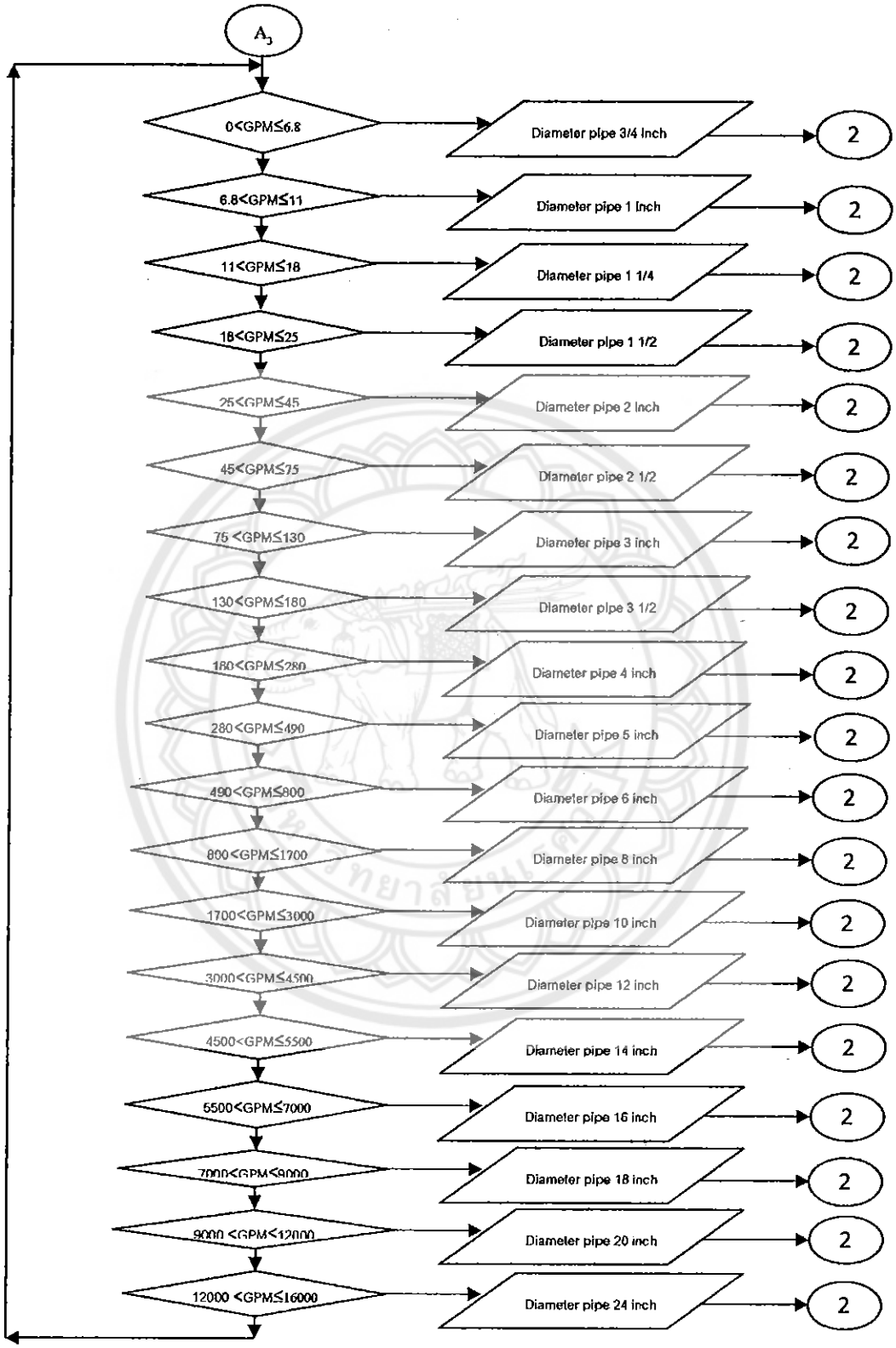
รูปที่ 2 โครงสร้างการออกแบบของโปรแกรมในส่วนที่กำหนดชั่วโมงการทำงาน



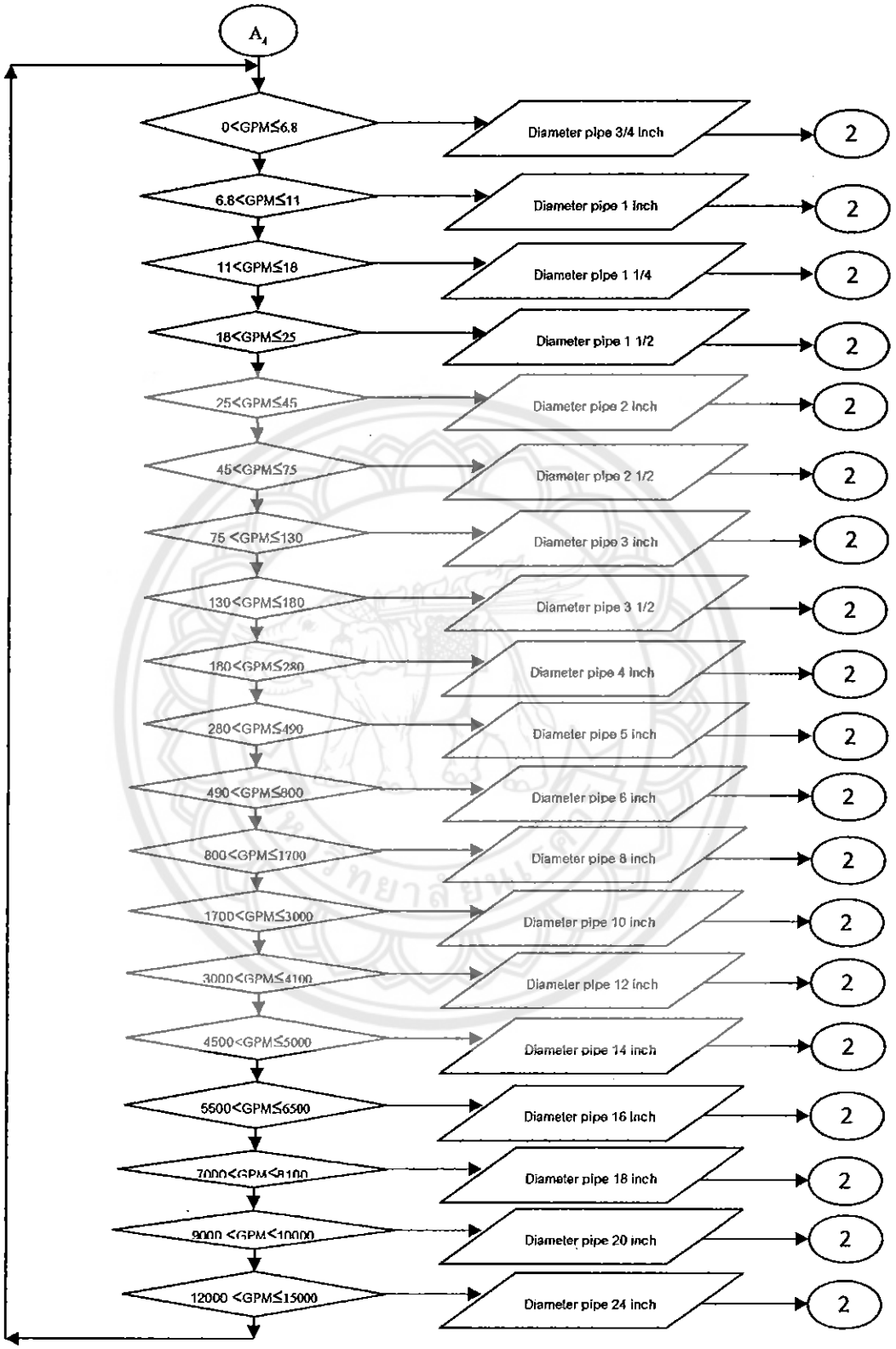
รูปที่ 3 ขนาดของ Diameter จากการกำหนด 0 ≤ ชั่งโมงการทำงาน ≤ 4 ชั่งโมง/วัน ใน A_1



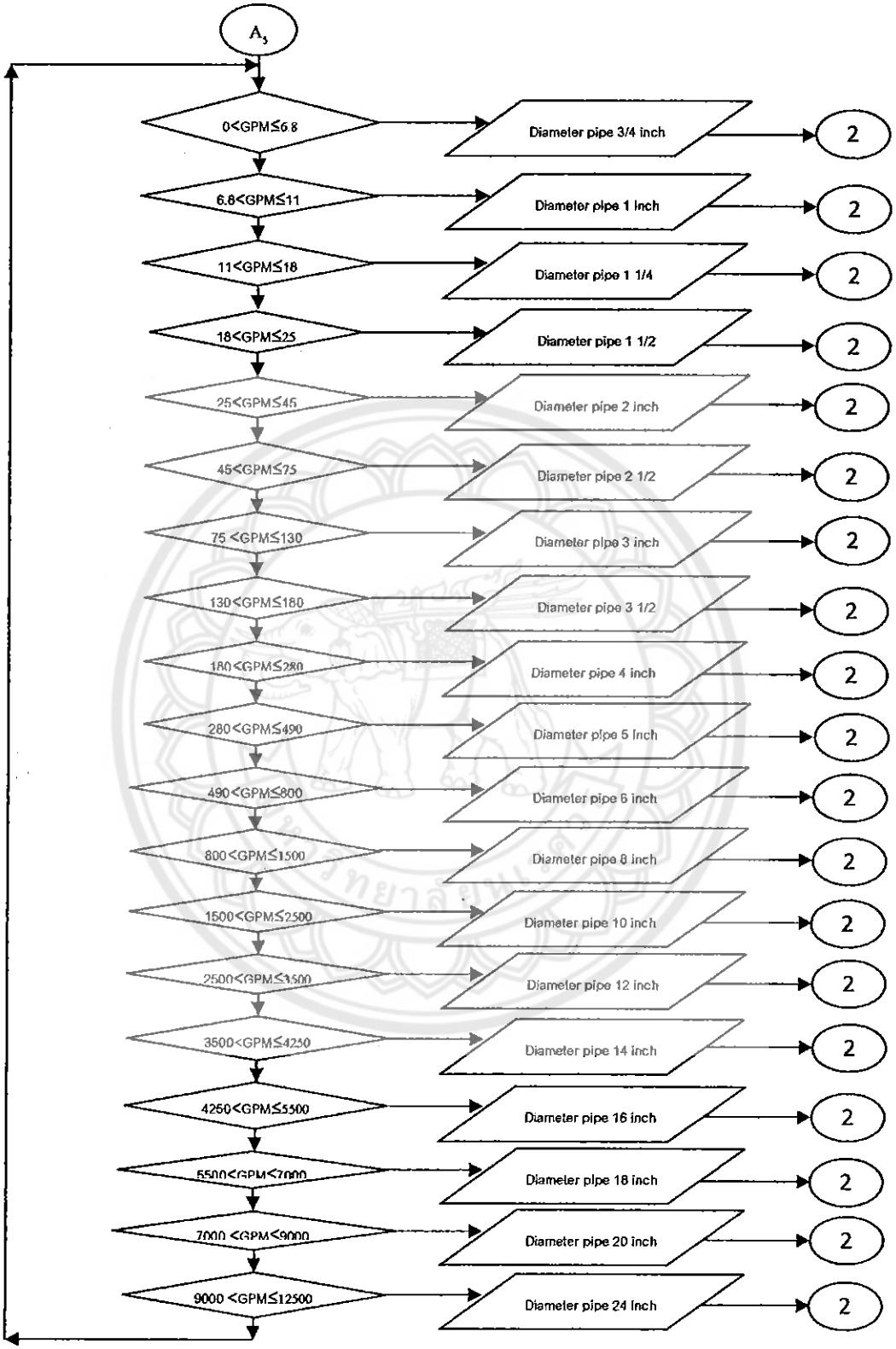
รูปที่ 4 ขนาดของ Diameter จากการกำหนด 4 < ชั่งโมงการทำงาน ≤ 6 ชั่งโมง/วัน ใน A_2



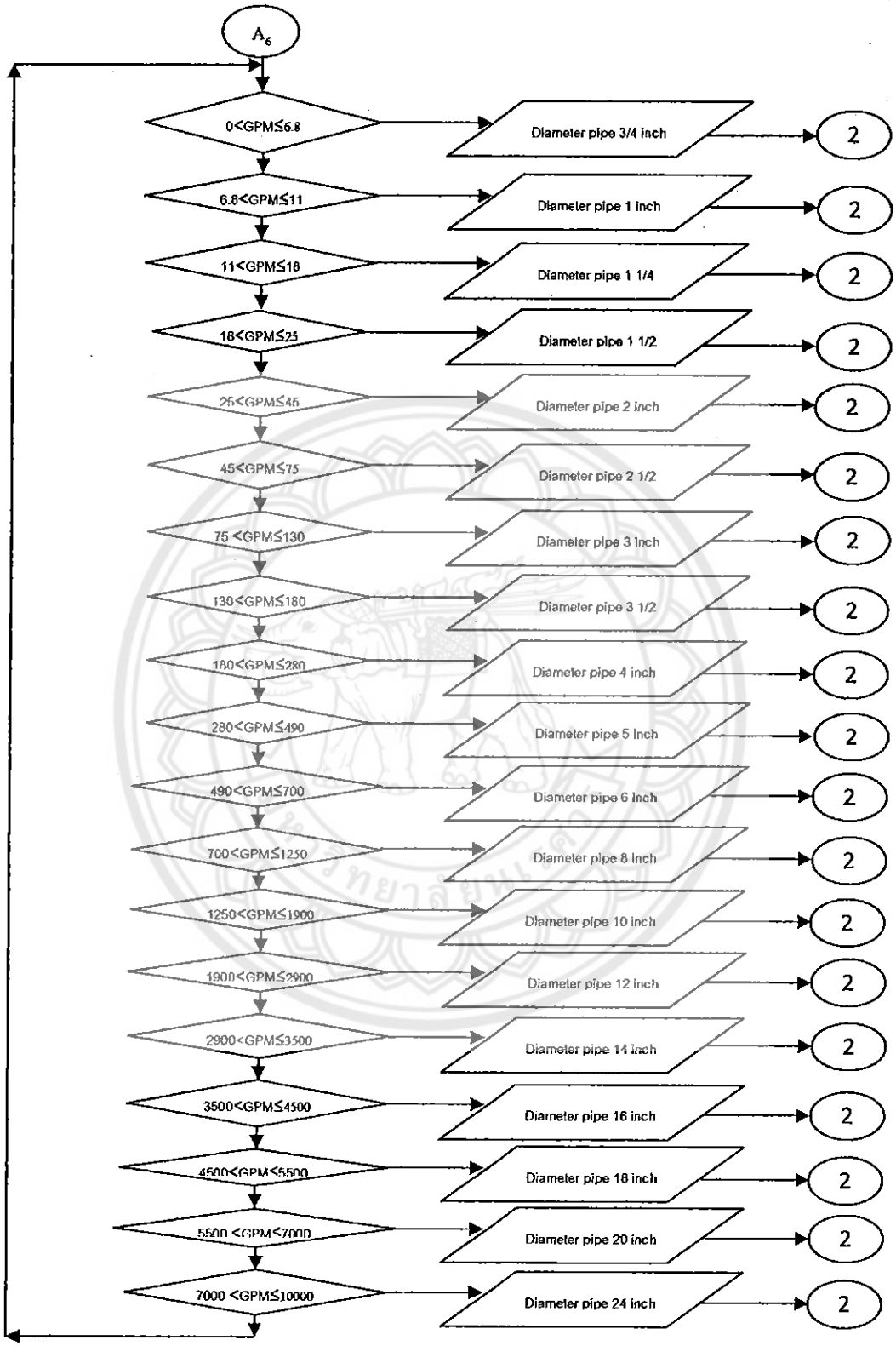
รูปที่ 5 ขนาดของ Diameter จากการกำหนด 6 < ชั่งโมงการทำงาน ≤ 8 ชั่งโมง/วัน ใน A_3



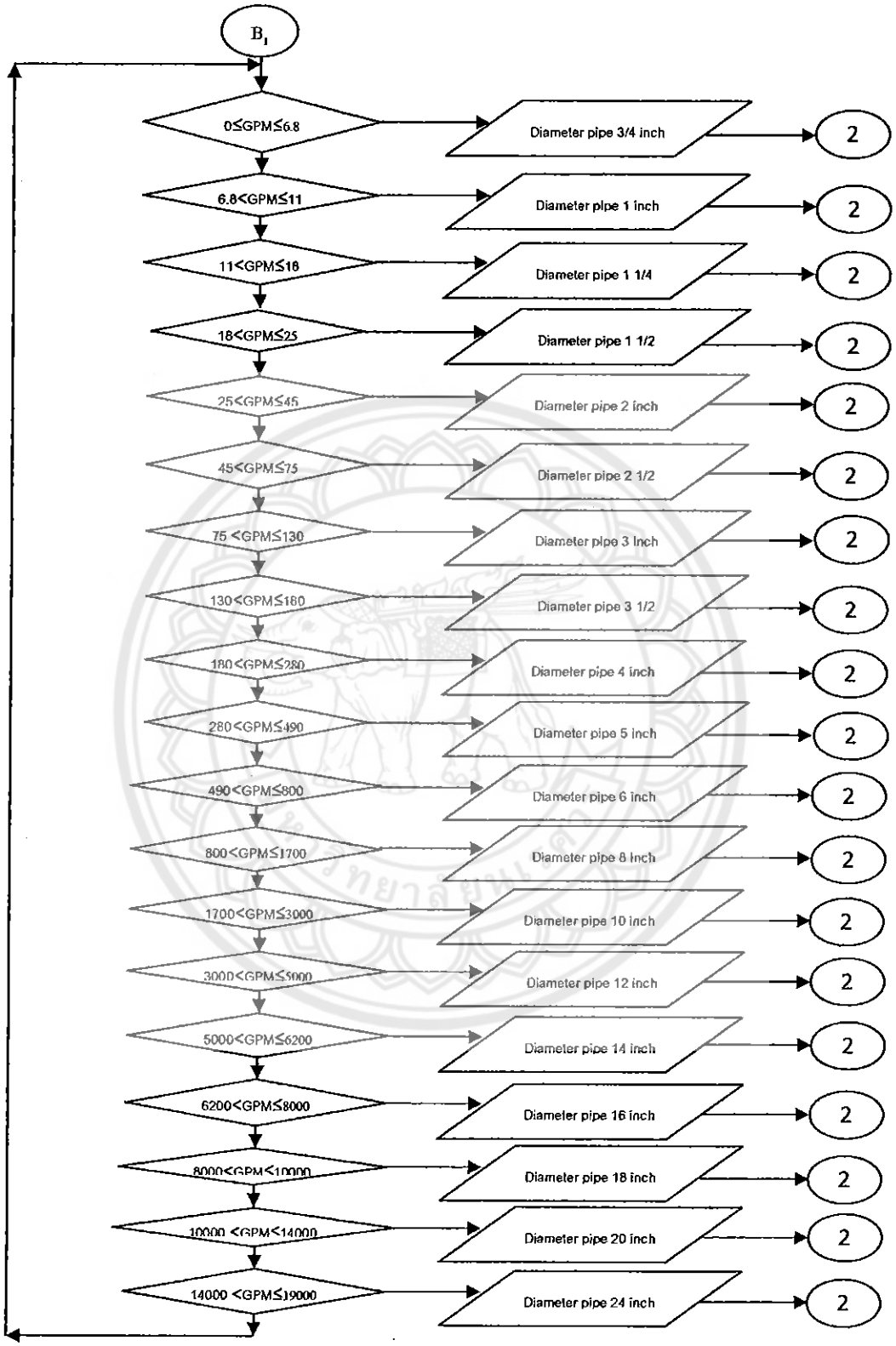
รูปที่ 6 ขนาดของ Diameter จากการกำหนด 8 < ชั่งโมงการทำงาน ≤ 12 ชั่งโมง/วัน ใน A_4



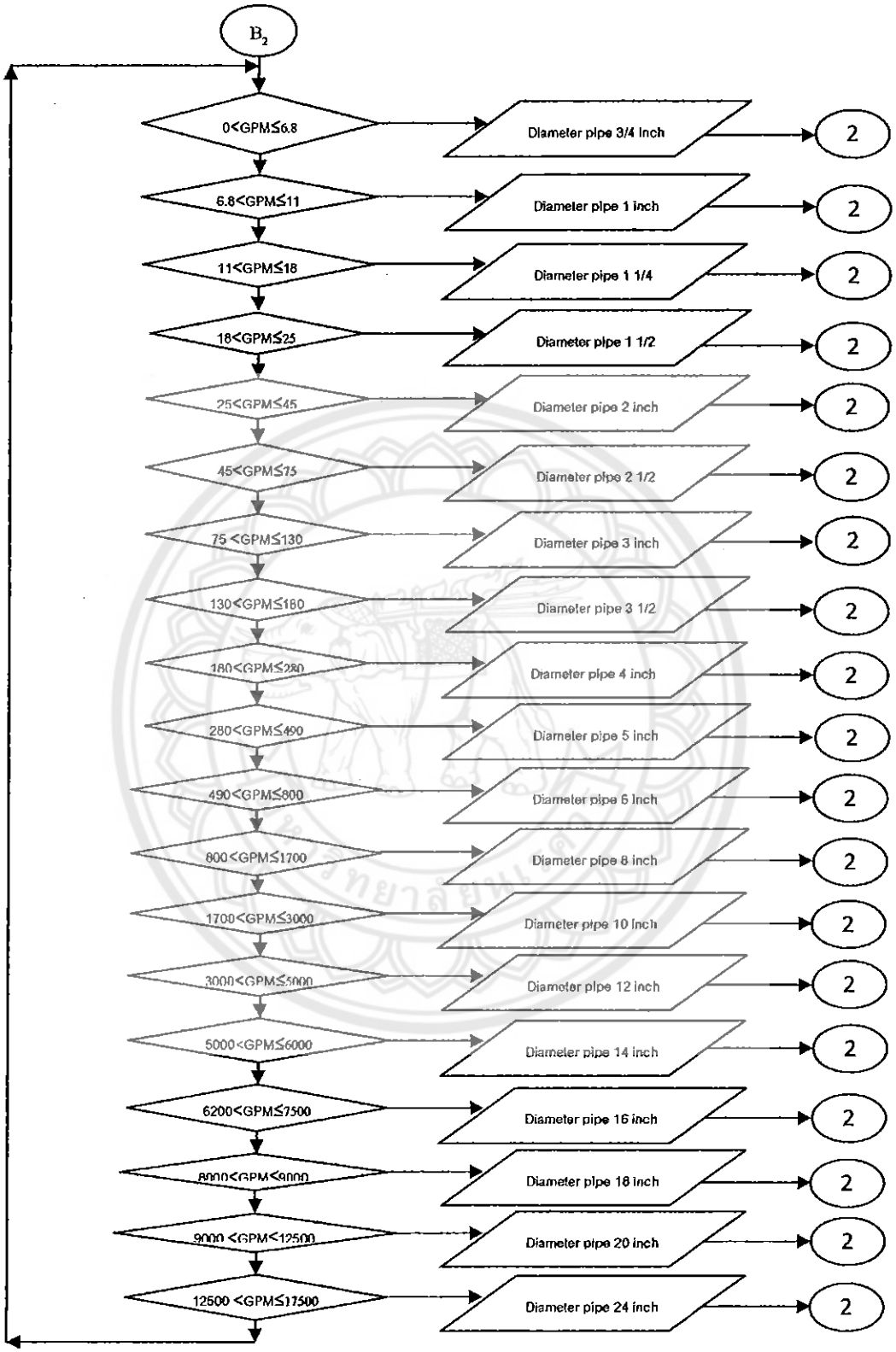
รูปที่ 7 ขนาดของ Diameter จากการกำหนด 12 < ชั่งโมงการทำงาน ≤ 18 ชั่งโมง/วัน ใน A_5



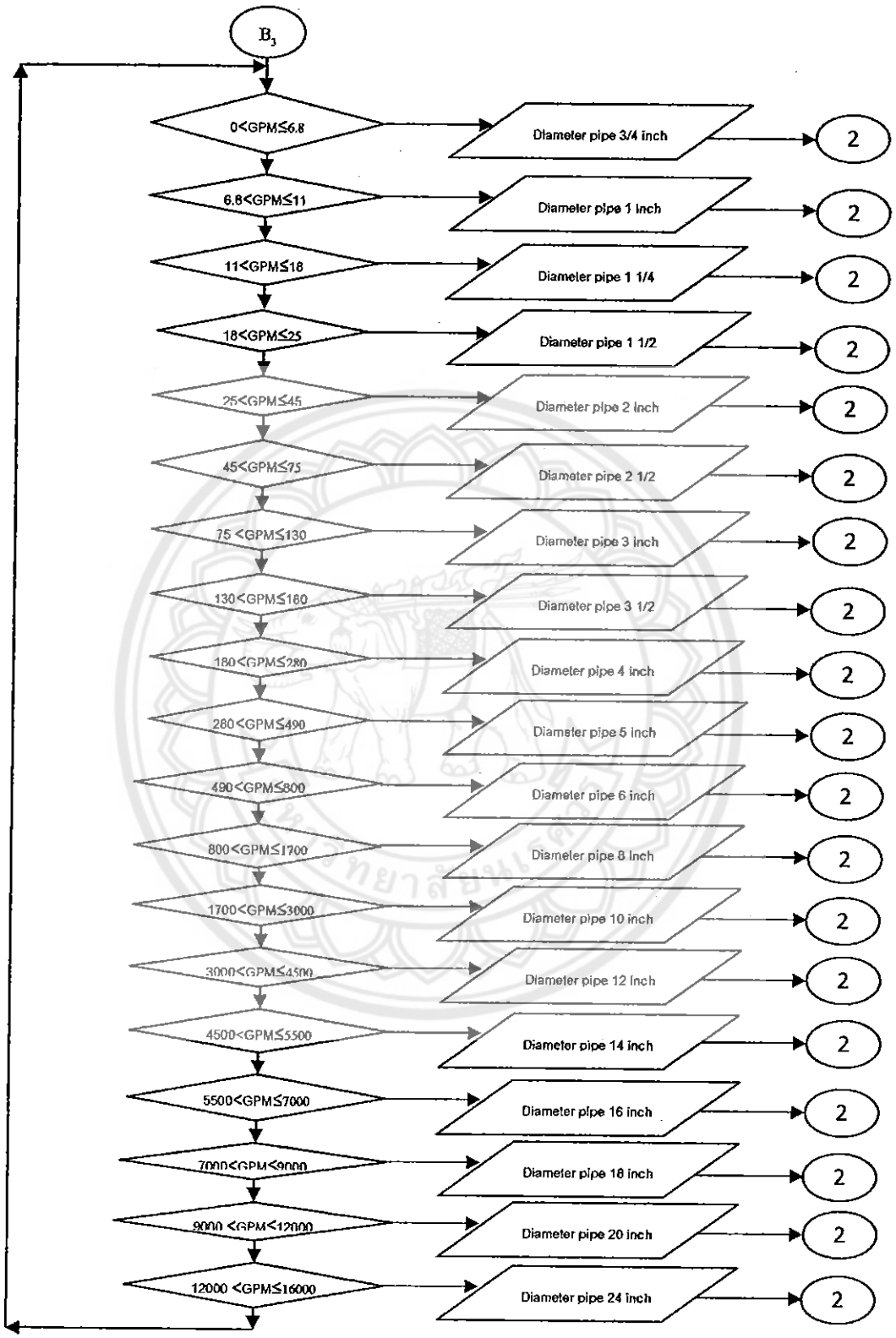
รูปที่ 8 ขนาดของ Diameter จากการกำหนด **18 < ชั่งโมงการทำงาน ≤ 24** ชั่งโมง/วัน ใน A_6



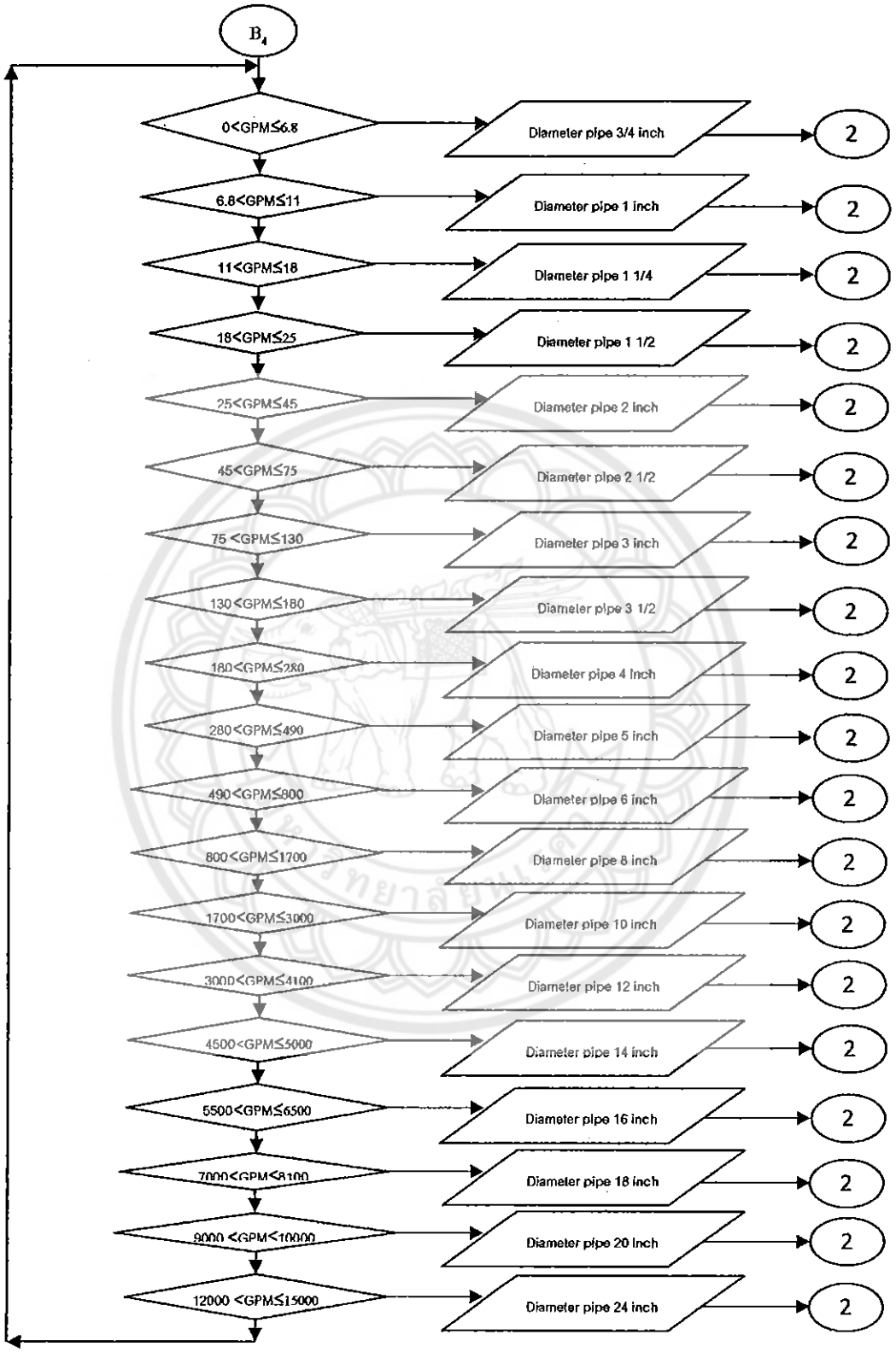
รูปที่ 9 ขนาดของ Diameter จากการกำหนด 0 ≤ ชั่งโมงการทำงาน ≤ 4 ชั่งโมง/วัน ใน B_1



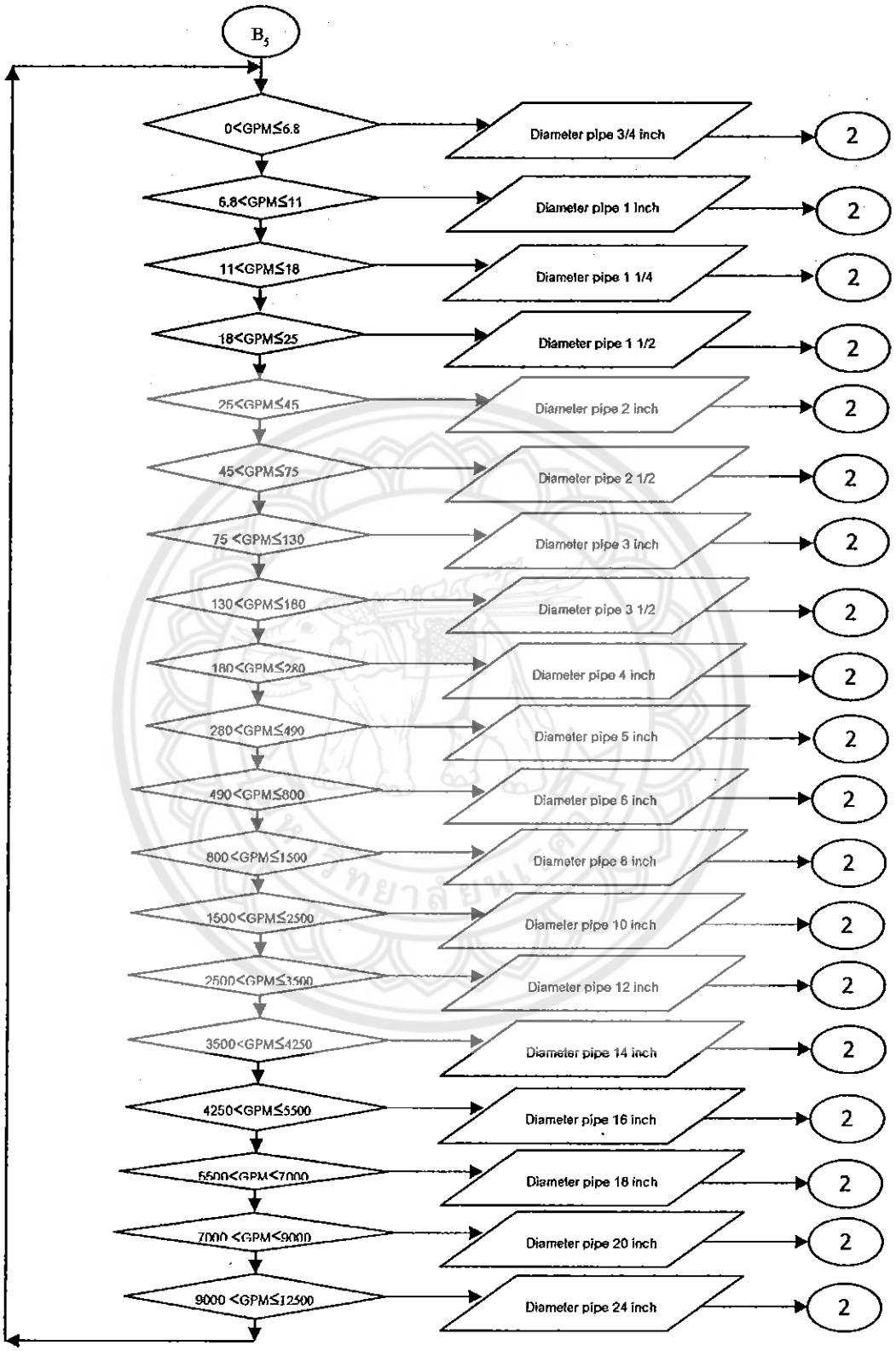
รูปที่ 10 ขนาดของ Diameter จากการกำหนด 4 < ชั่งโมงการทำงาน ≤ 6 ชั่งโมง/วัน ใน B_2



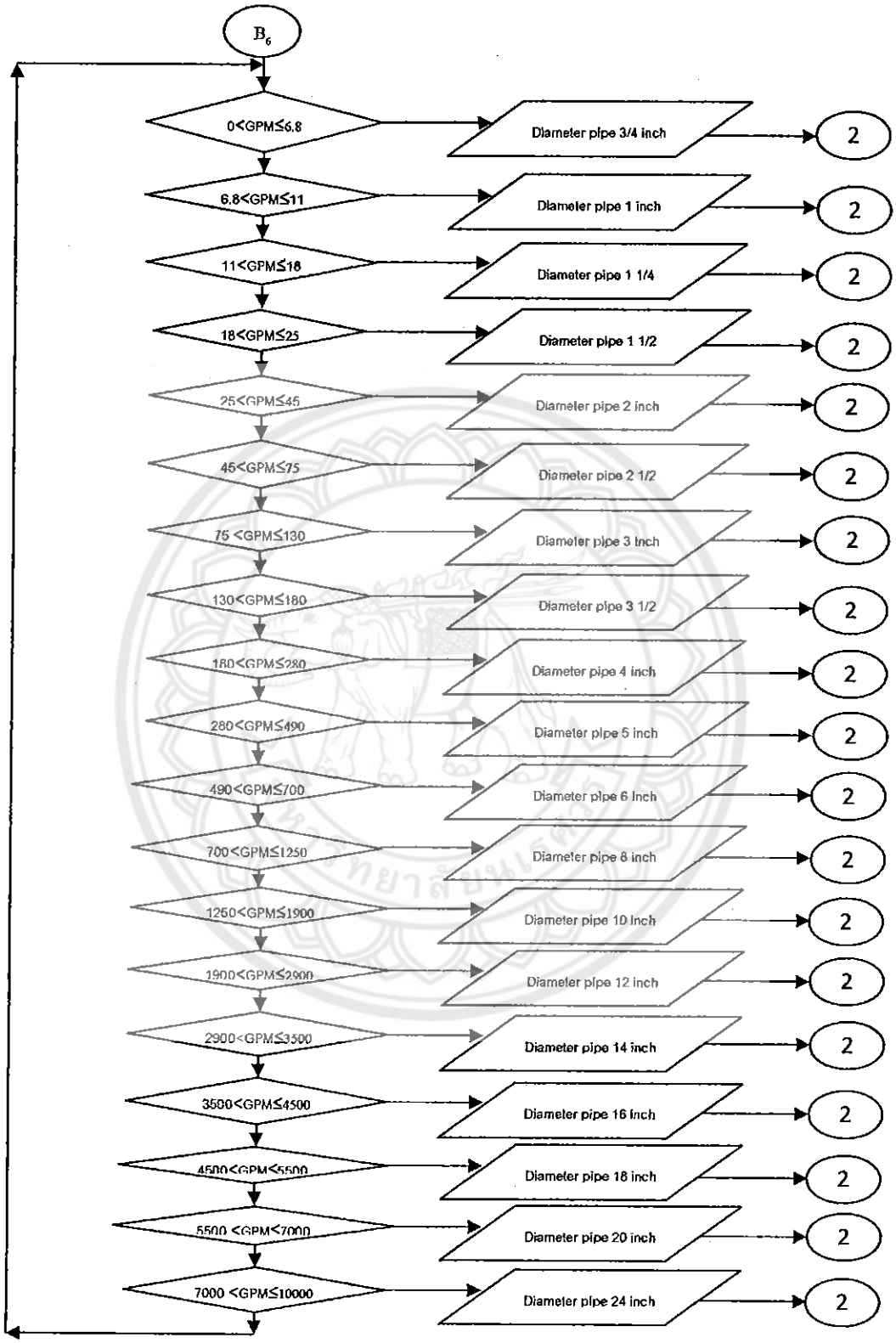
รูปที่ 11 ขนาดของ Diameter จากการกำหนด 6 < ชั่งโมงการทำงาน ≤ 8 ชั่งโมง/วัน ใน B_3



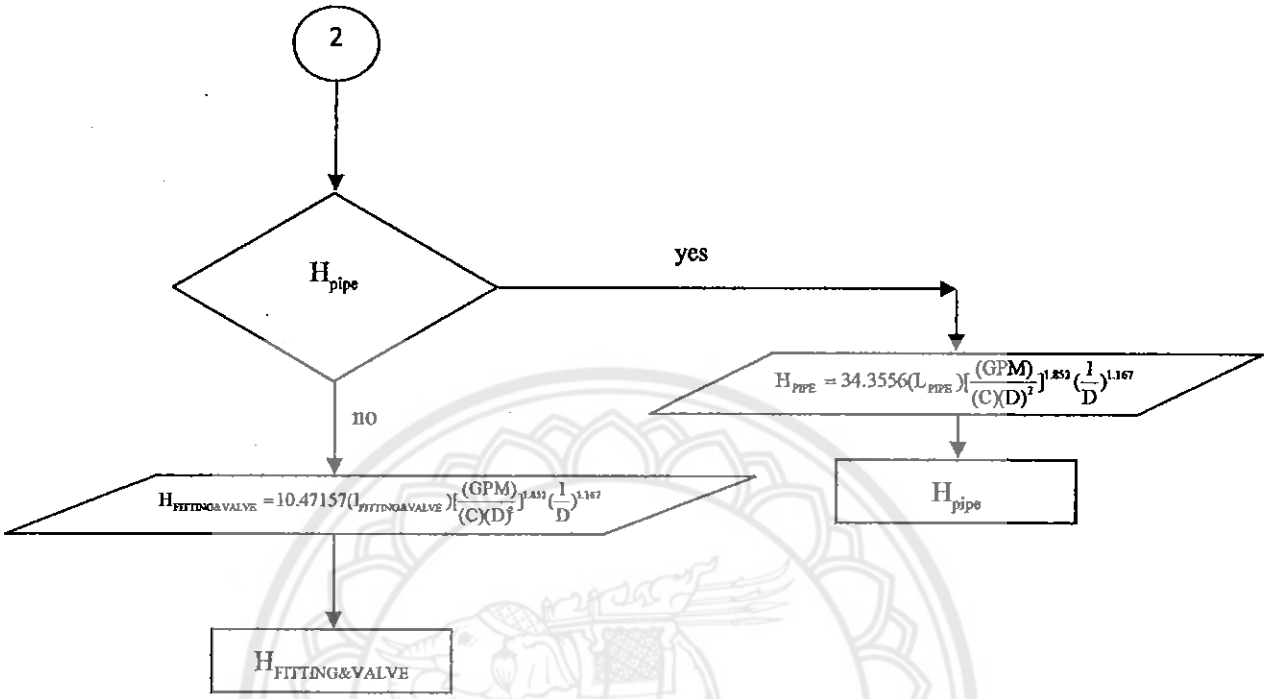
รูปที่ 12 ขนาดของ Diameter จากการกำหนด 8 < ชั่งโมงการทำงาน ≤ 12 ชั่งโมง/วัน ใน B_4



รูปที่ 13 ขนาดของ Diameter จากการกำหนด 12 < ชั่งโมงการทำงาน ≤ 18 ชั่งโมง/วัน ใน B_5



รูปที่ 14 ขนาดของ Diameter จากการกำหนด 18 < ชั่งโมงการทำงาน ≤ 24 ชั่งโมง/วัน ใน B_6



รูปที่ 15 การหาเฮดสูญเสีย

แบบสอบถามการประเมิน

ตอนที่ 1 ข้อมูลเกี่ยวกับผู้ตอบแบบประเมิน

คำชี้แจง โปรดจงทำเครื่องหมายถูก ลงใน ( ) หน้าข้อความและ/หรือ กรอกข้อความที่กำหนด

ให้ตรงกับสภาพความเป็นจริงของท่าน

1. สถานภาพของท่าน (เลือกตอบได้เพียง 1 ข้อ)
   ( ) อาจารย์ ( ) นิสิตนักศึกษา

2. เพศ
   ( ) ชาย ( ) หญิง

ตอนที่ 2 ความคิดเห็นเกี่ยวกับการทดสอบการใช้โปรแกรมการคำนวณของท่อน้ำเย็นและท่อน้ำน้ำหล่อเย็น **มีความจะเป็นและเป็นประโยชน์ต่อ**การคำนวณมากน้อยเพียงใด

คำชี้แจ้ง โปรดทำเครื่องหมายถูก ลงใน ที่ตรงกับความคิดเห็นของท่าน

(ระดับความคิดเห็น 5 = มากที่สุด 4 = มาก 3 = ปานกลาง 2 = น้อย 1 = น้อยที่สุด)

รายการ	1	2	3	4	5
1. โปรแกรมที่ใช้ในการคำนวณมีความง่ายต่อการใช้งาน					
2. ท่านมีความเข้าใจในการใช้โปรแกรมมากน้อยเพียงไร					
3. ท่านมีความเข้าใจในการเลือกใช้อุปกรณ์วาล์วและข้อต่อในการคำนวณมากน้อยเพียงไร					
4. ท่านมีความเข้าใจในระบบการออกแบบการคำนวณมากน้อยเพียงไร					
5. ความแม่นยำในการคำนวณของโปรแกรมมีความถูกต้องมากน้อยเพียงไร					
6. เวลาที่ใช้ในการคำนวณในโปรแกรมน้อยกว่าการคำนวณด้วยมือ					
7. โปรแกรมมีความสวยงามน่าใช้งานมากน้องเพียงไร					

ประวัติผู้เขียนโครงงาน

ชื่อ-นามสกุล : นายตะวัน กล่ำเทศ
รหัสนิสิต : 45380226
ที่อยู่ปัจจุบัน : 131 ม.9 ต.ท่าพล อ.เมือง จ.เพชรบูรณ์ 67250
ประวัติการศึกษา

จบชั้นประถมศึกษาจากโรงเรียนเมืองเพชรบูรณ์

จบมัธยมศึกษาจากโรงเรียนเพชรพิทยาคม

ปัจจุบันกำลังศึกษาในระดับปริญญาตรีสาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร จ. พิษณุโลก

ชื่อ-นามสกุล : นายศรัณยู เปพันดุง
รหัสนิสิต : 45380237
ที่อยู่ปัจจุบัน : 78/6 ม. 8 ซ.บ้านเกาะพัฒนา ต.หัวรอ อ.เมือง จ.พิษณุโลก 65000
ประวัติการศึกษา

จบชั้นประถมศึกษาจากโรงเรียนเทศบาลวัดน้อย(ท.1) จ.พิษณุโลก

จบมัธยมศึกษาจากโรงเรียนพิษณุโลกพิทยาคม จ.พิษณุโลก

ปัจจุบันกำลังศึกษาในระดับปริญญาตรีสาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร จ. พิษณุโลก

ชื่อ-นามสกุล : นายราโชทัย มหาพรม
รหัสนิสิต : 47360821
ที่อยู่ปัจจุบัน : 53 หมู่ 9 ต.วังทรายพูน อ.วังทรายพูน จ.พิจิตร 66180
ประวัติการศึกษา

จบชั้นประถมศึกษาจากโรงเรียนบ้านบุ่งมะกรูดวังพลับ จ.พิจิตร

จบมัธยมศึกษาจากโรงเรียนสากเหล็กวิทยา จ.พิจิตร

ปัจจุบันกำลังศึกษาในระดับปริญญาตรีสาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร จ. พิษณุโลก