คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์

การสอบปลายภาค ประจำภาคการศึกษาที่ 2 ปีการศึกษา 2551

วันที่ 23 กุมภาพันธ์ 2552 เวลา 09.00 - 12.00 น.

วิชา 215-433 Refrigeration and Air-conditioning ห้อง A201

คำสั่ง

1. ข้อสอบมีทั้งหมด 4 ข้อ ให้ทำทุกข้อ
2. ไม่อนุญาตให้นำโน้ต ตำรา หรือเอกสารใด ๆ เข้าห้องสอบ
3. อนุญาตให้นำเครื่องคิดเลขเข้าห้องสอบได้

ข้อ	คะแนนเต็ม	คะแนนที่ได้
1	30	
2	20	
3	20	
4	20	
คะแนนรวม	90	

อ.พุทธิพงศ์ แสนสบาย (ตอน 01)
ผู้ออกข้อสอบ

ชื่อ-สกุล.....

รหัส.....

ตอน.....

ข้อ 1) จงอธิบาย (คะแนนข้อย่อยละ 2 คะแนน ทำทุกข้อ)

1.1 ให้แสดงการหาความสัมพันธ์ระหว่าง COP ของระบบทำความเย็น และ COP ของ ฮีตปั้ม

1.2. Evaporator สามารถแบ่งประเภทตามวิธีการแยกน้ำมันหล่อลื่นได้ 2 ชนิดคืออะไรบ้าง

1...

2...

1.3 หากแบ่งประเภทของ Evaporator ตาม function แบ่งได้ 3 ชนิดคืออะไรบ้าง

1...

2...

3...

1.4 ให้บอกชนิดของอุปกรณ์ควบคุมการไหลของสารทำความเย็นมา 4 ชนิด

1...

2...

3...

4...

1.5 อุปกรณ์ควบคุมการไหลของสารทำความเย็นมีหน้าที่อะไรบ้าง

1.6 Filter driers มีหน้าที่อะไรและมักจะติดตั้งที่ตำแหน่งใดในระบบปรับอากาศ

1.7 Thermostat มีกี่ชนิด อะไรบ้าง และมีหน้าที่อะไร

1.8. จงบอกถึงคุณสมบัติที่ต้องการของสารทำความเย็นควรเป็นเช่นใด เพราะเหตุใด

- ความร้อนแฝงของการระเหย

- อุณหภูมิเยือกแข็งเป็นเช่นใด

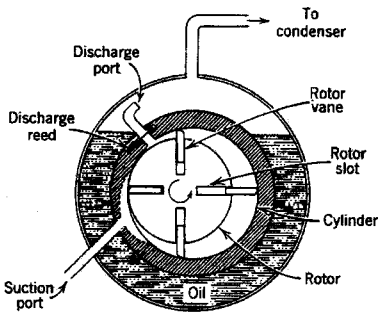
- ความดันระเหยเป็นเช่นใด

1.9 การตรวจสอบการรั่วของสารทำความเย็นมีกี่วิธี ทำได้อย่างไรบ้าง

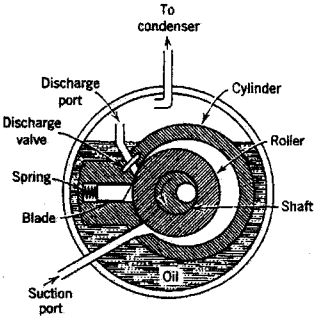
1.10 การตรวจสอบการรั่วของแอมโมเนีย ด้วยวิธีปฏิกิริยาเคมีต้องทำอย่างไร

1.11 ทำไมสารทำความเย็นชนิด CFCs จึงถูกห้ามใช้ในปัจจุบัน

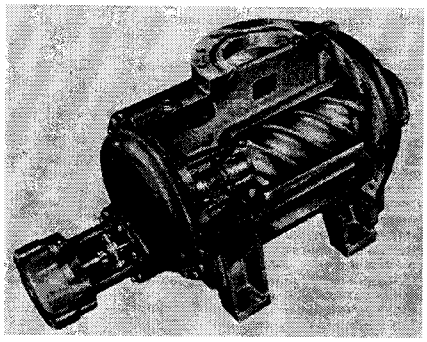
1.12 ให้บอกชนิดของคอมเพรสเซอร์ในรูป ว่าเป็นแบบใด



1.....



2.....

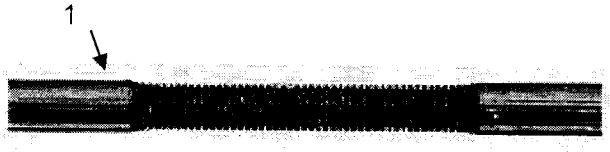


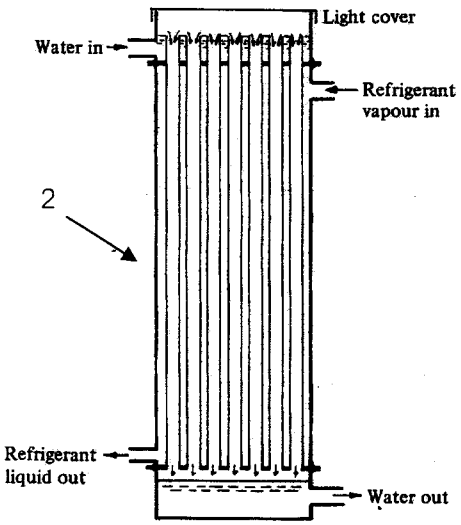
3.....

1.13 ให้บอกชนิด condenser ในรูป ว่าเป็นแบบใด

1 .....

2.....





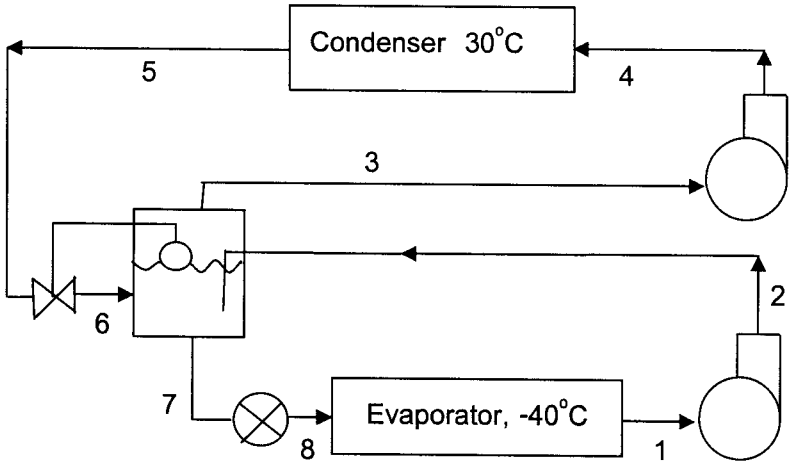
1.14 จงอธิบายหลักการทำงานของวาล์วบริการ พร้อมการใช้ประโยชน์ของวาล์วประเภทนี้

1.15 จงให้ความหมายของค่าความเย็น 1 ตัน

ข้อ 2. ระบบทำความเย็นแบบ 2 ชั้น ใช้สารทำความเย็น R-22 โดยมีอุปกรณ์ flash gas removal และ inter-cooling ดังแสดงในไดอะแกรม อุณหภูมิระเหย -40 °C และอุณหภูมิควบแน่น 30 °C ค่า pumping capacity ของคอมเพรสเซอร์ความดันสูง และคอมเพรสเซอร์ความดันต่ำแสดงในกราฟ ให้เขียน P-h ไดอะแกรมของระบบ และ จงหา

ก) ความดันช่วงกลาง ข) กำลังรวมของคอมเพรสเซอร์

ค) ค่า Refrigerating effect ของระบบ ง) COP ของระบบ



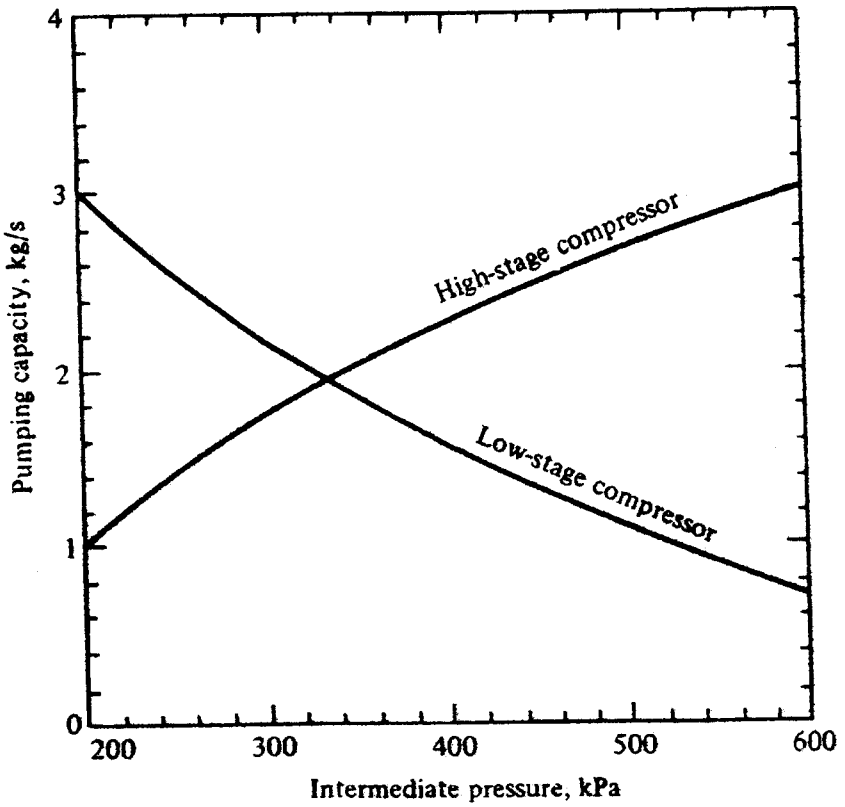


Table A-6 Refrigerant 22: properties of liquid and saturated vapor[6]

		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/kg · K		Specific volume, L/kg	
t, °C	P, kPa	h_f	h_g	s_f	s_g	v_f	v_g
-60	37.48	134.763	379.114	0.73254	1.87886	0.68208	537.152
-55	49.47	139.830	381.529	0.75599	1.86389	0.68856	414.827
-50	64.39	144.959	383.921	0.77919	1.85000	0.69526	324.557
-45	82.71	150.153	386.282	0.80216	1.83708	0.70219	256.990
-40	104.95	155.414	388.609	0.82490	1.82504	0.70936	205.745
-35	131.68	160.742	390.896	0.84743	1.81380	0.71680	166.400
-30	163.48	166.140	393.138	0.86976	1.80329	0.72452	135.844
-14	306.78	183.878	399.951	0.93997	1.77371	0.75143	74.9572
-12	329.89	186.147	400.759	0.94862	1.77039	0.75506	69.9478
-10	354.30	188.426	401.555	0.95725	1.76713	0.75876	65.3399
-9	367.01	189.571	401.949	0.96155	1.76553	0.76063	63.1746
-8	380.06	190.718	402.341	0.06585	1.76394	0.76253	61.0958
-7	393.47	191.868	402.729	0.97014	1.76237	0.76444	59.0996
-6	407.23	193.021	403.114	0.97442	1.76082	0.76636	57.1820
28	1130.9	234.115	414.050	1.11703	1.71450	0.84610	20.8411
29	1161.1	235.387	414.293	1.12116	1.71325	0.84899	20.2829
30	1191.9	236.664	414.530	1.12530	1.71200	0.85193	19.7417
31	1223.2	237.944	414.762	1.12943	1.71075	0.85491	19.2168
32	1255.2	239.230	414.987	1.13355	1.70950	0.85793	18.7076
33	1287.8	240.520	415.207	1.13768	1.70826	0.86101	18.2135

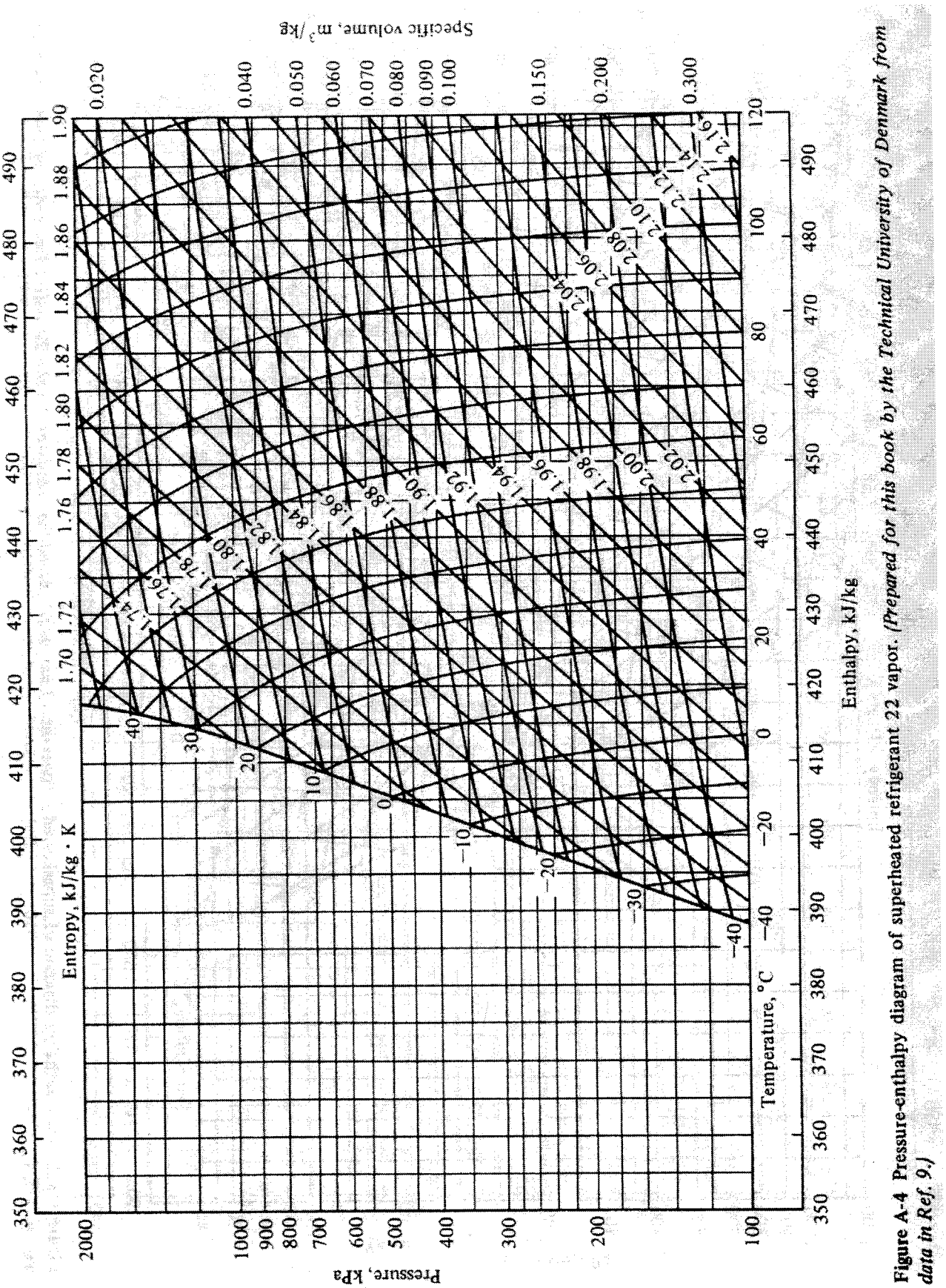


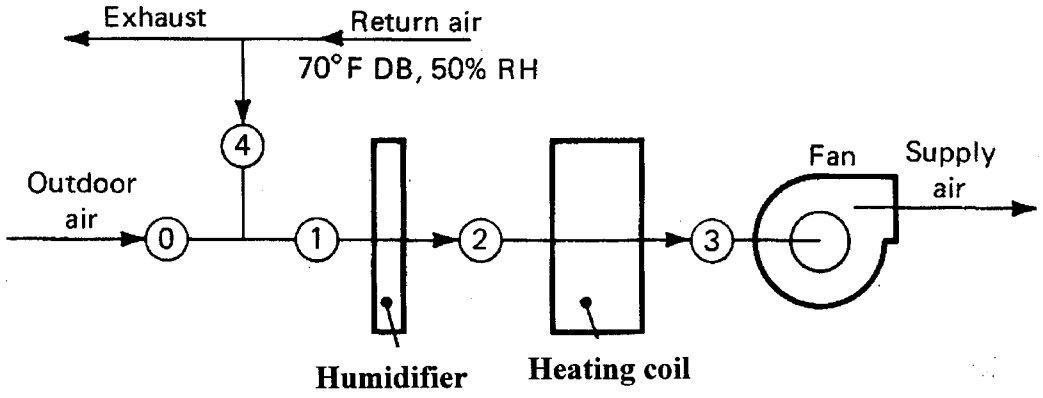
Figure A-4 Pressure-enthalpy diagram of superheated refrigerant 22 vapor. *(Prepared for this book by the Technical University of Denmark from data in Ref. 9.)*

ข้อ 3. อาคารหลังหนึ่งควบคุมอุณหภูมิภายในไว้ที่ $70^{o}FDB$ $50\%RH$ โดยอากาศภายนอกออกแบบอยู่ที่ $45\ ^{o}FDB$ $40\ ^{o}FWB$ ความร้อนสูญเสียจากอาคารเป็นความร้อนสัมผัส $250{,}000\ \frac{Btu}{hr}$ และเป็นความร้อนแฝง $44{,}100\ \frac{Btu}{hr}$ การถ่ายโอนความร้อนแฝงเกิดจากการรั่วของอากาศเย็นแห้งภายนอก ที่เข้ามาในอาคาร การระบายอากาศจะต้องใช้อากาศภายนอก 1,000 cfm เข้ามากับลมจ่าย ลมจ่ายในอาคารจะต้องมีอุณหภูมิ $100\ ^{o}FDB$ อุปกรณ์ปรับอากาศแสดงไว้ในรูปข้างล่าง

(ก) ให้หาคุณภาพของลมจ่ายที่ต้องการ ในหน่วย $\frac{lb}{hr}$ และ cfm

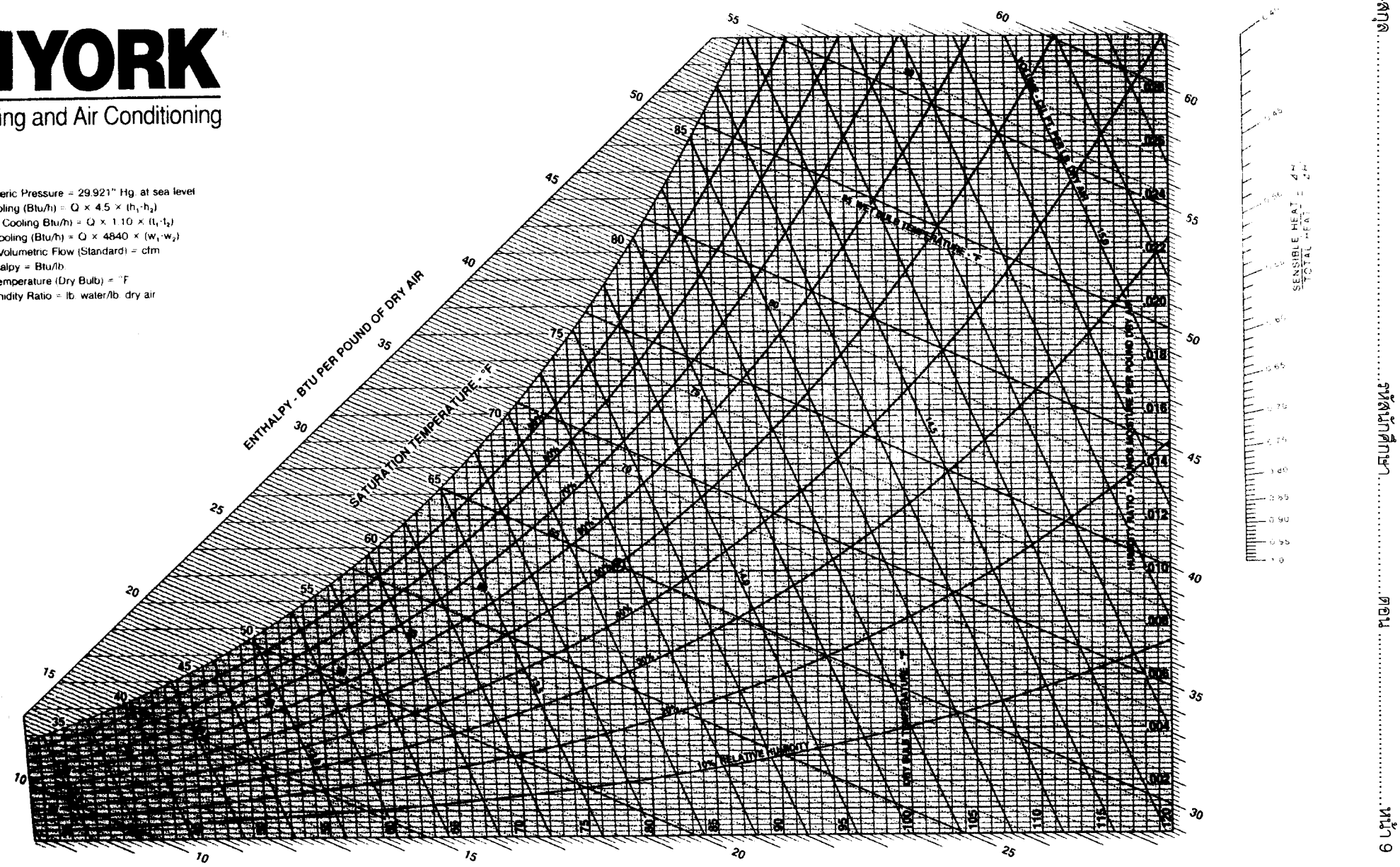
(ข) ให้หาวิสัยสามารถของเครื่องทำความร้อนในหน่วย $\frac{Btu}{hr}$ ถ้าตัวเพิ่มความชื้นเป็นแบบเครื่องเพิ่มความชื้นชนิดใช้น้ำ โดยน้ำมีอุณหภูมิ 45°F (h_f = 12.73 Btu/lb)

(ค) แสดงกระบวนการที่เกิดขึ้นบนแผนภูมิไซโครเมตรี



YORK
Heating and Air Conditioning

Atmospheric Pressure = 29.921" Hg. at sea level
Total Cooling (Btu/h) = $Q \times 4.5 \times (h_1 - h_2)$
Sensible Cooling Btu/h) = $Q \times 1.10 \times (t_1 - t_2)$
Latent Cooling (Btu/h) = $Q \times 4840 \times (w_1 - w_2)$
Q = Air Volumetric Flow (Standard) = cfm
h = Enthalpy = Btu/lb
t = Air Temperature (Dry Bulb) = °F
w = Humidity Ratio = lb. water/lb. dry air



Prepared by CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, University of Idaho
COPYRIGHT 1992
AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS, INC

ข้อ 4. อาคารหลังหนึ่งมีภาระความเย็น 10 ตันความเย็น โดยที่เป็นภาระความร้อนแฝง 2 ตันความเย็น อาคารนี้ควบคุมอุณหภูมิภายในไว้ที่ 75° FDB 50%RH ปริมาตรของลมจ่ายให้ห้อง 10% เป็นอากาศภายนอกที่ 100° FDB 50%RH ลมจ่ายให้ห้องต้องมีอุณหภูมิ 56° FDB ให้หา

1 เขียน cycle ลงใน Psychrometic chart ที่ให้มา

2 ปริมาณลมจ่ายต่ำสุดที่จ่ายให้ห้อง

3 ปริมาณลมไหลกลับและอากาศภายนอก

4 สภาวะและอัตราไหลของอากาศที่เข้า cooling coil

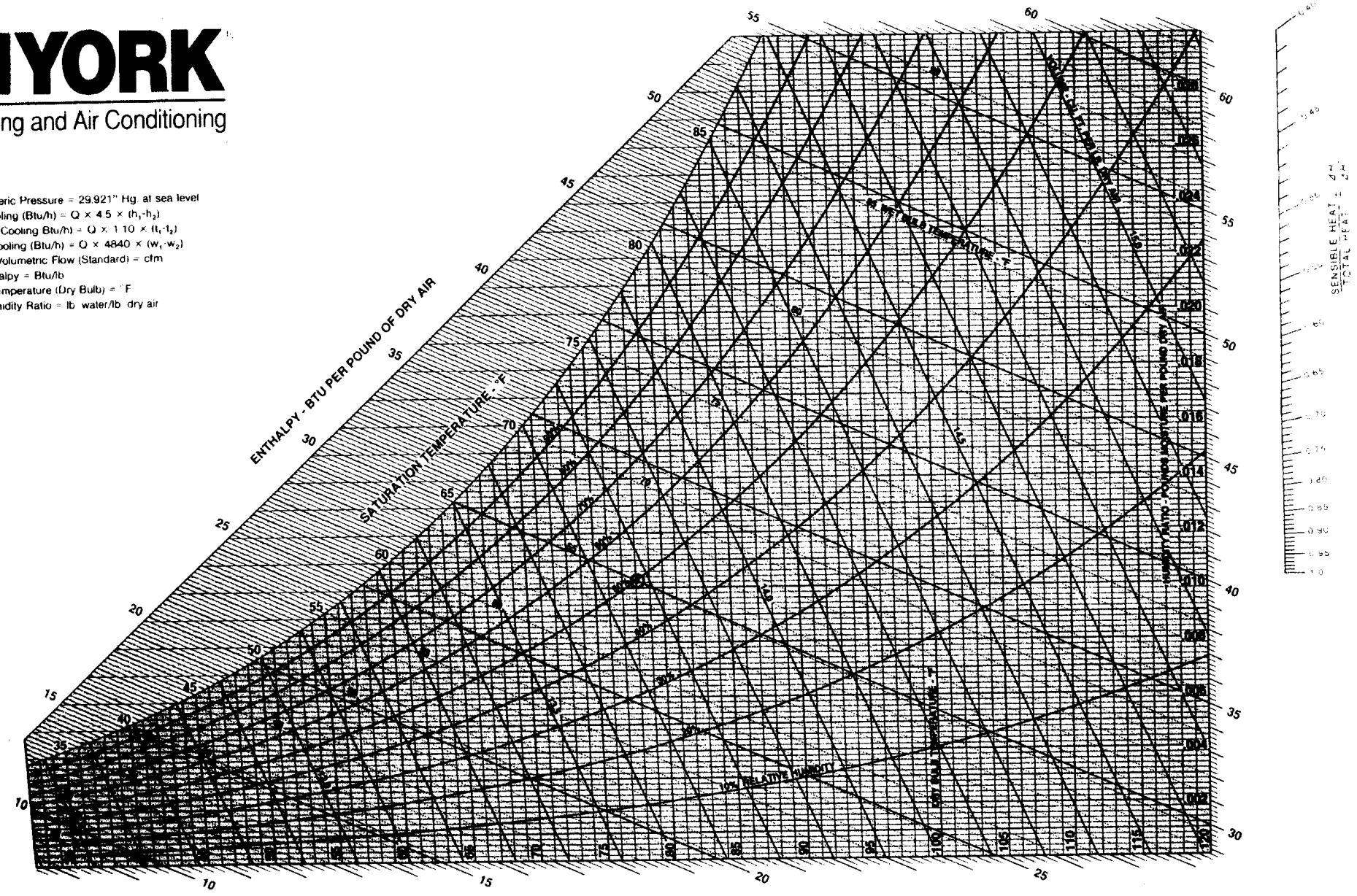
5 ขนาด (capacity) ของ cooling coil

ให้กำหนดจุดและลากเส้นกระบวนการลงในแผนภูมิ Psychometric

YORK

Heating and Air Conditioning

Atmospheric Pressure = 29.921" Hg. at sea level
Total Cooling (Btu/h) = Q × 4.5 × (h_1-h_2)
Sensible Cooling Btu/h) = Q × 1.10 × (t_1-t_2)
Latent Cooling (Btu/h) = Q × 4840 × (w_1-w_2)
Q = Air Volumetric Flow (Standard) = cfm
h = Enthalpy = Btu/lb
t = Air Temperature (Dry Bulb) = °F
w = Humidity Ratio = lb water/lb dry air



Prepared by: CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, University of Idaho

COPYRIGHT 1992
AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS, INC.

Y93 1285