

Multi-Stage Water Chiller Technology

พิษณุวัฒน์ กิจเกิดแสง

Airco Co., Ltd. 1126/2 ถ. เพชรบุรีตัดใหม่ แขวงมักกะสัน เขตราชเทวี กทม 10400

Email: pidchapad.kidkirdsang@gmail.com

ปัจจุบันเทคโนโลยีของเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) มีให้เลือกมากมายหลายตามแต่ละผู้ผลิตจะนำเสนอนวัตกรรมของตนเองออกมาในตลาด หากมองถึงการออกแบบเครื่องทำน้ำเย็น ให้มีประสิทธิภาพและคงทน ผู้ผลิตอาจเลือกเทคโนโลยีและออกแบบอุปกรณ์ให้มีการสูญเสียพลังงานน้อยที่สุดและทนทานต่อการสึกหรอ เช่น การออกแบบคอมเพรสเซอร์และมอเตอร์ให้มีประสิทธิภาพสูง การเลือกใช้สารทำความเย็น (refrigerant) ที่มีแรงดันแตกต่างกันไปในแต่ละชนิด การเลือกประเภทของตลับลูกปืน (bearing) เพื่อลดแรงเสียดทานให้ต่ำกว่าปกติ ระบบที่มีน้ำมันหล่อลื่น (oil-lubricated) หรือไม่มีน้ำมันหล่อลื่น (oil-free) ความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ซึ่งแปรผันตรงกับแรงดันของสารทำความเย็นในระบบและเพื่อให้สอดคล้องกับการออกแบบของขนาดตันความเย็น และประสิทธิภาพที่ต้องการสำหรับคอมเพรสเซอร์แต่ละชนิด เป็นต้น

นวัตกรรมของเทคโนโลยีในเครื่องทำน้ำเย็นที่ปรากฏในปัจจุบันอาจยกตัวอย่างพอสังเขปจากเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำประเภทแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง (Centrifugal water-cooled chiller) ได้ดังนี้

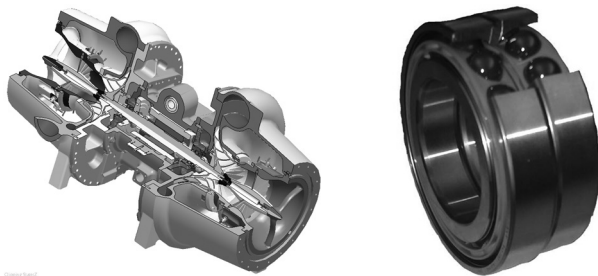
1. Three-stage fixed speed chiller (low pressure refrigerant)
2. Two-stage hybrid ceramic bearing chiller with VFD (low pressure refrigerant)
3. Two-stage magnetic bearing chiller with VFD (medium pressure refrigerant)
4. Single-stage magnetic bearing chiller with VFD (medium pressure refrigerant)
5. Single-stage & multi-stage gear drive chiller with VFD (medium pressure refrigerant)

Low pressure refrigerant in water-cooled centrifugal chiller

ในบทความนี้จะขอกล่าวถึงเครื่องทำน้ำเย็นที่ออกแบบเป็น multi-stage compressor โดยใช้สารทำความเย็นแรงดันต่ำ (low pressure refrigerant) ดังนี้

Hybrid Ceramic Bearing Chiller Spec & Design

สำหรับเครื่องทำน้ำเย็นแบบ two-stage นี้ ถูกออกแบบมาให้ใบพัดของคอมเพรสเซอร์หันหลังชนกันบนแกน shaft (back-to-back impeller ในรูปที่ 1 ภาพซ้าย) เพื่อให้ axial force ถูก balance ถ่ายทอดผ่านแกน shaft ในตัวเครื่อง และจุดกึ่งกลางแกน shaft ขับโดย direct drive motor

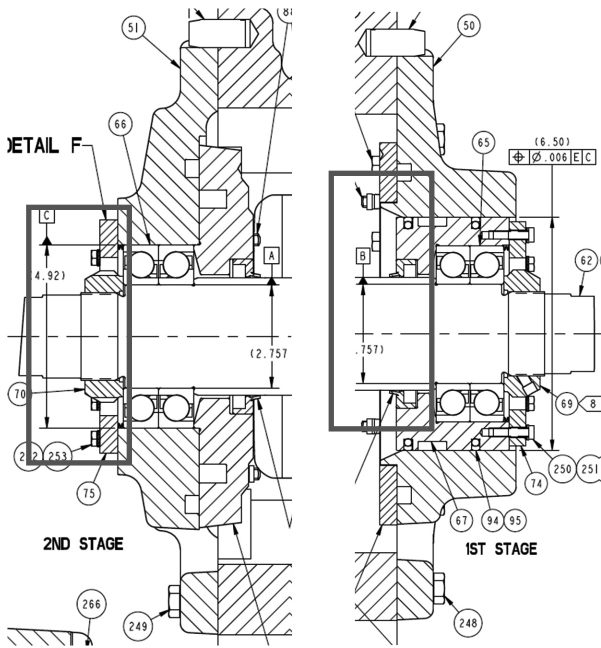


รูปที่ 1 : ภาพตัดของคอมเพรสเซอร์แบบ 2-stage หันหลังชนกัน (ภาพซ้าย) โดยใช้ตลับลูกปืนแบบ Angular hybrid ceramic contact ball bearing (ภาพขวา)

Hybrid Ceramic Bearing Chiller Specification	
Speed (rpm)	3000-6500
Capacity (TR)	200-370
Full load efficiency (kW/TR) ¹	0.533-0.571
NPLV efficiency (kW/TR)	0.311-0.330
Motor	8 poles permanent magnet
Drive type	Variable Frequency
Refrigerant	R-123 (future optional R-514A)
Motor cooling	Liquid refrigerant
Bearing lube	Refrigerant
Bearing type	Duplex angular ball ceramic with stainless steel races

ตารางที่ 1: คุณสมบัติของ Hybrid Ceramic Bearing Chiller

หากมองเฉพาะส่วนของตลับลูกปืนในเครื่องทำน้ำเย็นนี้จะประกอบไปด้วย duplexed bearings สองชุดด้วยกัน คือชุดที่รองรับคอมเพรสเซอร์ stage ที่ 1 เป็น แบบ floating ที่รองรับความยืดหยุ่นในการเคลื่อนไหวเพื่อช่วยเรื่อง alignment และ thermal expansion กับ contraction แต่สำหรับ stage ที่ 2 เป็นแบบ fixed เพื่อควบคุมและรองรับแรง thrust ในแนว axial จาก shaft ดังแสดงในรูปที่ 2



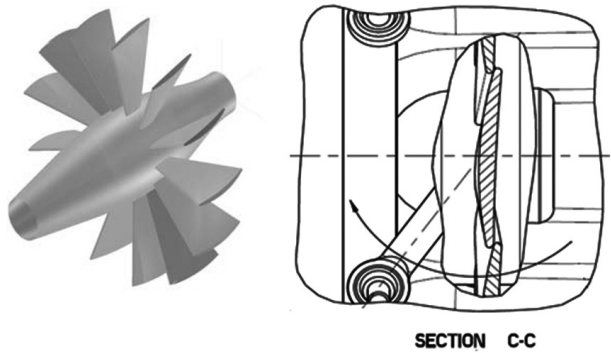
รูปที่ 2 : ภาพตัดของคอมเพรสเซอร์โดยใช้ Duplex angular contact ball bearing fixed side (ซ้าย) และ Duplex angular contact ball bearing Floating set (ขวา)

แต่หากพิจารณาที่จะปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็นเพื่อลดแรงเสียดทานจากแบริ่งเพียงอย่างเดียวจะเป็นจุดที่เป็นสัดส่วนของการปรับปรุงพลังงานที่น้อยที่สุดของการปรับปรุงประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็น ดังแสดงให้เห็นในตารางที่ 2 เมื่อสำรวจถึง running friction coefficient² สำหรับ fluid film และ rolling element ปกติจะมีค่าที่ 0.001 เท่านั้น

Factor	Fluid film	Dry	Semilubricated	Rolling element
Start-up friction coefficient	0.25	0.15	0.10	0.002
Running friction coefficient	0.001	0.10	0.05	0.001
Velocity limit	High	Low	Low	medium
Load limit	High	Low	Low	High
Life limit	Unlimited	Wear	Wear	Fatigue
Lubrication requirements	High	None	Low/none	Low
High temperature limit	Lubricant	Material	Lubricant	Lubricant
Low temperature limit	Lubricant	None	None	Lubricant
Vacuum	n/a	Good	Lubricant	Lubricant
Damping capacity	High	Low	Low	Low
Noise	Low	Medium	Medium	High
Dir/dust	Need seals	Good	Fair	Need seals
Radial space required	Small	Small	Small	Large
Cost	High	Low	Low	Medium

ตารางที่ 2: คุณสมบัติของ bearing ประเภทต่างๆ³

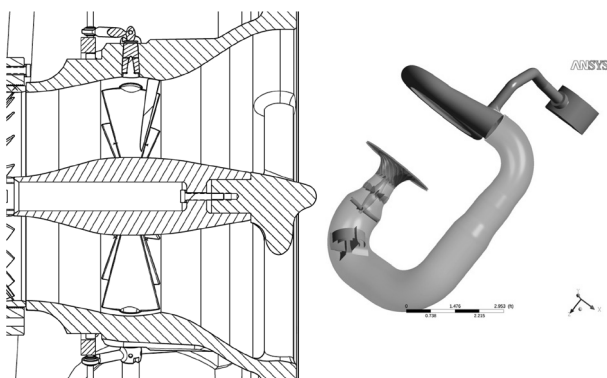
สำหรับการพัฒนาในส่วนประกอบอื่นของเครื่องทำน้ำเย็นประเภทนี้จะจะมี inlet guide vane ทั้งสอง stage ที่ถูกออกแบบให้เป็นแบบโค้งที่ใบ (cambered) เมื่อมองในแนวระนาบเพื่อให้สารทำความเย็นไหลแบบ Ideal fluid flow⁴ ดังรูปที่ 3 ซ้ายมือ และเป็นผลทำให้ห้องสภาวะการเปิดของ guide vane เพื่อให้ได้อัตราการไหลสูงสุดที่ 80 องศา เมื่อเทียบกับรุ่นก่อนพัฒนาที่ 90 องศา จึงสามารถรองรับการควบคุมและมีความแม่นยำในการเปลี่ยนแปลงของภาระการทำความเย็นที่รวดเร็วได้ดีขึ้น



รูปที่ 3 : Cambered axial guide vanes (ซ้าย) มีอยู่ใน stage 1 & 2 และภาพของใบพัด (ขวา) เมื่อปิดสนิท

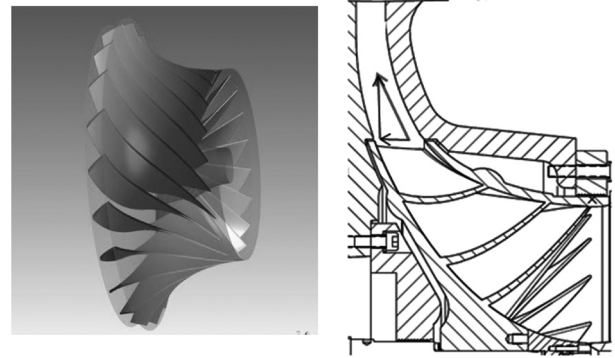
การนำ computational fluid dynamic เพื่อมาวิเคราะห์และจำลองการออกแบบก่อนนั้นช่วยลดขั้นตอนการทดลอง (trial & error) ได้อย่างมาก โดยโครงสร้างท่อหลัก (Wrap Around Pipe) นั้นได้ถูกออกแบบให้เส้นผ่าศูนย์กลางและผนังของด้านดูดสารทำความเย็นเชื่อมต่อเป็นเส้นระนาบเดียวกัน (contoured) แบบเปลี่ยนแปลงโครงสร้าง (Geometry optimization) ตามการออกแบบความเร็วของสารทำความเย็นที่ไหลผ่านในแต่ละช่วงท่อที่ต่อระหว่าง stage 1 และ stage 2 เพื่อลดการสูญเสียและการเปลี่ยนรูปของการไหลของสารทำความเย็นหรือเกิด stagnation point⁵ ให้น้อยที่สุดดังแสดงในรูปที่ 4

Housing



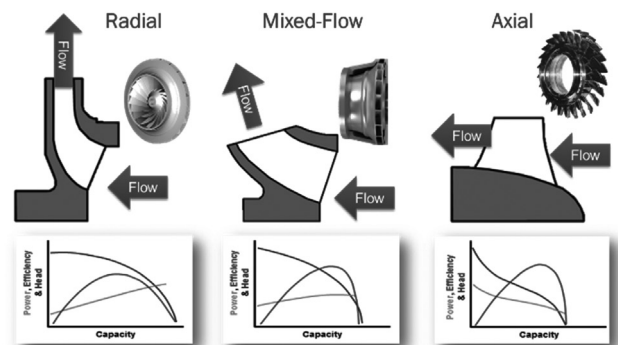
รูปที่ 4 : ภาพตัดของชุด Inlet guide vane housing (ซ้าย) และท่อทางเดินสารทำความเย็นระหว่างสอง stage (ขวา)

สำหรับชุดคอมเพรสเซอร์นั้นถูกออกแบบเป็นแบบ Mixed flow impeller (รูปที่ 5) ซึ่งเป็นการผสมผสานระหว่าง radial flow design ที่ดูดของไหลจากแนวนอนและบีบอัดออกในแกนตั้งฉากกับแกน shaft และ axial aerodynamic design ที่ของไหลจะถูกบีบอัดไปในแกนเดียวกับแกน shaft



รูปที่ 5 : ภาพเฉพาะชุดใบพัดของคอมเพรสเซอร์แบบ mixed flow design (ซ้าย) และ ภาพตัดด้านข้าง (ขวา)

จากประสิทธิภาพการไหลที่เพิ่มขึ้นทำให้ประสิทธิภาพรวมในช่วงการออกแบบต้นความดันที่สูงของคอมเพรสเซอร์ แบบ mixed flow impeller ดีขึ้นดังแสดงในรูปที่ 6

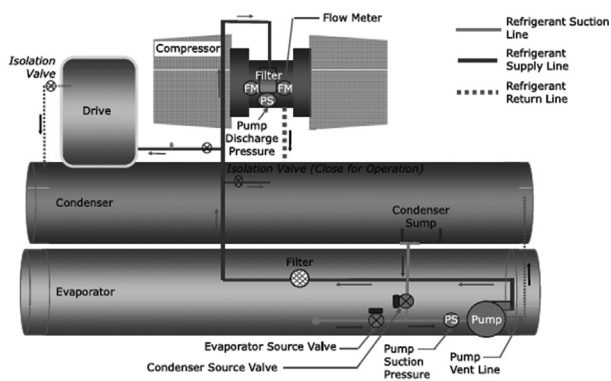


รูปที่ 6 : เปรียบเทียบระหว่างประสิทธิภาพและต้นความดันที่ได้จาก radial, mixed flow และ axial compressor

Cooling & Lubrication system

ระบบระบายความร้อนของชุดขับ(Motor) และหล่อลื่นสำหรับชุดเบร็วั้นนั้นถูกใช้สารทำความเย็นเป็นตัวกลาง ซึ่งแตกต่างจาก 3-stage water-cooled chiller แบบ fix speed ที่ใช้ระบบน้ำมันเป็นตัวกลางแทนสารทำความเย็น โดยหากเปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็นที่ full-load แบบ variable speed two-stage oil-free (ขนาดตันความเย็น 200-370) ก็ยิ่งดียกว่า แบบ fixed speed three-stage oil-lubricate (ขนาดตันความเย็น 400-2500) ดังจะเปรียบเทียบในส่วนตัวไป (ตารางที่ 5) สำหรับประสิทธิภาพโดยรวมของเครื่องทำน้ำเย็นทั้งสองประเภทนี้

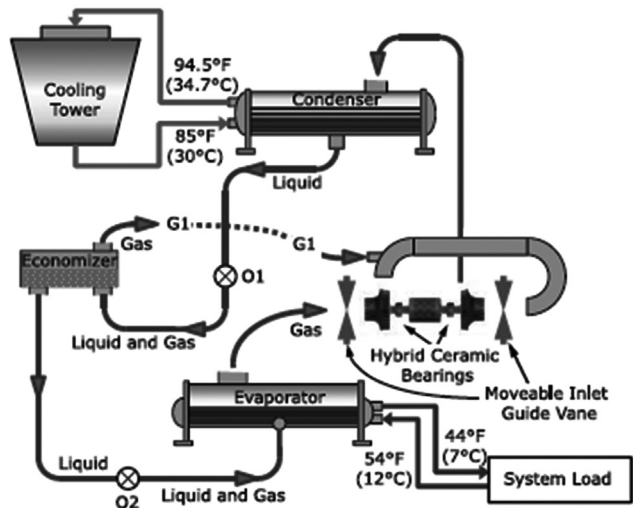
สำหรับค่าใช้จ่ายเรื่องการดูแลเครื่องทำน้ำเย็นชนิดนี้อาจมีส่วนแตกต่างที่ไม่ต้องเปลี่ยนถ่ายน้ำมันหล่อลื่นสำหรับการทำ preventive maintenance เนื่องจากใช้สารทำความเย็นแทน ซึ่งมีระบบปั้มสารทำความเย็นสำหรับระบายความร้อนของชุดขับและหล่อลื่นสำหรับชุดเบร็วั้น อ้างอิงจากรูปที่ 7



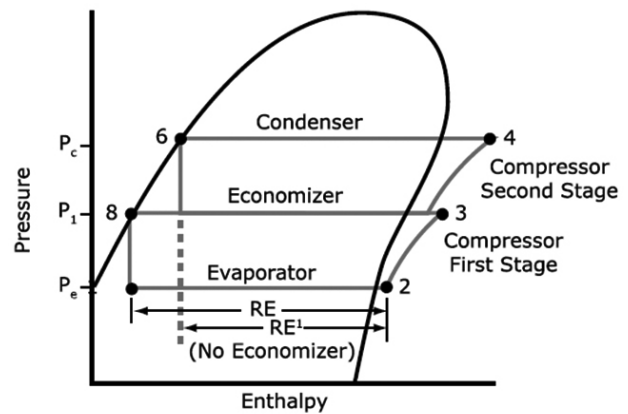
รูปที่ 7 : Schematic diagram ของระบบระบายความร้อนและหล่อลื่นโดยใช้สารทำความเย็นใน Hybrid Ceramic Bearing Chiller

Refrigerant cycle of multi-stage chiller

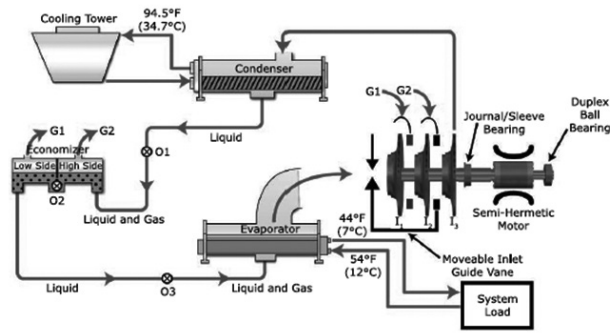
อ้างอิงถึงสารสำหรับสมาชิกสมาคมวิศวกรรมปรับอากาศแห่งประเทศไทยปีก่อนได้อธิบายถึงการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นแบบ multi-stage ไปแล้วนั้นจึงขอสรุปอย่างย่อดังนี้



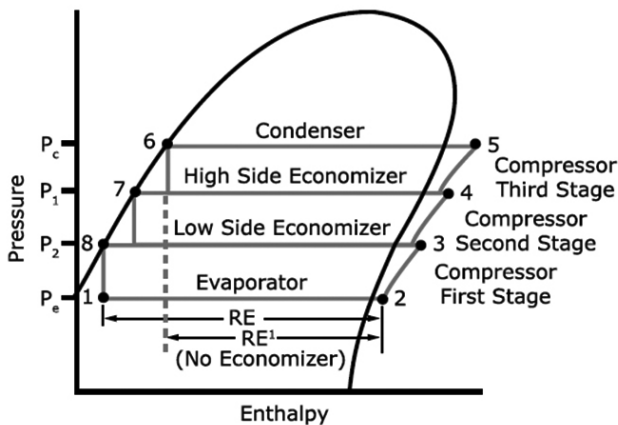
รูปที่ 8 : ภาพจำลองการทำงานของคอมเพรสเซอร์ 2 stages แบบ Back-to-Back impeller



รูปที่ 9 : Pressure-Enthalpy (P-H) Diagrams for Two-stage compressor



รูปที่ 10 : ภาพจำลองระบบการทำงานของคอมเพรสเซอร์ 3-stage



รูปที่ 11 : Pressure-Enthalpy (P-H) Diagrams for Three-stage compressor

หลักการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นแบบ multi-stage จะใกล้เคียงกันทั้ง two-stage chiller (รูปที่ 8 และ 9) และ three-stage chiller (รูปที่ 10 และ 11) ที่มีวงจรน้ำยาหนึ่งวงจร สำหรับ cooling cycle เมื่อเครื่องทำน้ำเย็นทำงานดังนี้

Evaporator - สารทำความเย็นที่เป็นของเหลวและไอ (รูปที่ 9 และ 11 จุดที่ 1) ไหลเข้า Evaporator และถูกแลกเปลี่ยนความร้อนจากน้ำที่ไหลผ่าน (system cooling load) จนกลายเป็นไอ (รูปที่ 9 และ 11 จุดที่ 2)

Compressor 1st stage - สารทำความเย็นในสถานะก๊าซจะผ่านเข้าสู่การบีบอัดใน compressor stage 1 ซึ่งทำให้แรงดันและอุณหภูมิสูงขึ้น (รูปที่ 9 และ 11 จุดที่ 3)

Compressor 2nd stage - สารทำความเย็นจาก stage 1 จะถูกปนกับสารทำความเย็นที่อุณหภูมิต่ำกว่าในสถานะก๊าซที่มาจาก economizer ซึ่งส่งผลให้ enthalpy ลดลงก่อนที่จะเข้าสู่ stage ที่ 2 และผ่านเข้าสู่การบีบอัดทำให้แรงดันและอุณหภูมิสูงขึ้นมากขึ้น (รูปที่ 9 และ 11 จุดที่ 4)

Compressor 3rd stage - สำหรับคอมเพรสเซอร์ 3-stage นั้นสารทำความเย็นจาก stage 2 จะถูกปนกับสารทำความเย็นที่อุณหภูมิต่ำกว่าในสถานะก๊าซที่มาจาก 2nd stage economizer และทำให้แรงดันและอุณหภูมิสูงขึ้นมากขึ้นใน stage ที่ 3 (รูปที่ 11 จุดที่ 5) ก่อนที่จะไหลผ่านไปที่ condenser

Condenser - สารทำความเย็นในสถานะก๊าซถูกส่งผ่านไปที่ Condenser โดยแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านท่อที่มีน้ำหล่อเย็นไหลผ่าน การแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้สารทำความเย็นลดอุณหภูมิลงและเกิดการกลั่นตัวจากสถานะก๊าซเป็นของเหลว (รูปที่ 9 และ 11 จุดที่ 6)

ในเครื่องทำความเย็นแบบ 3-stage จะมี two-stage economizer โดยสารทำความเย็นจะผ่านไปสู่อrifice ตัวแรก (รูปที่ 10 จุดที่ O1) เพื่อลดแรงดัน (รูปที่ 11 จุดที่ P1) ผ่านไปที่ ด้านแรงดันสูงของ economizer (รูปที่ 11 จุดที่ 7) และไหลผ่าน orifice ตัวที่สอง (รูปที่ 10 จุดที่ O2) เพื่อลดแรงดัน (รูปที่ 11 จุดที่ P2) ผ่านไปที่ ด้านแรงดันต่ำของ economizer (รูปที่ 11 จุดที่ 8)

ในเครื่องทำความเย็นแบบ 2-stage จะมี economizer stage เดียว โดยสารทำความเย็นจะผ่านไปสู่อifice (รูปที่ 8 จุดที่ O1) เพื่อลดแรงดัน (รูปที่ 9 จุดที่ P1) ผ่านไปที่ economizer (รูปที่ 9 จุดที่ 8)

จากนั้นสารทำความเย็นในสถานะของเหลวจะถูกจ่ายไปตามความยาวของ evaporator และ spray ผ่านรูเล็กๆ และแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำที่ไหลผ่านท่อ จนเกิดการระเหยกลายเป็นไอและผ่านกลับเข้าไปในกระบวนการบีบอัดใหม่อีกครั้ง

Effect of Next Refrigerants in Multi-stage chiller

เนื่องจากนวัตกรรมและเทคโนโลยีของสารทำความเย็นเมื่อหลายทศวรรษที่ผ่านมาได้เปลี่ยนแปลงสิ่งแวดล้อมของโลกที่มีผลกระทบต่อทั้งทางตรงและทางอ้อมในธุรกิจหลายๆประเภท หนึ่งในผลกระทบนี้รวมถึงธุรกิจอุตสาหกรรมทำความเย็นและระบบปรับอากาศที่ต้องมีการเปลี่ยนแปลงสารทำความเย็นสำหรับใช้งานในคอมเพรสเซอร์ในอนาคตอันใกล้นี้ โดยในบทความนี้จะยกเว้นการนำเสนอคุณสมบัติของสารทำความเย็นชนิดใหม่ที่ที่เคยเผยแพร่ในวารสารฉบับก่อนหน้า

สำหรับสารทำความเย็นที่จะมาแทน Low & Medium Pressure Refrigerant อาจเปรียบเทียบ working pressure แต่ละสถานะของสารทำความเย็นในเครื่องทำน้ำเย็น (Chillers) ได้ดังตารางต่อไปนี้

	Operating pressure (psig)			
	Low Pressure Refrigerant			
	R-11	R-123	R-514A	R-1233zd(E)
Evaporator	-7.34	-8.63	-8.95	-5.87
Off	0.09	-1.99	-2.58	3.37
Condenser	7.65	4.96	4.15	12.85

ตารางที่ 3: เปรียบเทียบแรงดันสารทำความเย็น Low Pressure แรงดันต่ำแต่ละชนิด ในขณะทำงาน และหยุดทำงาน⁶

จากตารางที่ 3 จะเห็นได้ว่าสารทำความเย็นแรงดันต่ำที่ใช้ในปัจจุบัน (R-123) มี working pressure ที่ใกล้เคียงกับสารทำความเย็นใหม่ R-514A (สามารถใช้อุปกรณ์ทดแทนกันได้แต่ต้องมีการปรับปรุงบางส่วนในเครื่องทำน้ำเย็น) แต่แรงดันจะค่อนข้างแตกต่างสำหรับ R-1233zd(E) ซึ่งต้องมีการออกแบบเครื่องทำน้ำเย็นใหม่ ส่วน medium pressure refrigerant ที่ใช้ในปัจจุบัน (R-134a) ก็จะมี working pressure ที่ใกล้เคียงกับสารทำความเย็นใหม่ R-513A แต่จะต้องมีการออกแบบเครื่องทำน้ำเย็นใหม่สำหรับสารทำความเย็น R-1234ze ในตารางที่ 4

	Operating pressure (psig)			
	Medium Pressure Refrigerant			
	R-12	R-134a	R-513A	R-1234ze
Evaporator	38.73	37	41.59	23.66
Off	76.84	78.65	84.53	55.21
Condenser	111.53	117.96	124.45	85.16

ตารางที่ 4: เปรียบเทียบแรงดันสารทำความเย็น Medium Pressure แต่ละชนิดในขณะทำงาน และหยุดทำงาน

แต่หากพิจารณาจากประสิทธิภาพของเครื่องทำความเย็นประเภทแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางที่ใช้สารทำความเย็นแรงดันต่ำแต่ละชนิดจะยังคงเห็นว่าที่ full load นั้นเครื่องทำความเย็นแบบ three-stage ยังคงมีประสิทธิภาพดีกว่า two-stage อยู่ไม่น้อย ในตารางที่ 5

ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็น (kW/TR) ⁷				
% Load	2-stage R-123 VFD	3-stage R-123 Fix speed	3-stage R-514A Fix speed	3-stage R1233zd(E) Fix speed
100	0.5329	0.5203	0.5204	0.5003
90	0.5167	0.5119	0.5124	0.5031
80	0.5073	0.5146	0.5153	0.5133
70	0.508	0.523	0.523	0.5259
60	0.5159	0.5424	0.5381	0.5433
50	0.5302	0.568	0.5632	0.5651
40	0.5759	0.6124	0.6096	0.6022
30	0.6609	0.6911	0.6879	0.6679
20	0.8084	0.8293	0.7982	0.7864
10	1.2532	1.0833		

ตารางที่ 5: ตัวอย่างการเปรียบเทียบประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นที่ใช้สารทำความเย็นแรงดันต่ำใน multi-stage chiller

ทั้งนี้การเปลี่ยนไปใช้สารทำความเย็นใหม่ที่มีคุณสมบัติแตกต่างตามแต่ละชนิด ต้องคำนึงถึงระบบหล่อลื่นว่าควรใช้น้ำมันให้เหมาะสมกับสารทำความเย็นแต่ละประเภท

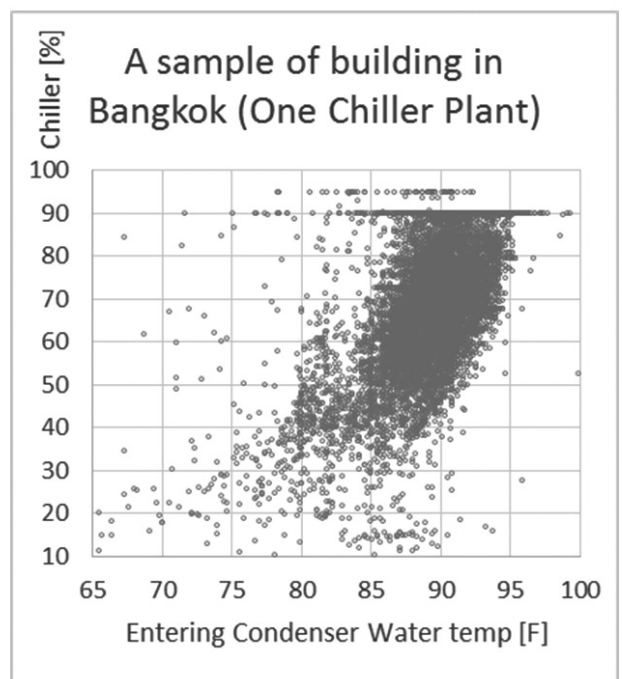
Application for VFD, Fix-speed, full-load and part-load

เมื่อการเลือกใช้เครื่องทำน้ำเย็นที่มีประสิทธิภาพสูงอย่างเดียวคงไม่เพียงพอที่จะตอบสนองการใช้งานสำหรับทุกการออกแบบภาระการทำความเย็น หากมองถึงขนาดการทำความเย็นที่เป็นหลักพินต้นความเย็นขึ้นไปจนถึงหลายหมื่นตันความเย็นซึ่งมีเครื่องทำความเย็นหลายเครื่อง จะสังเกตได้ว่าการเลือกเครื่องที่มีประสิทธิภาพจะเน้นไปที่ full-load แบบ fix-speed เนื่องจากการนำ Chiller Plant Management System (CPMS) มาควบคุมเพื่อเลือกจำนวนการเดินเครื่องทำความเย็นให้อยู่ในช่วงที่มี

ประสิทธิภาพสูงสุด (Optimum) ควบคู่กับตรรกะของระบบ CPMS (algorithm) ให้สามารถคาดการณ์ล่วงหน้าของภาระโหลดในอาคาร

สำหรับเครื่องทำน้ำเย็นที่ปรับเปลี่ยนความเร็วรอบได้นั้นก็จะตอบสนองกับการใช้งานในระบบที่มีความผันผวนสูงของสภาพภูมิอากาศที่ส่งผลกระทบต่อ part-load (Head ของคอมเพรสเซอร์) ว่าสามารถลดรอบเพื่อให้ได้ประโยชน์จาก Affinity law มากน้อยเพียงใด และรวมกับรูปแบบภาระการทำความเย็น (Cooling load profile) ของระบบที่นำไปใช้งานว่ามีรูปแบบที่แปรปรวนในรอบปีมากเพียงใด จึงจะทำให้การเลือกใช้งานเครื่องปรับอากาศที่พึงมีประโยชน์สูงสุดและคุ้มค่าการลงทุน

หากยกตัวอย่างข้อมูลที่เก็บมาจากสถานที่แห่งหนึ่งในกรุงเทพฯ โดยเก็บข้อมูลจากปี 2016 อ้างอิงจากตารางที่ 6



ตารางที่ 6: ตัวอย่างข้อมูลที่เก็บจากระบบปรับอากาศระบายความร้อนด้วยน้ำแห่งหนึ่งในกรุงเทพฯ ปี ค.ศ. 2016

พบว่าสัดส่วนของอุณหภูมิน้ำทางเข้า condenser ของเครื่องทำน้ำเย็นในช่วง 65-85 F มีช่วงต่ำกว่า 10% แต่จะมีความหนาแน่นในช่วง 85-95 F ที่ 88% โดยมีค่าเฉลี่ยตลอดทั้งปีที่ 89.3 F ดังตารางที่ 7 แต่ทั้งนี้และทั้งนั้นการเลือกขนาดและ maintenance cooling tower และใช้อุปกรณ์เสริมเพื่อรักษาอุณหภูมิระหว่างระบบน้ำหล่อเย็นและสารทำความเย็น (approach temperature) ไม่ให้ สูงเกินมาตรฐาน ก็เป็นสิ่งจำเป็นที่จะทำให้เครื่องทำน้ำเย็นมีประสิทธิภาพได้อย่างยั่งยืน

Condenser water return range (F)	
65-85 F	9.9911%
85-95 F	88.1431%
>100 F	1.8658%
Average CDWR temperature in 2016 @ 89.3 F	

ตารางที่ 7: ข้อมูลวิเคราะห์อุณหภูมิใช้งานจาก ตารางที่ 6

อีกหนึ่งภาวะโหลดในอาคารแต่ละประเภทก็แตกต่างกันออกไปจึงอาจทำให้เห็นได้ว่าปัจจัยในการเลือกใช้ ชิลเลอร์หรือประเภทของระบบปรับอากาศนั้นต้อง พิจารณาองค์ประกอบอย่างละเอียด เช่น life cycle cost, efficiency, environmental impact, maintenance cost, ROI, operating cost และ อื่นๆ เป็นต้น

Reference

1. Technology, Operational & Maintenance for multi-stage chiller (2017 ed.). (2017). LAX: Trane.
2. Fundamental of design bearings. (2010). Retrieved June, 2017, from <http://web.mit.edu/2.75/fundamentals/FUNdaMENTALs%20Book%20pdf/FUNdaMENTALs%20Topic%2010.PDF>
3. Yu, P., Dr., & Thomson, M., Mr. (2017). The Future of Refrigerant in the HVAC Industry. Next gen low-GWP refrigerants for HVAC&R. Retrieved 2017.