

ผลกระทบบของปัจจัยสิ่งแวดล้อมและการติดตั้งต่อสมรรถนะการทำงานและการออกแบบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

The Influence of Environmental Factors and Installation to the Performance and the Design of Split Type Air Conditioner



รองศาสตราจารย์ ดร.ประกอบ สุรวัฒนาวรรณ

รองคณบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ กรุงเทพฯ
E-mail: fengpsw@ku.ac.th โทรศัพท์: 02-9428555 ต่อ 1803 โทรสาร: 02-5794576

บทคัดย่อ

การออกแบบและเลือกใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ปัจจุบันจะใช้ตามประกาศกระทรวงพลังงานเรื่อง การกำหนดค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะขั้นต่ำ ค่าประสิทธิภาพการให้ความเย็น และค่าพลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นของระบบปรับอากาศที่ติดตั้งใช้งานในอาคาร พ.ศ. 2552 ซึ่งมีการระบุประสิทธิภาพขั้นต่ำในการเลือกใช้ เครื่องปรับอากาศ ต้องสามารถทำความเย็นได้ไม่น้อยกว่าที่ระบุไว้ ณ สภาวะการทดสอบ แต่ในทางปฏิบัติ สิ่งแวดล้อมของเครื่องปรับอากาศจะมีความแตกต่างเนื่องจากสถานที่และข้อจำกัดของสิ่งแวดล้อม ทำให้ส่งผลต่อประสิทธิภาพในการทำงาน งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ในการวิเคราะห์เชิงตัวเลข และแสดงให้เห็นถึงผลของปัจจัยของสิ่งแวดล้อมที่มีต่อประสิทธิภาพของระบบสองพารามิเตอร์สำคัญอันประกอบไปด้วย Ambient temperature และ Evaporating pressure ได้ถูกนำมา

วิเคราะห์ ผลการวิจัยพบว่าเมื่ออุณหภูมิของสิ่งแวดล้อมเพิ่มขึ้นโดยทำให้ Condensing temperature เพิ่มขึ้นจาก 50 เป็น 55 deg C จะทำให้ประสิทธิภาพของระบบลดลง 14% และ เมื่อ Evaporating pressure ลดลง 89 เป็น 70 psia จะทำให้ประสิทธิภาพของระบบลดลง 19% อีกทั้งการลดลงของ Evaporating pressure ยังส่งผลให้ Superheat temp ณ บริเวณทางออกของ compressor สูงขึ้นอย่างมีนัยสำคัญอุปกรณ์และห้องทดลองได้ถูกสร้างขึ้นเพื่อ verify แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ได้ถูกพัฒนาขึ้น อุปกรณ์วัดความดันและอุณหภูมิแบบต่อเนื่องได้ถูกติดตั้งกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12,000 Btu/hr สภาวะ Ambient condition ของ Condensing unit มีการควบคุม Dry bulb temperature แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ณ จุดออกแบบได้ถูกทดสอบและแสดงผลที่สอดคล้องกัน คำสำคัญ: Split type air conditioner, Performance, Environmental factor, Experimental test

Abstract

In order to design and select the air conditioning unit, the energy saving regulation from ministry of energy must be applied since the year 2009 in Thailand. The regulation specifies the minimum performance of air conditioning unit in terms of coefficient of performance, energy efficiency ratio, and kilowatt power consumption per ton of refrigeration. The regulation was adopted the oversea standard which utilize the condition according to specific environment. However, the installation in Thailand ambient condition and also improper installation may deviate from the working condition of air conditioning unit. This may degrade system performance. This research work aims to investigate the influence of environmental factor comprising of ambient temperature and evaporating superheat. Results show that, when the increment of ambient temperature causes the condensing temperature rise up from 50 to 55 deg C, the system efficiency will drop down 14%. When the evaporating pressure decreases from 89 to 70 psia, the system efficiency will drop down 19%. Significantly, the decrement of evaporating temperature causes the extreme superheat temperature at the compressor discharge. The experiment was set up to verify the mathematical model in this research work. Pressure and temperature sensors were installed in 12,000 Btu/hr split type air conditioning unit. The ambient condition of condensing unit was controlled. The model was verified by experiment at design condition. The test results were in a good agreement.

Keywords: Split type air conditioner, Performance, Environmental factor, Experimental test

บทนำและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ประเทศไทยเป็นประเทศที่มีภูมิอากาศแบบร้อนชื้น เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน กลายเป็นอุปกรณ์ไฟฟ้าที่จำเป็นในบ้านพักอาศัย โรงแรมขนาดกลางและขนาดเล็ก การเลือกใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ปัจจุบันจะใช้ตามประกาศกระทรวงพลังงาน เรื่อง การกำหนดค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะขั้นต่ำ ค่าประสิทธิภาพการให้ความเย็น และค่าพลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นของระบบปรับอากาศที่ติดตั้งใช้งานในอาคาร พ.ศ. 2552 [1] ซึ่งมีการระบุประสิทธิภาพขั้นต่ำในการเลือกใช้ เครื่องปรับอากาศต้องสามารถทำความเย็นได้ไม่น้อยกว่าที่ระบุไว้ ณ สภาวะการทดสอบ 80 FDB และ 67 FWB สำหรับสภาวะ Indoor และ 95 FDB สำหรับสภาวะ Outdoor แต่ในทางปฏิบัติ สิ่งแวดล้อมของเครื่องปรับอากาศจะมีความแตกต่างเนื่องจากสถานที่และข้อจำกัดของสิ่งแวดล้อม ทำให้ส่งผลต่อประสิทธิภาพในการทำงาน งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ในการวิเคราะห์เชิงตัวเลข และแสดงให้เห็นถึงผลของปัจจัยของสิ่งแวดล้อมที่มีต่อประสิทธิภาพของระบบ

LeRoy et al (1997) [2] ศึกษา Heat pump models โดยมีจุดประสงค์หลักคือต้องการทำนายสมรรถนะของระบบ โดยใช้ข้อมูลของระบบจากการทดสอบที่ 35 deg C (95 deg F) rating point และที่อุณหภูมิแวดล้อมที่สูงกว่า การลดลงของ EER อยู่ในช่วง 24% ถึง 41% ที่อุณหภูมิ 48.8 deg C (120 deg F) การเสื่อมถอยลงของ performance ที่ อุณหภูมิแวดล้อมสูงๆ แปรผันอย่างมีนัยสำคัญจากระบบหนึ่งไปยังอีกระบบหนึ่ง

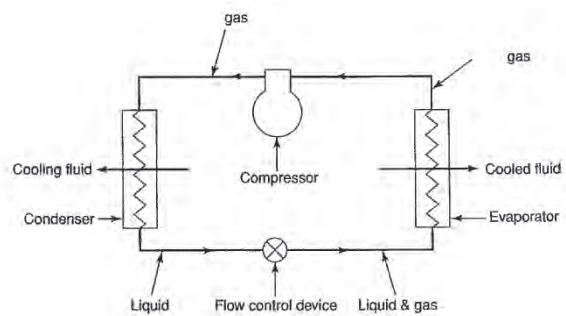
Chin and Spatz (1999) [3] เปรียบเทียบข้อดีและข้อด้อยของ R-134a ที่ใช้งานในระบบปรับอากาศโดยใช้ Compressor performance data และ Heat pump simulation model ในการทดลองเปรียบเทียบ R-22 และ R-410a Meurur et al. (1999) [4] เปรียบเทียบสมรรถนะของ R-22 และ R-410a ทำงาน ณ condensing temperature สูงถึง 60 deg C (140 deg F) พบว่าคอมเพรสเซอร์ของ R-410a มี Isentropic (+14%) และ volumetric (+22%) สูงกว่า R-22

Wells et al. (1999) [5] ทดลองเปรียบเทียบสมรรถนะของ R-410a กับ R-22 โดยทดสอบในห้องปฏิบัติการพบว่า แนวโน้มของ EER ที่ได้จากการทดสอบระบบแยกส่วนที่ใช้ R-22 และ R-410a ที่ Ambient temperature 51.6 deg C (125 deg F) นั้นค่า EER ของ R-410a ตกลง 12% ต่ำกว่าของ R-22 Bullock (1999) [6] ศึกษาสมรรถนะของระบบ HVAC ทำงานด้วยสารทำความเย็นสองชนิดคือ R-404a และ R-410a ระบบที่ศึกษามีข้อแตกต่างหลักอยู่ที่ขนาดของ Condenser และ Blower ที่ใช้ ใน A/C simulation model อุปกรณ์ Compressor, Expansion device และ Condenser/gas cooler models เมื่อ Ambient temperature ถึงจุด Critical ค่า Cooling capacity จะมีค่าเป็นประมาณ 60-70% ของ Capacity ที่ 35 deg C (95 deg F) rating point ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับชนิดของ Compressor การปรับปรุงสมรรถนะของระบบที่ Ambient temperature สูง สามารถทำได้โดยใช้ High capacity condensing unit ซึ่งสอดคล้องกับ Yana Motta and Domanski (2000) [7] ทำการศึกษาเปรียบเทียบเครื่องปรับอากาศทำงานด้วยน้ำยาหลายชนิด พบว่าการออกแบบระบบ เช่น ขนาดของ

คอนเดนเซอร์ Refrigerant charge หรือ Expansion device มีผลอย่างยิ่งต่อ COP

หลักการทำงานของระบบ Refrigeration

ระบบทำความเย็นเป็นแบบอัดไอ Vapour compression ประกอบไปด้วยอุปกรณ์หลักคือ Compressor, Condenser, Expansion device, และ Evaporator ดังแสดงในรูป



รูปที่ 1: Vapour compression refrigeration [10]

Compressor ทำหน้าที่ในการอัดน้ำยาในสถานะก๊าซ ให้มีความดันสูงขึ้น เพื่อให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นมากกว่า Ambient temperature เพื่อที่น้ำยาจะได้อุณหภูมิที่ Condenser ได้ สำหรับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน Compressor อาจจะมีอยู่ในรูปแบบของ Rotary, Piston, หรือ Scroll

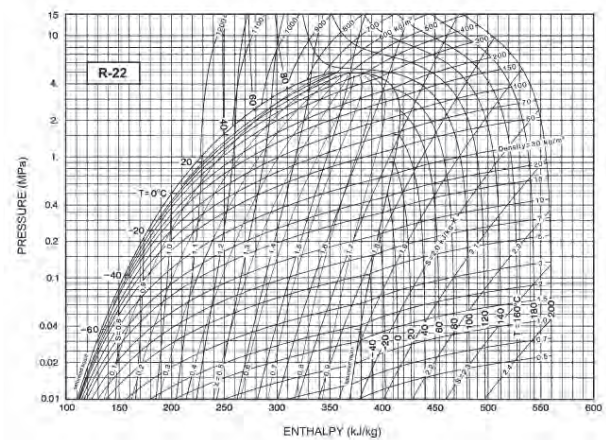
Condenser จะรับน้ำยาที่มีความดันและความร้อนสูงในสถานะก๊าซมาจาก Compressor โดยเงื่อนไขที่อุณหภูมิของน้ำยาจะต้องสูงกว่า Ambient temperature เพื่อทำให้เกิด Temperature difference และเกิดการถ่ายเทความร้อนได้ระหว่างน้ำยาและสิ่งแวดล้อม ในกรณีระบายความร้อนด้วยอากาศ Condenser ทำจากชุดท่อทองแดงและครีบอลูมิเนียม เพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน และใช้พัดลมในการเป่าลมให้ไหลผ่าน Condenser เมื่อน้ำยา

ระบายความร้อนที่ Condenser แล้ว น้ำยาจะเกิดการควบแน่นกลายเป็นของเหลว ซึ่งถ้าการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นไปอย่างสมบูรณ์ น้ำยาจะมีสภาพเป็นของเหลว 100% ที่เรียกว่า Saturated liquid และจะถูกส่งผ่านไปยัง Expansion device ถ้าเป็นเครื่องปรับอากาศขนาดเล็กมักจะออกแบบในรูปแบบของ Capillary tube ถ้าเป็นเครื่องปรับอากาศขนาดใหญ่ที่ภาระความร้อนมีการเปลี่ยนแปลงมากมักจะออกแบบในรูปแบบของ TXV (Thermal expansion valve)

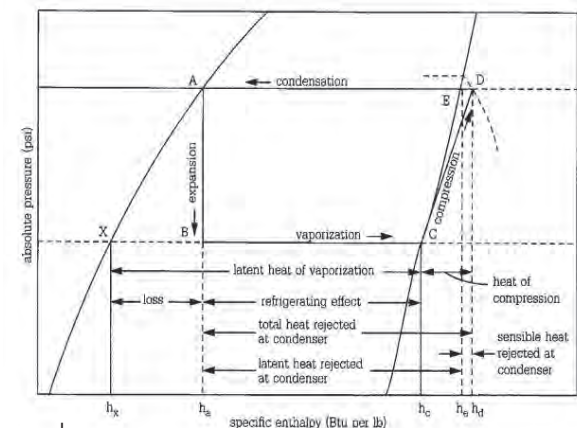
Expansion device นี้ทำหน้าที่ในการลดความดันของระบบลง ซึ่งทำได้ด้วยการลดพื้นที่หน้าตัดการไหล ทำให้ความเร็วของน้ำยาไหลเร็วขึ้น น้ำยาที่ไหลออกจาก Expansion device จะอยู่ในสภาพ Two phase คือสารผสมระหว่างของเหลวและก๊าซ โดย 80% โดยประมาณ เป็นของเหลว อีก 20% ที่เหลือมีสภาพเป็นก๊าซ

Evaporator ทำจากขดท่อทองแดงและครีบอลูมิเนียมเพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนและใช้พัดลมในการเป่าลมให้ไหลผ่าน Evaporator รับน้ำยาจาก Expansion device เพื่อทำให้เกิดการระเหยและดึงความร้อนออกจาก Evaporator ในกรณีของเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก Evaporator จะถูกเรียกว่า Fan coil unit หรือกรณีของเครื่องปรับอากาศขนาดใหญ่ Evaporator จะถูกเรียกว่า Air handling unit (AHU) เมื่อน้ำยาดึงความร้อนจาก Evaporator แล้ว น้ำยาก็จะระเหยกลายเป็นก๊าซโดยสมบูรณ์ ที่เรียกว่า Saturated vapor ก่อนที่ถูกดูดกลับเข้าไปสู่ Compressor

น้ำยาที่ใช้ในงานวิจัยนี้คือ R-22 ถึงแม้ว่า R-22 จะถูกจัดให้อยู่ในรายการที่ต้องถูกยกเลิกในอนาคตเนื่องจากเป็นสารที่ส่งผลต่อ Global warming [11] แต่อย่างไรก็ตามในสภาพการณ์ปัจจุบันที่ยังไม่มีน้ำยาที่ คุณภาพ ราคา และความปลอดภัยที่เทียบเท่าได้เหมือนกับ R-22 (น้ำยาหมวด 410a มีความดันสูง ราคาแพง ในขณะที่น้ำยาที่เป็นไฮโดรคาร์บอนราคาถูก ประหยัดพลังงาน แต่ติดไฟ) ผู้วิจัยมีความเห็นว่าเป็นแนวทางระบบปรับอากาศและทำความเย็น น้ำยา R-22 ก็ยังคงอยู่ และมีการใช้งานไปอีกระยะหนึ่ง คุณสมบัติของน้ำยาแสดงได้ด้วย Pressure / Enthalpy diagram ซึ่งแสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างความดัน อุณหภูมิ และพลังงานของน้ำยา Enthalpy เป็นค่าบ่งชี้ของพลังงานต่อหน่วยมวล มีหน่วยเป็น kJ/kg ในระบบ SI และมีหน่วยเป็น Btu/lb ในระบบ IP



รูปที่ 2 : Pressure / Enthalpy diagram [12]



รูปที่ 3 : Refrigeration process in Ph chart [13]

งานวิจัยนี้จะทำการวิเคราะห์ผลกระทบของ

- 1) อุณหภูมิของ Ambient temperature
- 2) ความดันด้าน Low pressure ของระบบ

น้ำยา (Evaporating pressure)

Ambient temperature อาจมีความแตกต่างไปจากค่าที่สภาวะทดสอบเนื่องจากสภาพอากาศร้อนของประเทศไทยเอง ที่อุณหภูมิในบางวันอาจสูงถึง 42 deg C และการติดตั้ง Condensing unit ที่ไม่ถูกต้อง เช่นนำไปติดตั้งไว้ในที่อับอากาศ หรือนำสิ่งของไปกีดขวางการระบายอากาศ ทำให้การถ่ายเทความร้อนไม่เป็นไปตามที่ควรจะเป็น อีกทั้งอุณหภูมิของ Ambient temperature ยังส่งผลต่อความดันของน้ำยาด้าน High pressure อีกด้วย [8,9] เนื่องจาก Compressor ต้องทำงานหนักมากขึ้น เพื่อทำให้น้ำยาด้าน High pressure มีความดันสูงขึ้นหรือมีอีกนัยหนึ่งมีอุณหภูมิสูงกว่า Ambient temperature เพื่อทำให้การถ่ายเทความร้อนออกจากระบบให้ได้

ความดันด้าน Low pressure ของน้ำยา (Evaporating pressure) อาจมีความแตกต่างไปจากค่ามาตรฐาน จากสาเหตุหลายๆ ประการเช่น

1. การเดินท่อน้ำยาที่ยาวเกินไป ระยะห่างระหว่าง Evaporating unit และ Condensing unit โดยทั่วไปผู้ผลิตจะแนะนำให้ระยะห่างอยู่ในช่วงไม่เกิน 7-15 เมตร แล้วแต่ยี่ห้อ ซึ่งในหลายสถานการณ์ของการติดตั้งเครื่องปรับอากาศ ที่จำเป็นต้องเดินด้วยท่อน้ำยาด้วยระยะที่ห่างมากเกินไป ทำให้ Pressure drop ในระบบสูงมาก ทำให้ความดันด้าน Low pressure ต่ำกว่าที่ควรจะเป็น

2. การเลือก Capillary tube หรือ TXV ที่ไม่ถูกต้อง ปัจจุบันช่างเทคนิคที่ติดตั้งเครื่องปรับอากาศจะจัดหา Capillary tube โดยใช้ข้อมูลจากขนาด TR ของเครื่องปรับอากาศเป็นหลัก โดยไม่ได้คำนึงถึง Compressor, Condensing unit, Evaporating unit เลย เครื่องปรับอากาศขนาด TR เท่ากันแต่ต่าง Model หรือต่างยี่ห้อกัน อาจจะมีการออกแบบหรือการ Matching ระหว่าง Compressor, Condensing unit, และ Evaporating unit แตกต่างกัน ส่งผลให้ใช้ Capillary tube หรือ TXV ที่ต้องการแตกต่างกันด้วย ดังนั้น การเลือก Capillary tube โดยใช้ข้อมูลจากขนาด TR ของเครื่องปรับอากาศเป็นหลักอย่างเดียว อาจส่งผลให้มีการเลือก Capillary tube หรือ TXV ผิด ทำให้ความดันตกคร่อมของระบบไม่เป็นไปอย่างที่ต้องการจะเป็น

3. การอุดตันของ Capillary tube การติดตั้งระบบใหม่จะต้องมีการทำความสะอาดระบบภายในของท่อ ที่อาจเกิดจากการตัดท่อ หรือการเชื่อมท่อ และมีการทำสุญญากาศให้กับระบบ ถ้าขั้นตอนเหล่านี้ถูกดำเนินการไม่สมบูรณ์ ก็จะส่งผลให้สิ่งสกปรกตกค้างหมุนเวียนในระบบน้ำยา และจะไปอุดตันที่ส่วนต่างๆ โดยเฉพาะอย่างยิ่งบริเวณคอคอด เช่น Capillary tube ทำให้เกิด Pressure drop ที่สูงมากกว่าที่ควรจะเป็น สิ่งต่าง ๆ เหล่านี้ทำให้เกิดคำถามถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นกับการทำงานและประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ

การวิเคราะห์ค่า COP

- 1) Coefficient Of Performance COP หมายถึง อัตราส่วนระหว่างขีดความสามารถทำความเย็นรวมสุทธิของระบบปรับอากาศหน่วยเป็น watt กับพิกัดกำลังไฟฟ้า หน่วยเป็น watt

2) Energy Efficiency Ratio EER หมายถึง อัตราส่วนระหว่างขีดความสามารถทำความเย็นรวมสุทธิของระบบปรับอากาศหน่วยเป็น Btu/hr กับพิกัดกำลังไฟฟ้า หน่วยเป็น watt

3) kW/TR หมายถึงอัตราส่วนระหว่าง กำลังไฟฟ้า หน่วยเป็น kW กับความสามารถทำความเย็นรวมสุทธิของระบบปรับอากาศ หน่วยเป็น TR)

ค่า COP และ EER ที่สูงแสดงว่าระบบมีประสิทธิภาพที่ดี ซึ่งตรงข้ามกับค่า kW/TR ที่สูงแสดงว่าระบบมีประสิทธิภาพที่ไม่ดีเนื่องจากใช้พลังงานไฟฟ้ามาก ต่อความเย็นที่ได้มา ตามประกาศกระทรวงพลังงานกำหนดว่าเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก (ไม่เกิน 12,000 watt) ต้องมี COP ไม่ต่ำกว่า 3.22 หรือ EER ไม่ต่ำกว่า 11.0

$$COP = (hC-hB) / (hD - hC)$$

เมื่อ

hA = Enthalpy at outlet of condenser

hB = Enthalpy at outlet of expansion device

hC = Enthalpy at outlet of evaporator

hD = Enthalpy at outlet of compressor

ผลของการวิเคราะห์แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ จากสมมติฐานว่าระบบเครื่องทำความเย็นของระบบปรับอากาศใช้น้ำยา R-22 มี Condensing temperature = 50 deg C และ Evaporating temperature = 6 deg C ทำให้ระบบทำความเย็นจะต้องทำงานที่ High pressure = 286 psia และ Low pressure = 89 psia

กระบวนการที่น้ำยาไหลผ่าน Expansion device ถือไว้ว่าเป็นกระบวนการที่ Enthalpy คงที่ $hA=hB$

และกระบวนการที่น้ำยาไหลผ่าน Compressor ถือได้ว่าเป็นกระบวนการที่มี Entropy คงที่ จากข้อมูลความดันด้าน High pressure และ Low pressure ทำให้วิเคราะห์ได้ว่า

$$hA = hB = 263.20 \text{ kJ/kg}$$

$$hC = 407.20 \text{ kJ/kg}$$

$$hD = 436.24 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Superheat temperature} = 68.53 \text{ deg C}$$

$$COP = (hC-hB) / (hD - hC) = 4.96$$

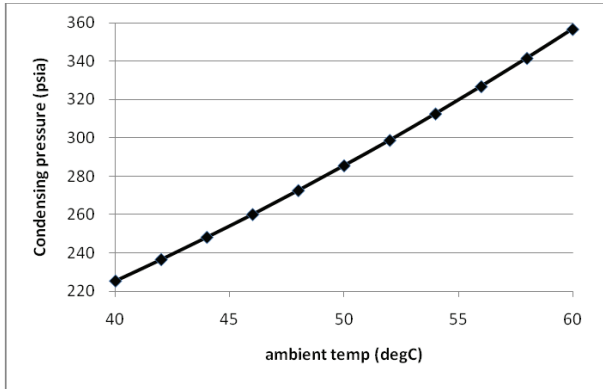
$$EER = 16.94 \text{ Btu/hr/W หรือ kW/TR} = 0.71$$

ข้อสังเกตหนึ่งจะเห็นได้ว่าการวิเคราะห์ประสิทธิภาพจากข้อมูลความดันของน้ำยาด้วยวิธีการนี้ มีความสะดวกโดยที่ไม่จำเป็นต้องทราบขนาด TR ของเครื่องปรับอากาศเลยก็สามารถวิเคราะห์หาประสิทธิภาพและจุดทำงานของระบบได้

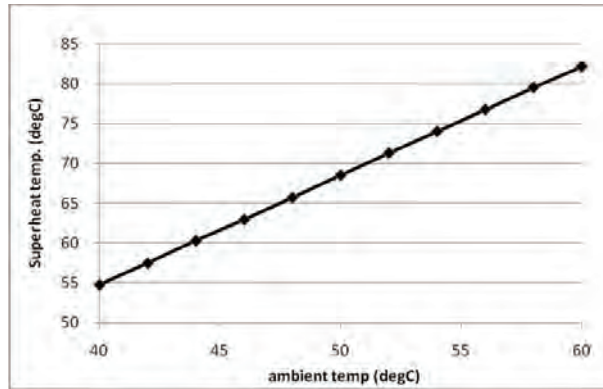
การวิเคราะห์ผลกระทบของ Ambient temperature

เมื่อต้องการวิเคราะห์ผลกระทบของ Ambient temperature ตัวแปร Condensing temperature ได้ถูกปรับเปลี่ยนจาก 40 — 60 deg C เพื่อรักษา Temperature difference ระหว่าง Ambient temperature และ Condensing temperature ให้สามารถระบายความร้อนออกจากระบบได้

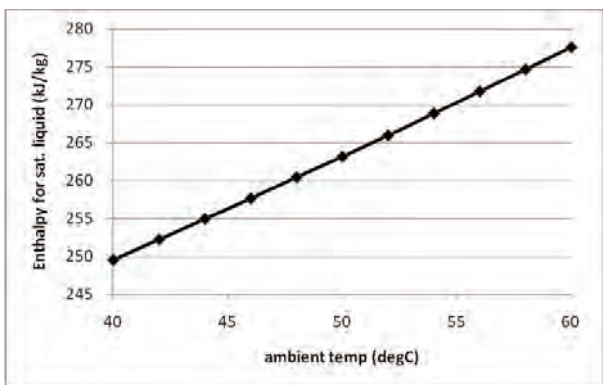
ผลการทดสอบ จากรูปที่ 4 จะเห็นได้ว่าผลกระทบของ Condensing temperature ที่ลดลงจาก 50 เป็น 40 deg C ส่งผลให้ Condensing pressure หรือความดันด้าน High pressure ในระบบลดลง 21%



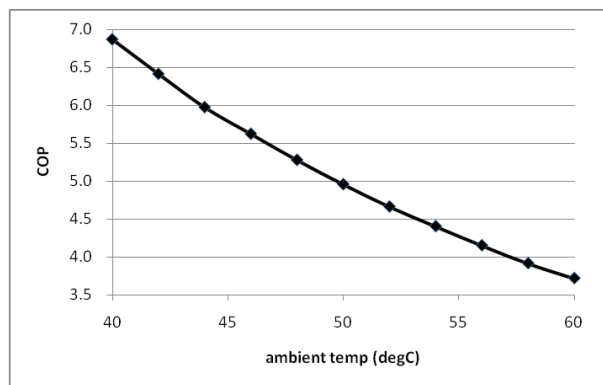
รูปที่ 4 : ผลกระทบของ Ambient temp ต่อ Condensing pressure



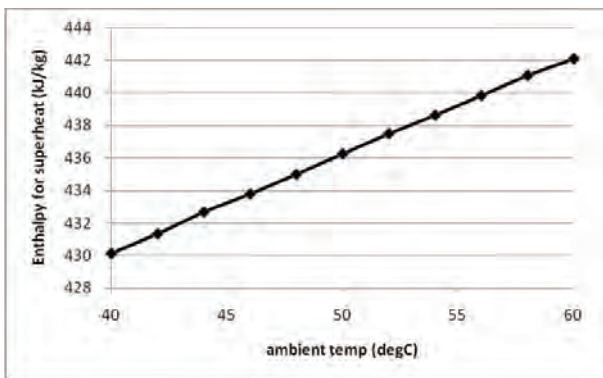
รูปที่ 7 : ผลกระทบของ Ambient temp ต่อ Superheat temp



รูปที่ 5 : ผลกระทบของ Ambient temp ต่อ Enthalpy สำหรับ Saturated liquid



รูปที่ 8 : ผลกระทบของ Ambient temp ต่อ COP



รูปที่ 6 : ผลกระทบของ Ambient temp ต่อ Enthalpy สำหรับ Superheat

จากรูปที่ 5 enthalpy สำหรับ Saturated liquid ลดลง 5.2% จากรูปที่ 6 enthalpy สำหรับ Superheat vapor ลดลง 1.4% ถึงแม้จะเป็น Percentage ที่น้อยแต่ส่งผลให้ Superheat temperature จากรูปที่ 7 ลดลงจาก 68.5 มาเป็น 54.8 deg C หรือลดลงถึง 20%

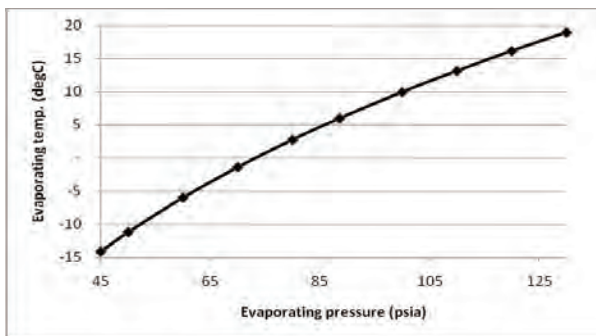
จากรูปที่ 8 ค่า COP เพิ่มขึ้นจาก 4.96 มาเป็น 6.87 หรือประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น 38.6% ข้อสังเกตอย่างหนึ่งจะเห็นได้ การเปลี่ยนแปลงของ Ambient temperature ไม่ได้ส่งผลโดยตรงต่อค่า Entropy ของระบบ ในช่วงที่น้ำยาเคลื่อนที่ผ่าน Compressor

ส่วนผลการทดสอบอีกด้านหนึ่ง จะเห็นได้ว่าจากรูปที่ 4 ผลกระทบของ Ambient temperature ที่เพิ่มขึ้นจาก 50 เป็น 60 deg C ส่งผลให้ Condensing pressure หรือความดันด้าน High pressure ในระบบเพิ่มขึ้น 25% โดยทั่วไประบบน้ำยาจะมี Protection sensor สำหรับ High pressure ที่ทำงานอยู่ที่ 365 psia โดยตัดการทำงานของ Compressor ทันที จากรูปที่ 5 Enthalpy สำหรับ Saturated liquid เพิ่มขึ้น

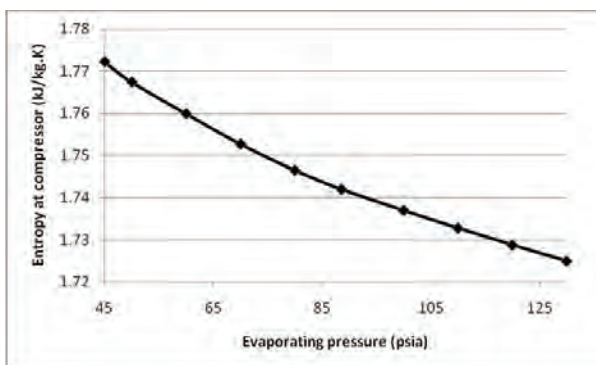
5.5% จากรูปที่ 6 Enthalpy สำหรับ Superheat vapor เพิ่มขึ้น 1.3% ถึงแม้จะเป็น Percentage ที่น้อยแต่ส่งผลให้ Superheat temperature จากรูปที่ 7 เพิ่มขึ้นจาก 68.5 มาเป็น 82.2 deg C หรือเพิ่มขึ้นถึง 20% ซึ่งจะส่งผลให้เกิดความร้อนที่สูงมากที่ Compressor discharge จากรูปที่ 8 ค่า COP ลดลงจาก 4.96 มาเป็น 3.72 หรือประสิทธิภาพลดลง 25.1%

การวิเคราะห์ผลกระทบของ Evaporating pressure

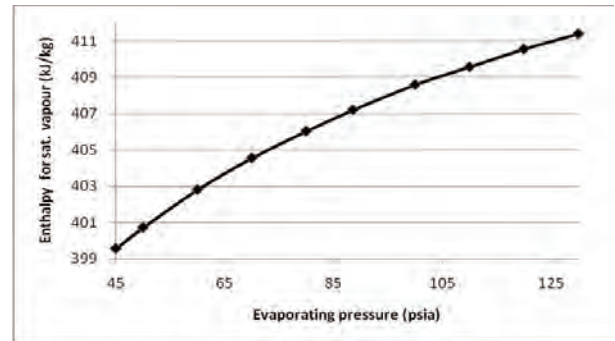
เมื่อต้องการวิเคราะห์ผลกระทบของ Evaporating pressure ตัวแปร Evaporating pressure ได้ถูกปรับเปลี่ยนจาก 45 – 130 psia จากเหตุผลที่ว่าโดยทั่วไประบบน้ำยาจะมี Protection sensor สำหรับ Low pressure ที่ทำงานอยู่ที่ 45 psia โดยตัดการทำงานของ Compressor



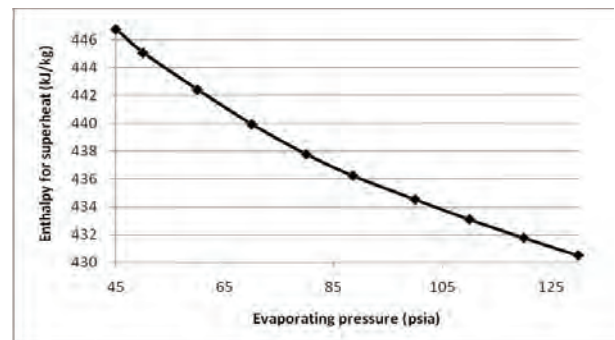
รูปที่ 9 : ผลกระทบของ Evaporating pressure ต่อ Evaporating temp.



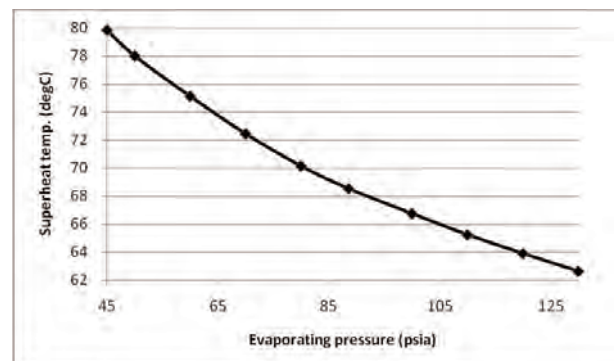
รูปที่ 10 : ผลกระทบของ Evaporating pressure ต่อ Entropy ที่ Compressor



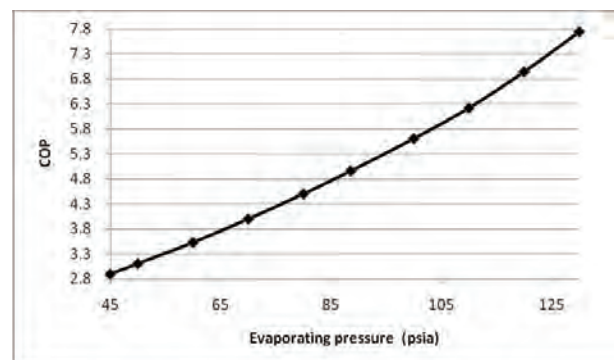
รูปที่ 11 : ผลกระทบของ Evaporating pressure ต่อ Enthalpy สำหรับ Saturated vapor



รูปที่ 12 : ผลกระทบของ Evaporating pressure ต่อ Enthalpy สำหรับ Superheat



รูปที่ 13 : ผลกระทบของ Evaporating pressure ต่อ Superheat temp



รูปที่ 14 : ผลกระทบของ Evaporating pressure ต่อ COP

จากผลการทดสอบจากรูปที่ 9 จะเห็นได้ว่าผลกระทบของ Evaporating pressure ที่ลดลงจาก 89 เป็น 45 psia ส่งผลให้ Evaporating temperature หรืออุณหภูมิด้าน Low pressure ในระบบลดลงจาก 6 มาเป็น -14 deg C จากรูปที่ 10 entropy ในช่วงที่น้ำยาเคลื่อนที่ผ่าน Compressor เพิ่มขึ้น 1.73% จากรูปที่ 11 Enthalpy สำหรับ Saturated vapor ลดลง 1.9% จากรูปที่ 12 Enthalpy สำหรับ Superheat vapor เพิ่มขึ้น 2.4% ถึงแม้จะเป็น Percentage ที่น้อยแต่ส่งผลให้ Superheat temperature จากรูปที่ 13 เพิ่มขึ้นจาก 68.5 มาเป็น 79.9 deg C หรือเพิ่มขึ้นถึง 16.5% จากรูปที่ 14 ค่า COP ลดลงจาก 4.96 มาเป็น 2.89 หรือประสิทธิภาพลดลง 41.7% ข้อสังเกตอย่างหนึ่งจะเห็นได้ การเปลี่ยนแปลงของ Evaporating pressure ส่งผลโดยตรงต่อค่า Entropy ของระบบ ในช่วงที่น้ำยาเคลื่อนที่ผ่าน Compressor ทำให้การวิเคราะห์ในกรณีนี้ มีความยุ่งยากซับซ้อนมากกว่า ในกรณีของการเปลี่ยนแปลงของ Ambient temperature

ส่วนผลการทดสอบอีกด้านหนึ่ง จะเห็นได้ว่าจากรูปที่ 9 ผลกระทบของ Evaporating pressure ที่เพิ่มขึ้นจาก 89 เป็น 130 psia ส่งผลให้ Evaporating temperature หรืออุณหภูมิด้าน Low pressure ในระบบเพิ่มขึ้นจาก 6 มาเป็น 19 deg C จากประเด็นนี้ถ้าใช้เกณฑ์การออกแบบ เพื่อควบคุมความชื้นหรือ Latent heat ด้วย จะใช้การกำหนดให้ อุณหภูมิด้าน Evaporating temperature ที่ไม่เกิน 45 deg F หรือ 7.2 deg C จะพบว่า Evaporating pressure จะต้องไม่เกิน 90 psia ในปัจจุบันการออกแบบเครื่องปรับอากาศในประเทศไทยเพื่อให้ได้เกณฑ์เบอร์ 5 มีแนวโน้มจะเพิ่ม Evaporating pressure ขึ้นเพื่อลดการใช้พลังงาน ซึ่งจะส่งผลในทางลบต่อ Evaporating temperature และการควบคุม Latent heat

จากรูปที่ 11 Enthalpy สำหรับ Saturated vapor เพิ่มขึ้น 1.0% จากรูปที่ 12 Enthalpy สำหรับ Superheat vapor ลดลง 1.3% ถึงแม้จะเป็น Percentage ที่น้อยแต่ส่งผลให้ Superheat temperature จากรูปที่ 13 ลดลงจาก 68.5 มาเป็น 62.6 deg C หรือลดลง 8.6% ซึ่งจะส่งผลให้เกิดความร้อนที่ต่ำลงที่ Compressor discharge ค่า COP เพิ่มขึ้นจาก 4.96 มาเป็น 7.75 หรือประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น 56.2% แต่ทั้งนี้ มีข้อจำกัดจาก Evaporating temperature

การ Setup ห้องทดลองเพื่อ Verify IIUU จำลองทางคณิตศาสตร์

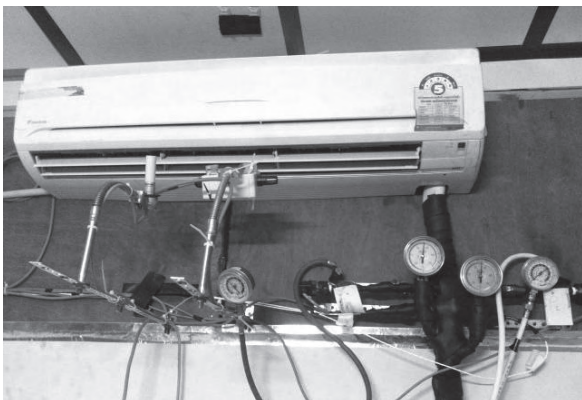
อุปกรณ์และห้องทดลองได้ถูกสร้างขึ้นเพื่อ Verify แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ อุปกรณ์วัดความดันและอุณหภูมิแบบต่อเนื่องได้ถูกติดตั้งกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน, Wall type, Cooling capacity 12,000 Btu/hr, ระบบไฟฟ้า 220V/1 phase/50 Hz, Running current = 4.9 Amp, Power consumption = 1,060 watt, ขนาดท่อ Liquid pipeline = 1/4", ขนาดท่อ Gas pipeline = 1/2", ความยาวการเดินท่อสูงสุด 15 เมตร

Compressor type : Hermetically sealed rotary type

Refrigerant charge เท่ากับ 1.22 kg สำหรับ ระยะท่อ 10 เมตร เนื่องจากระบบเป็นแบบ Wall type แบบฉีดยก โดยติดตั้ง Capillary tube ไว้กับ Condensing unit เพื่อลดเสียงรบกวนจากการไหลของน้ำยาในห้อง Evaporator unit ซึ่งไม่สะดวกต่อการทดสอบและตรวจวัดด้าน Low pressure และด้าน High pressure ในเวลาเดียวกัน จึงมีความจำเป็นต้องปรับย้าย Capillary tube ให้อยู่ในตำแหน่งที่สามารถตรวจวัดได้ การ Charge น้ำยาได้คำนึงถึงระยะห่าง

ระหว่าง Condensing unit และ Evaporating unit ตามข้อแนะนำของผู้ผลิต สภาวะ Ambient condition ของ Condensing unit มีการควบคุม Dry bulb temperature ด้วยเครื่องปรับอากาศอีกชุดหนึ่ง ห้องทดสอบทั้ง Evaporator room และ Condensing room มีการ Seal ปิดอย่างดีเพื่อป้องกันการรั่วของอากาศภายนอก

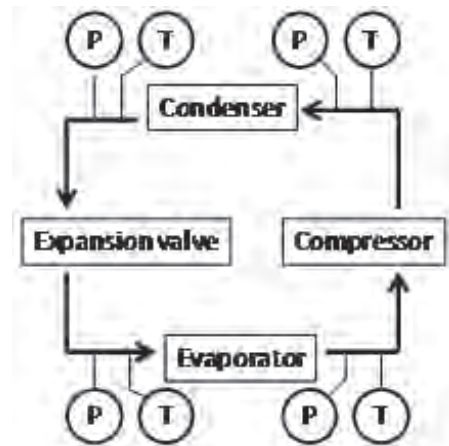
การติดตั้ง Sensor วัดอุณหภูมิและความดัน แสดงไว้ในรูปที่ 15-17 Sensor ได้มีการสอบเทียบกับเครื่องมือวัดที่เชื่อถือได้ สัญญาณไฟฟ้าที่วัดได้ จะถูกส่งออกไปยังห้องควบคุม (Control room) ที่อยู่ถัดออกไป



รูปที่ 15 : การติดตั้ง Sensor ด้าน Evaporator unit

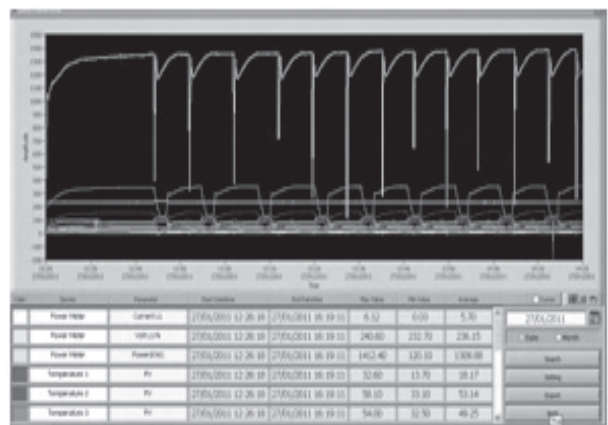


รูปที่ 16 : การติดตั้ง Sensor ด้าน Condensing unit

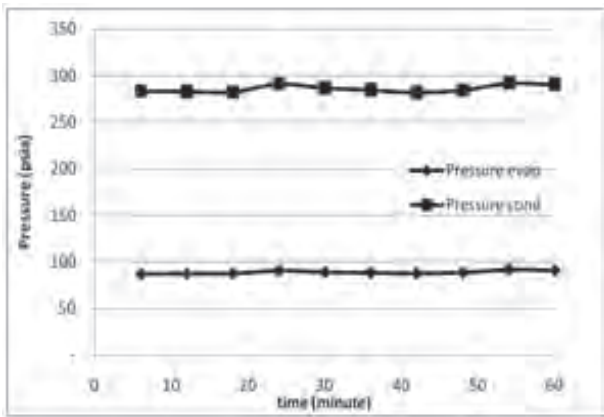


รูปที่ 17 : Diagram แสดงการติดตั้ง Sensor

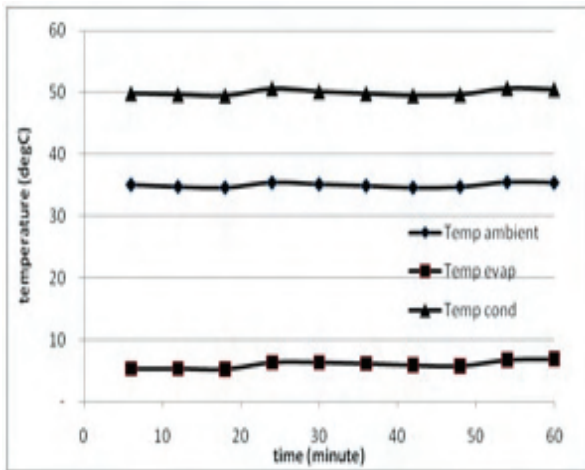
สัญญาณทางไฟฟ้าถูกป้อนให้กับระบบแสดงผลและจัดเก็บข้อมูลในคอมพิวเตอร์ ตัวอย่างข้อมูลที่ทำกรตรวจวัด ได้แสดงดังรูปที่ 18 จากการเปรียบเทียบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ณ จุดอ้างอิงวาระบบเครื่องทำความเย็นของระบบปรับอากาศใช้น้ำยา R-22 มี Condensing temperature = 50 deg C และ Evaporating temperature = 6 deg C ทำให้ระบบทำความเย็นจะต้องทำงานที่ High pressure = 286 psia และ Low pressure = 89 psia ได้ถูกทดสอบและแสดงผลที่สอดคล้องกัน ดังแสดงในรูปที่ 19-20



รูปที่ 18 : ภาพแสดง Data logger ในการเก็บข้อมูล



รูปที่ 19 : ข้อมูลความดันของระบบ ในช่วง 60 นาที



รูปที่ 20 : ข้อมูลอุณหภูมิของระบบ ในช่วง 60 นาที

สรุปผลการวิจัย

1) แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ในการวิเคราะห์เชิงตัวเลข และแสดงให้เห็นถึงผลของปัจจัยของสิ่งแวดล้อมที่มีต่อประสิทธิภาพของระบบ สองพารามิเตอร์สำคัญอันประกอบไปด้วย Ambient temperature และ Evaporating pressure ได้ถูกนำมาวิเคราะห์ ผลการวิจัยพบว่าเมื่ออุณหภูมิของสิ่งแวดล้อมเพิ่มขึ้นโดยทำให้ Condensing temperature เพิ่มขึ้นจาก 50 เป็น 55 deg C จะทำให้ประสิทธิภาพของระบบลดลง 14% และ เมื่อ Evaporating pressure ลดลง 89 เป็น 70 psia จะทำให้ประสิทธิภาพของระบบลดลง 19% อีกทั้งการลดลงของ Evaporating pressure ยังส่งผลให้ Superheat temp ณ บริเวณทางออกของ Compressor สูงขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ

2) อุปกรณ์และห้องทดลองได้ถูกสร้างขึ้นเพื่อ verify แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ได้ถูกพัฒนาขึ้น อุปกรณ์วัดความดันและอุณหภูมิแบบต่อเนื่องได้ถูกติดตั้งกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12,000 Btu/hr แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ณ จุดออกแบบได้ถูกทดสอบและแสดงผลที่สอดคล้องกัน

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนทุนวิจัยจากโครงการวิจัยและพัฒนาวิศวกรรมระบบปรับอากาศและทำความเย็น คณะวิศวกรรมศาสตร์ ม.เกษตรศาสตร์

เอกสารอ้างอิง

- [1] ประกาศกระทรวงพลังงานเรื่อง การกำหนดค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะขั้นต่ำ ค่าประสิทธิภาพการให้ความเย็น และค่าพลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นของระบบปรับอากาศที่ติดตั้งใช้งานในอาคาร พ.ศ. 2552
- [2] LeRoy, J.T., Groll E.A.,and Braun J.E., 1997. Capacity and Power Demand of Unitary Air Conditioners and Heat Pump under Extreme Temperature and Humidity Conditions, Master Thesis Purdue University.USA.
- [3] Chin L. and Spatz. 1999. Issues Relating to the Adoption of R-410A in Air Conditioning Systems, 20th International Congress of Refrigeration IIR/IIF. Sidney, Australia.
- [4] Meurer.C, Buyle O, and Paulus. 1999. Comparison of R-22 and R-410A at Elevated Condensing Temperatures, 20th International Congress of Refrigeration IIR/IIF. Sidney, Australia.
- [5] Wells, W. and Bivens, D.,1999. Air Conditioning System Performance with R-410 A at High Ambient Temperatures, ASHRAE Annual Meeting. USA.
- [6] Bullock C. 1999. The Performance of Unitary Air Conditioners Utilizing R-410A at High Outdoor Ambient Temperatures, ASHRAE Annual Meeting. USA.
- [7] Yana Motta and Domanski. 2000. Performance of R-22 and Its Alternatives Working at High Outdoor Temperatures, International Refrigeration Conference. Purdu University.
- [8] Shaowei Wang, Zhenyan Liu, Yuan Li, Keke Zhao, Zhigang Wang, Experimental study on split air conditioner with new hybrid equipment of energy storage and water heater all year round, Energy Conversion & Management 46 (2005) 3047-3059
- [9] Zhou, Guobing and Zhang, Yufeng, Performance of a split-type air conditioner matched with coiled adiabatic capillary tubes using HCFC22 and HC290, Applied energy 87 (2010) 1522-1528
- [10] Edward G. Pita, Air Conditioning Principles and Systems: An Energy Approach, 4th edition, 2002)
- [11] Thermodynamic properties of DuPont Freon 22 (R-22) Refrigerant
- [12] ASHRAE HVAC 2010 Handbook, USA.
- [13] Roy Dossat and Thomas J. Horan, Principles of Refrigeration, Fifth edition, 2002, Prentice Hall