

แบบจำลองเชิงตัวเลขของระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับการทำความเย็น
แบบแผ่รังสีจากเพดาน



นายเฉลิมพล ไผทพฤษ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

CHULALONGKORN UNIVERSITY

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2556

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทคัดย่อและแฟ้มข้อมูลฉบับเต็มของวิทยานิพนธ์ตั้งแต่ปีการศึกษา 2554 ที่ให้บริการในคลังปัญญาจุฬาฯ (CUIR)

เป็นแฟ้มข้อมูลของนิสิตเจ้าของวิทยานิพนธ์ ที่ส่งผ่านทางบัณฑิตวิทยาลัย

The abstract and full text of theses from the academic year 2011 in Chulalongkorn University Intellectual Repository (CUIR) are the thesis authors' files submitted through the University Graduate School.

A NUMERICAL MODEL FOR DISPLACEMENT AIR CONDITIONING SYSTEM WITH
RADIANT CEILING COOLING

Mr. Chalophon Pathaiphruet



จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

CHULALONGKORN UNIVERSITY

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Engineering Program in Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2013

Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์

แบบจำลองเชิงตัวเลขของระบบปรับอากาศแบบแทนที่
ร่วมกับการทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดาน

โดย

นายเฉลิมพล ไผทฤกษ์

สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้หัวข้อวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วน
หนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

.....คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์

(ศาสตราจารย์ ดร.บัณฑิต เอื้ออาภรณ์)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

.....ประธานกรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ตุลย์ มณีวัฒนา)

.....อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์)

.....กรรมการ

(รองศาสตราจารย์ ดร.กฤษณี มณีรัตน์)

.....กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย

(รองศาสตราจารย์ ทวี เวชพฤติ)

เฉลิมพล ไผทพฤกษ์ : แบบจำลองเชิงตัวเลขของระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับการทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดาน. (A NUMERICAL MODEL FOR DISPLACEMENT AIR CONDITIONING SYSTEM WITH RADIANT CEILING COOLING) อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก: ผศ. ดร.สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์, 83 หน้า.

วิทยานิพนธ์เล่มนี้ศึกษาลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิ การกระจายตัวของความเร็ว ลักษณะการไหลของอากาศ และความสบายเชิงความร้อนภายในห้องปรับอากาศโดยใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขในการศึกษา ห้องปรับอากาศที่พิจารณามีสองประเภทคือ ห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่และห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับการทำความเย็นโดยการแผ่รังสีจากเพดาน ในการศึกษาจะสมมติให้การไหลเป็นการไหลแบบไม่อัดตัวที่สภาวะคงตัวในสองมิติและมีลักษณะการไหลแบบปั่นป่วน ขณะที่การถ่ายเทความร้อนของปัญหานี้จะพิจารณาการแผ่รังสีความร้อนร่วมกับการพาความร้อนแบบผสมซึ่งเป็นการรวมกันระหว่างการพาความร้อนแบบอิสระกับการพาความร้อนแบบบังคับ

การตรวจสอบความถูกต้องของการคำนวณนี้จะเปรียบเทียบกับผลการทดลองและการคำนวณเชิงตัวเลขของงานวิจัยในอดีต ซึ่งจากการเปรียบเทียบพบที่มีความใกล้เคียงกับทั้งผลการทดลองและการคำนวณเชิงตัวเลขของงานวิจัยอื่น ๆ สำหรับการศึกษาห้องปรับอากาศที่พิจารณามีสองขนาดคือ ห้องที่มีอัตราส่วนความสูงต่อความกว้างเท่ากับ 0.6 และ 1.67 อุณหภูมิและความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็น อุณหภูมิของแผงทำความเย็นที่เพดานและตำแหน่งของช่องลมกลับจะถูกศึกษาเพื่อเปรียบเทียบข้อดีและข้อจำกัดระหว่างระบบปรับอากาศแบบแทนที่และระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับการทำความเย็นโดยการแผ่รังสีจากเพดาน จากการศึกษาพบว่าระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับการทำความเย็นโดยการแผ่รังสีจากเพดานจะมีค่าความสบายเชิงความร้อนที่ดีกว่า เช่น มีค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งน้อยกว่า และมีค่าเปอร์เซ็นต์ความไม่สบายของร่างกายเนื่องจากความหนาวเย็นของอากาศที่น้อยกว่า เป็นต้น

นอกจากนั้นวิทยานิพนธ์เล่มนี้จะแสดงลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิ การกระจายตัวของความเร็ว ลักษณะการไหลของอากาศและเปรียบเทียบค่าความสบายเชิงความร้อนของห้องปรับอากาศทั้งสองชนิด ซึ่งจะทำให้เกิดความเข้าใจในเชิงกายภาพของการปรับอากาศมากขึ้นรวมถึงสามารถนำข้อมูลจากการศึกษาไปใช้ประกอบการออกแบบระบบปรับอากาศได้อย่างมีประสิทธิภาพ

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ลายมือชื่อนิสิต

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

ปีการศึกษา 2556

5570150821 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEYWORDS: CFD / DISPLACEMENT AIR CONDITIONING / RADIANT CEILING COOLING / THERMAL COMFORT

CHALOEMPHON PATHAIPHRUEK: A NUMERICAL MODEL FOR DISPLACEMENT AIR CONDITIONING SYSTEM WITH RADIANT CEILING COOLING. ADVISOR: ASST. PROF. SOMPONG PUTIVISUTISAK, Ph.D., 83 pp.

This thesis studies temperature distribution, airflow patterns and thermal comfort within air conditioned room by using a computational method. Two air conditioning systems are considered, i.e., the room with displacement air conditioning system and the room with displacement air conditioning system and radiant ceiling cooling. In this study, the airflow is assumed to be Newtonian, incompressible, turbulent and two dimensional at steady state. Heat transfer mechanism is radiation and mixed convection that combined between natural and force convection.

Numerical accuracy of the present calculation is validated with previous experimental data and numerical calculation in available literature. From the validation is found the results agree well with the published experimental data and other numerical works. Two room sizes are investigated, i.e. a wide room (AR of 0.6) and a tall room (AR of 1.67) The diffuser temperature and velocities, cooling panel temperature, and the positions of return air duct are investigated to compare between both systems. It is found that the room with displacement air conditioning and radiant ceiling cooling provides better thermal comfort, i.e., lower vertical temperature difference and lower percentage dissatisfied due to draft at ankle level.

In addition, this thesis displays the temperature contour, airflow patterns and comparison of thermal comfort between both systems which make better understanding on physical air conditioning system. The studied data can be applied to design air conditioning system effectively.

Department: Mechanical Engineering

Student's Signature

Field of Study: Mechanical Engineering

Advisor's Signature

Academic Year: 2013

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดีจากความช่วยเหลือจาก ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ซึ่งผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงที่ท่านได้ให้ความรู้ คำแนะนำ ตลอดจนคำปรึกษาที่มีคุณค่ายิ่งในการนำไปประยุกต์ใช้ในงานวิจัย และการทำงานในอนาคต

ขอกราบขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ตุลย์ มณีวัฒนา ประธานกรรมการ ศาสตราจารย์ชาน ทวี เวชพฤติ และ รองศาสตราจารย์ ดร.กฤษณี มณีรัตน์ กรรมการ ที่ได้ให้คำแนะนำและถ่ายทอดความรู้ตลอดระยะเวลาในการทำงานวิจัยนี้ ซึ่งทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีความสมบูรณ์มากยิ่งขึ้น

ท้ายที่สุดนี้ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดา อันเป็นที่รักที่คอยให้กำลังใจและสนับสนุนการศึกษาของผู้วิจัยเสมอมา และคุณค่าอันใดที่เกิดจากวิทยานิพนธ์เล่มนี้ ขอมอบเป็นกตัญญูตาแต่บิดา มารดา ครูอาจารย์ ตลอดจนผู้มีพระคุณทุกท่าน



จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ฌ
สารบัญภาพ.....	ฎ
คำอธิบายสัญลักษณ์.....	ต
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	3
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย.....	3
1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน.....	4
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	4
บทที่ 2 การศึกษาเอกสารที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย.....	5
บทที่ 3 สมการพื้นฐาน แบบจำลอง และระเบียบวิธีเชิงตัวเลข.....	10
3.1 สมการพื้นฐาน.....	10
3.2 แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน.....	11
3.2.1 สมการ Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS).....	11
3.2.2 แบบจำลอง RNG k- ϵ	11
3.3 แบบจำลองการแผ่รังสี.....	13
3.4 ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข.....	14
บทที่ 4 การตรวจสอบความถูกต้องของการใช้โปรแกรม.....	16
4.1 กรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบ.....	16
4.2 กรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วน.....	19
4.3 กรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบและมีการแผ่รังสี.....	21
4.4 กรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วนและมีการแผ่รังสี.....	25
4.5 กรณีการพาความร้อนผสมที่มีการไหลแบบปั่นป่วน.....	27

4.6	กรณีการพาความร้อนแบบผสมที่มีแหล่งกำเนิดความร้อนภายในห้อง.....	30
4.7	สรุปการเปรียบเทียบความถูกต้องของแต่ละกรณี	33
บทที่ 5	ผลลัพธ์จากการคำนวณและการวิเคราะห์	34
5.1	ลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิ.....	36
5.1.1	ห้องลักษณะกว้าง (AR = 0.6)	36
5.1.2	ห้องลักษณะสูง (AR = 1.67).....	44
5.2	ลักษณะการไหลของอากาศและการกระจายตัวของความเร็ว	52
5.2.1	ลักษณะการไหลของอากาศ.....	52
5.2.2	การกระจายตัวของความเร็วของอากาศ.....	56
5.3	การวิเคราะห์ความสบายเชิงความร้อน.....	64
5.3.1	การวิเคราะห์ความไม่สบายของร่างกายเนื่องความหนาวเย็นของอากาศ (PD analysis)	64
5.3.2	การวิเคราะห์ความสบายเชิงความร้อน (PPD and PMV analysis).....	66
บทที่ 6	สรุปและข้อเสนอแนะ	75
6.1	สรุป.....	75
6.2	ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยในอนาคต	76
	รายการอ้างอิง	78
	ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์	83

สารบัญตาราง

หน้า

ตารางที่ 5. 1	ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่ง (ΔT) สำหรับกรณีของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ของแต่ละกรณีที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m	37
ตารางที่ 5. 2	ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่ง (ΔT) สำหรับกรณีของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ของแต่ละกรณีที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.8 m	37
ตารางที่ 5. 3	ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่ง (ΔT) สำหรับกรณีของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมของแต่ละกรณีที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m	37
ตารางที่ 5. 4	ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่ง (ΔT) สำหรับกรณีของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมของแต่ละกรณีที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.8 m	37
ตารางที่ 5. 5	ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่ง (ΔT) สำหรับกรณีของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ในแต่ละกรณีที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m	44
ตารางที่ 5. 6	ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่ง (ΔT) สำหรับกรณีของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ในแต่ละกรณีที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.8 m	44
ตารางที่ 5. 7	ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่ง (ΔT) สำหรับกรณีของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมในแต่ละกรณีที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m	44
ตารางที่ 5. 8	ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่ง (ΔT) สำหรับกรณีของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมในแต่ละกรณีที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.8 m	45
ตารางที่ 5. 9	เปอร์เซ็นต์ของความไม่สบายเนื่องจากความหนาวเย็นที่ระดับข้อเท้า (PD, %) สำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่	65
ตารางที่ 5. 10	เปอร์เซ็นต์ของความไม่สบายเนื่องจากความหนาวเย็นที่ระดับข้อเท้า (PD, %) สำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม	65
ตารางที่ 5. 11	เปอร์เซ็นต์ของความไม่สบายเนื่องจากความหนาวเย็นที่ระดับข้อเท้า (PD, %) สำหรับห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่	66
ตารางที่ 5. 12	เปอร์เซ็นต์ของความไม่สบายเนื่องจากความหนาวเย็นที่ระดับข้อเท้า (PD, %) สำหรับห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม	66
ตารางที่ 5. 13	ตรวจเช็คความสบายเชิงความร้อน (PMV) ที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m สำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่	69
ตารางที่ 5. 14	เปอร์เซ็นต์ของความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อน (PPD, %) ที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m สำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่	69

ตารางที่ 6.1 การเปรียบเทียบระหว่างระบบปรับอากาศแบบแทนที่กับระบบปรับอากาศแบบผสม	76
--	----



จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

สารบัญภาพ

หน้า

รูปที่ 1. 1 ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ซึ่งถูกใช้งานที่สนามบินสุวรรณภูมิ..... 2

รูปที่ 1. 2 ระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากพื้นซึ่งถูกใช้งานที่สนามบินสุวรรณภูมิ
(Kessling, Hoslt et al. 2004) 2

รูปที่ 1. 3 ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ชนิดติดตั้งที่ผนัง
(Latest news and projects from Innovent (Scotland) Limited 2014)..... 3

รูปที่ 4. 1 แบบจำลองและเงื่อนไขขอบของกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบ . 16

รูปที่ 4. 2 การเปรียบเทียบความเร็วไร้มิติในแนวตั้งที่ระยะกึ่งกลางความสูงของห้องกรณีการพา
ความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบ 17

รูปที่ 4. 3 การเปรียบเทียบอุณหภูมิไร้มิติที่ระยะกึ่งกลางความสูงของห้องกรณีการพาความร้อน
อิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบ 17

รูปที่ 4. 4 ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบ
ราบเรียบ..... 18

รูปที่ 4. 5 ลักษณะการไหลของอากาศกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบ..... 18

รูปที่ 4. 6 แบบจำลองและเงื่อนไขขอบของกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วน.... 19

รูปที่ 4. 7 การเปรียบเทียบความเร็วในแนวตั้งที่ระยะกึ่งกลางความสูงของห้องกรณีการพา
ความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วน..... 20

รูปที่ 4. 8 การเปรียบเทียบอุณหภูมิไร้มิติที่ระยะกึ่งกลางความกว้างของห้องกรณีการพา
ความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วน..... 20

รูปที่ 4. 9 ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิ (ก) และลักษณะการไหลของอากาศ และ
(ข) กรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วน 21

รูปที่ 4. 10 แบบจำลองและเงื่อนไขขอบกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบ
และมีการแผ่รังสี 22

รูปที่ 4. 11 การเปรียบเทียบความเร็วไร้มิติแนวระดับที่ระยะกึ่งกลางความกว้างของห้องกรณี
การพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบและมีการแผ่รังสี 23

รูปที่ 4. 12 การเปรียบเทียบความเร็วไร้มิติแนวตั้งที่ระยะกึ่งกลางความสูงของห้องกรณีการพา
ความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบและมีการแผ่รังสี 23

รูปที่ 4. 13 ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบ
ราบเรียบและมีการแผ่รังสี 24

รูปที่ 4. 14	ลักษณะการไหลของอากาศกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบ และพื้นผิวมีการแผ่รังสี.....	24
รูปที่ 4. 15	แบบจำลองและเงื่อนไขขอบของกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วน และมีการแผ่รังสีที่พื้นผิว	25
รูปที่ 4. 16	การเปรียบเทียบอุณหภูมิไร้มิติที่ระยะกึ่งกลางความกว้างของห้องกรณีการพา ความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วนและมีการแผ่รังสีที่พื้นผิว	26
รูปที่ 4. 17	ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วน และพื้นผิวมีการแผ่รังสี.....	26
รูปที่ 4. 18	ลักษณะการไหลของอากาศกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วนและ พื้นผิวมีการแผ่รังสี	27
รูปที่ 4. 19	แบบจำลองละเงื่อนไขขอบกรณีการพาความร้อนผสมที่มีการไหลแบบปั่นป่วน	28
รูปที่ 4. 20	การเปรียบเทียบอุณหภูมิที่ระยะกึ่งกลางความกว้างของห้องกรณีการพาความร้อน ผสมที่มีการไหลแบบปั่นป่วน.....	28
รูปที่ 4. 21	การเปรียบเทียบอุณหภูมิที่ระยะกึ่งกลางความสูงของห้องกรณีการพาความร้อนผสม ที่มีการไหลแบบปั่นป่วน.....	29
รูปที่ 4. 22	ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิกรณีการพาความร้อนแบบผสมที่มีการไหลแบบ ปั่นป่วน.....	29
รูปที่ 4. 23	ลักษณะการไหลของอากาศกรณีการพาความร้อนแบบผสมที่มีการไหลแบบปั่นป่วน	30
รูปที่ 4. 24	แบบจำลองและเงื่อนไขขอบกรณีการพาความร้อนแบบผสมที่มีแหล่งกำเนิด ความร้อนภายในห้อง	31
รูปที่ 4. 25	การเปรียบเทียบความเร็วในแนวดิ่งที่ระยะกึ่งกลางความกว้างของห้องกรณีการพา ความร้อนแบบผสมที่มีแหล่งกำเนิดความร้อนภายในห้อง.....	31
รูปที่ 4. 26	ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิกรณีการพาความร้อนแบบผสมที่มีแหล่งกำเนิด ความร้อนภายในห้อง	32
รูปที่ 4. 27	ลักษณะการไหลของอากาศกรณีการพาความร้อนแบบผสมที่มีแหล่งกำเนิดความร้อน ภายในห้อง.....	32
รูปที่ 5. 1	ตัวอย่างการใช้งานระบบปรับอากาศแบบแทนที่.....	34
รูปที่ 5. 2	ตัวอย่างการใช้งานระบบปรับอากาศแบบผสม.....	35
รูปที่ 5. 3	แบบจำลองสำหรับกรณีห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่.....	35
รูปที่ 5. 4	แบบจำลองสำหรับกรณีห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม.....	36

รูปที่ 5. 18 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ระยะความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูง
 ที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยมีช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง..... 46

รูปที่ 5. 19 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูง
 ที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่จากการใช้ตำแหน่งของช่องลมกลับที่แตกต่างกัน
 และ $V_{in} = 0.1$ m/s..... 46

รูปที่ 5. 20 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูง
 ที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่จากการใช้ตำแหน่งของช่องลมกลับที่แตกต่างกัน
 และ $V_{in} = 0.2$ m/s..... 47

รูปที่ 5. 21 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูงที่ใช้
 ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยมีช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางห้องและ $V_{in} = 0.1$ m/s..... 47

รูปที่ 5. 22 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูงที่ใช้
 ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยมีช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางห้อง $V_{in} = 0.2$ m/s..... 48

รูปที่ 5. 23 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูงที่ใช้
 ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยมีช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้องและ $V_{in} = 0.1$ m/s.. 48

รูปที่ 5. 24 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูงที่ใช้
 ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยมีช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้องและ $V_{in} = 0.2$ m/s.. 49

รูปที่ 5. 25 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูงที่ใช้
 ระบบปรับอากาศแบบผสมจากการใช้ตำแหน่งของช่องลมกลับที่แตกต่างกันโดย
 $V_{in} = 0.1$ m/s..... 49

รูปที่ 5. 26 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูงที่ใช้
 ระบบปรับอากาศแบบผสมจากการใช้ตำแหน่งของช่องลมกลับที่แตกต่างกันโดย
 $V_{in} = 0.2$ m/s..... 50

รูปที่ 5. 27 การกระจายตัวของอุณหภูมิสำหรับห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดย
 ตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง โดย $T_{in} = 20$ °C และ $V_{in} = 0.2$ m/s... 51

รูปที่ 5. 28 การกระจายตัวของอุณหภูมิสำหรับห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดย
 ตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง โดย $T_{in} = 20$ °C, $V_{in} = 0.2$ m/s
 และ $T_{rcc} = 20$ °C..... 51

รูปที่ 5. 29 ลักษณะการไหลของอากาศของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดย
 ตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของห้อง $T_{in} = 22$ °C และ $V_{in} = 0.1$ m/s 52

- รูปที่ 5. 42 การกระจายตัวของความเร็วของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดย
ตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของห้อง $T_{in} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_{in} = 0.2\text{ m/s}$
และ $T_{rcc} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ 59
- รูปที่ 5. 43 การกระจายตัวของความเร็วของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดย
ตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของห้อง $T_{in} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $V_{in} = 0.1\text{ m/s}$ 60
- รูปที่ 5. 44 การกระจายตัวของความเร็วของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดย
ตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง $T_{in} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $V_{in} = 0.1\text{ m/s}$ 60
- รูปที่ 5. 45 การกระจายตัวของความเร็วของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดย
ตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของห้อง $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_{in} = 0.2\text{ m/s}$
และ $T_{rcc} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 61
- รูปที่ 5. 46 การกระจายตัวของความเร็วของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดย
ตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_{in} = 0.2\text{ m/s}$
และ $T_{rcc} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 62
- รูปที่ 5. 47 การกระจายตัวของความเร็วของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดย
ตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง $T_{in} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $V_{in} = 0.2\text{ m/s}$ 63
- รูปที่ 5. 48 การกระจายตัวของความเร็วของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดย
ตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง $T_{in} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_{in} = 0.2\text{ m/s}$
และ $T_{rcc} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 63
- รูปที่ 5. 49 กระแสอากาศที่ไหลผ่านที่บริเวณส่วนล่างของร่างกาย 64
- รูปที่ 5. 50 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างเปอร์เซ็นต์ของความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อนกับดรรชนี
ความสบายเชิงความร้อน (ASHRAE Stanadard 55 2004) 68

คำอธิบายสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	คำอธิบาย
a	สัมประสิทธิ์การดูดซับ, m^{-1}
AR	อัตราส่วนความสูงต่อความกว้างของห้อง, H/W
C	ตำแหน่งกึ่งกลางเพดานของห้อง
C_p	สัมประสิทธิ์ความร้อนของของไหล, $KJ/Kg.K$
C_{e1}, C_{e2}, C_{e3}	ค่าคงที่ของแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน
f_c	แฟกเตอร์ของเสื้อผ้า, clo
g	ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก, m/s^2
H	ความสูงของห้อง, m
h_c	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างเสื้อผ้าและอากาศ, $W/m^2.K$
I	ความเข้มของการแผ่รังสี, $W/m^2.sr$
I_c	ความต้านทานของเสื้อผ้า, $^{\circ}Cm^2/W$
k	ค่าพลังงานจลน์ของการไหลแบบปั่นป่วน, m^2/s^2
L	ความยาวเฉพาะของห้อง, m
M	อัตราการผลิตความร้อน, W/m^2
n	ดรรชนีของการสะท้อน
P	ความดัน, Pa
PD	เปอร์เซ็นต์ความไม่สบายเนื่องจากอากาศที่เย็น, %
PMV	ดรรชนีชี้วัดความสบายเชิงความร้อน
PPD	เปอร์เซ็นต์ความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อน, %
q	ฟลักซ์ความร้อน, W/m^2
R	ตำแหน่งมุมขวาที่เพดานของห้อง
r	เวกเตอร์ตำแหน่ง
Ra	เลขเรย์ลีย์, $g\beta\Delta TL^3/v\alpha$
RAD	ตำแหน่งของช่องลมกลับ
rcc	แผนทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดาน
S	เทอมกำเนิด, W/m^3
T	อุณหภูมิ, K
T^*	อุณหภูมิไร้มิติ, $T-T_c/\Delta T$
T_c	อุณหภูมิของผนังที่เย็น, K
T_{cl}	อุณหภูมิของเสื้อผ้า, $^{\circ}C$
T_f	อุณหภูมิที่พื้น, $^{\circ}C$
T_{mrt}	อุณหภูมิการแผ่รังสีความร้อนเฉลี่ย, $^{\circ}C$

T_w	อุณหภูมิที่ผนัง, °C
T_u	ความเข้มของ Turbulence
u	ความเร็วในแนวระดับ, m/s
U^*	ความเร็วไร้มิติในแนวระดับ, uW/α
v	ความเร็วในแนวตั้ง, m/s
V^*	ความเร็วไร้มิติในแนวระดับตั้ง, vH/α
W	ความกว้างของห้อง, m
X^*	ความกว้างไร้มิติของห้อง, x/W
Y^*	ความสูงไร้มิติของห้อง, y/H

อักษรกรีก

α	การกระจายความร้อนของของไหล, m^2/s
$\alpha_k, \alpha_\varepsilon$	ส่วนกลับของเลข Prandtl สำหรับ k และ ε
β	สัมประสิทธิ์การขยายตัวเนื่องจากความร้อน, K^{-1}
ε	อัตราการสลายตัวของพลังงานจลน์, m^2/s^3
	สัมประสิทธิ์การแผ่รังสีที่พื้นผิว
μ	ความหนืดพลวัต, $N.s/m^2$
μ_t	ความหนืดของการไหลปั่นป่วน, $N.s/m^2$
ν	ความหนืดคิเนมาติก, $N.s/m^2$
ρ	ความหนาแน่น, kg/m^3
σ	ค่าคงที่ของ Stefan-Boltzmann เท่ากับ $5.673 \times 10^{-8} W/m^2.K^4$
σ_s	สัมประสิทธิ์ของการกระจายรังสี, m^{-1}
Φ	เฟสฟังก์ชัน
Ω	มุมทั้งหมด

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ปัจจุบันระบบปรับอากาศแบบทั่วไประบบถูกใช้งานกันอย่างแพร่หลายทั้งในที่พักอาศัยหรือสำนักงานต่าง ๆ สำหรับข้อดีของระบบปรับอากาศประเภทนี้ คือ ราคาถูก ซ่อมบำรุงง่าย และสามารถควบคุมอุณหภูมิ ความชื้น และการไหลเวียนของอากาศภายในห้องปรับอากาศได้ตามต้องการ แต่จากการเพิ่มขึ้นของภาระทางความเย็นในปัจจุบันทั้งจากอุณหภูมิของสภาพแวดล้อมที่สูงขึ้นหรืออาจมาจากความร้อนจากอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์เช่น คอมพิวเตอร์ โคมไฟจากภายในอาคาร รวมทั้งจากร่างกายของผู้าศัยซึ่งผลิตความร้อนออกมา ส่งผลให้การใช้พลังงานจากระบบปรับอากาศทั่วไปมีค่าสูง อีกทั้งระบบปรับอากาศทั่วไปมีข้อจำกัดคือ กระจายลมเย็นไม่ทั่วทั้งห้อง รวมถึงความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งมีค่ามาก ซึ่งจะทำให้เกิดความรู้สึกที่ไม่สบายแก่ผู้อาศัยได้

ระบบปรับอากาศแบบแทนที่เริ่มใช้งานครั้งแรกในอาคารของอุตสาหกรรมในแถบสแกนดิเนเวียเมื่อปี ค.ศ. 1878 โดยนิยมใช้กับอาคารสำนักงานในประเทศแถบสแกนดิเนเวีย สำหรับประเทศไทยได้มีการนำเอาระบบปรับอากาศแบบแทนที่มาใช้ที่สนามบินสุวรรณภูมิซึ่งมีรูปประกอบแสดงในรูปที่ 1.1 ข้อดีของระบบปรับอากาศแบบแทนที่คือ มีคุณภาพอากาศที่สูงกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศแบบทั่วไป ระบบปรับอากาศแบบแทนที่จะกำจัดมลภาวะที่ผลิตจากผู้อาศัยภายในห้อง เช่น ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ หรือ จากเฟอร์นิเจอร์ ออกไปยังช่องระบายอากาศและจะส่งอากาศใหม่เข้ามายังห้องปรับอากาศ ข้อดีของระบบปรับอากาศแบบแทนที่อีกข้อหนึ่งคือ ประหยัดพลังงาน จากการศึกษาในอดีตที่ผ่านมาจะพบว่าระบบปรับอากาศแบบแทนที่จะมีการใช้พลังงานน้อยกว่าระบบปรับอากาศโดยทั่วไป ซึ่งทั้งนี้จะขึ้นอยู่กับชนิดของอาคาร การออกแบบ เป็นต้น (Chen and Glicksman 1999) สำหรับข้อจำกัดของระบบปรับอากาศแบบแทนที่คือ เหมาะกับอาคารที่มีความสูงของเพดานมากกว่า 3 m ขึ้นไป (Federation of European Heating and Air-conditioning Associations 2002) ในกรณีที่มีการใช้งานในบริเวณที่มีโหลดทางความเย็นสูงระบบปรับอากาศแบบแทนที่อาจทำให้เกิดความรู้สึกที่ไม่สบายเนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งหรือความหนาวเนื่องมาจากลมเย็น (American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineers 2004)



รูปที่ 1. 1 ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ซึ่งถูกใช้งานที่สนามบินสุวรรณภูมิ

ระบบทำความเย็นแบบการแผ่รังสีนิยมใช้กันในทวีปยุโรปเมื่อประมาณเกือบสองทศวรรษที่ผ่านมา โดยใช้น้ำเย็นไหลเวียนภายในท่อที่ถูกฝังไว้ ความร้อนชนิด sensible ซึ่งอาจมาจากผู้อาศัยภายในห้องหรืออุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์จะถูกกำจัดโดยการพาความร้อนและการแผ่รังสีความร้อน สำหรับชนิดของระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสี ประกอบด้วย ชนิดแผงทำความเย็นที่ถูกติดตั้งที่เพดานกับชนิดแผงทำความเย็นที่ถูกติดตั้งที่พื้น สำหรับข้อดีของระบบนี้คือ ประหยัดพลังงานเมื่อเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศทั่วไป ซึ่งขึ้นอยู่กับสภาพอากาศของอาคารที่ใช้งาน เช่น สภาพอากาศร้อนและแห้งของประเทศสหรัฐอเมริกา ระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดานสามารถประหยัดพลังงานได้ถึง 42% เมื่อเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศทั่วไป (Stetiu 1999) ข้อดีอีกข้อหนึ่งของระบบนี้คือไม่ต้องเสียค่าใช้จ่ายในการซ่อมบำรุงระบบ (Mumma 2002) แต่ระบบนี้ก็มีข้อจำกัดคือการเกิดการควบแน่นที่บริเวณแผงทำความเย็น ซึ่งจะต้องมีการควบคุมอุณหภูมิของแผงอย่างเหมาะสม สำหรับรูปที่ 1.2 แผงทำความเย็นระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีชนิดติดตั้งใต้พื้นของสนามบินสุวรรณภูมิ (Kessling, Hoslt et al. 2004)



รูปที่ 1. 2 ระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากพื้นซึ่งถูกใช้งานที่สนามบินสุวรรณภูมิ
(Kessling, Hoslt et al. 2004)

ทั้งนี้หากพิจารณาถึง ความสบายเชิงความร้อน คุณภาพของอากาศภายในห้อง และการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ จะพบว่าระบบปรับอากาศแบบแทนที่หรือระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับการทำความเย็นโดยการแผ่รังสี จึงเป็นทางเลือกหนึ่งที่จะนำมาศึกษาถึงความเป็นไปได้ในการมาใช้กับอาคาร หรือสำนักงานที่มีภาระทางความร้อนที่สูงจากอุณหภูมิของสภาพแวดล้อมภายนอก สำหรับประเทศไทยได้นำระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับระบบทำความเย็นโดยการแผ่รังสีจากพื้นมาใช้งานที่สนามบินสุวรรณภูมิ แต่ระบบปรับอากาศผสมระหว่างระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับการทำความเย็นโดยการแผ่รังสีจากเพดานนั้นยังไม่มีนำมาใช้งาน สำหรับชนิดของระบบปรับอากาศแบบแทนที่ที่ใช้ในการศึกษานี้จะเลือกชนิดที่ติดตั้งภายในผนังเนื่องจากมีข้อดีคือเพิ่มพื้นที่ใช้งานภายในห้อง สำหรับระบบปรับอากาศแบบติดตั้งที่ผนังแสดงดังรูปที่ 1.3



รูปที่ 1. 3 ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ชนิดติดตั้งที่ผนัง

(Latest news and projects from Innovent (Scotland) Limited 2014)

วิทยานิพนธ์เล่มนี้ศึกษาลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิ การกระจายตัวของความเร็ว ลักษณะการไหลของอากาศและความสบายเชิงความร้อนของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ และระบบผสมระหว่างระบบปรับอากาศแบบแทนที่กับระบบทำความเย็นโดยการแผ่รังสีจากเพดาน โดยใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข

1.2 วัตถุประสงค์

เพื่อศึกษาข้อดี ข้อเสียของระบบปรับอากาศเมื่อเพิ่มการทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดาน เข้าไปในระบบปรับอากาศแบบแทนที่ โดยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1. เปรียบเทียบความถูกต้องของการคำนวณเชิงตัวเลขกับงานวิจัยในอดีตซึ่งประกอบด้วยกรณีปัญหาการพาความร้อนแบบอิสระที่มีลักษณะการไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วน ปัญหาการพาความร้อนแบบอิสระและมีการแผ่รังสีทำความเย็นที่มีลักษณะการไหลแบบราบเรียบและปั่นป่วน

ปัญหาการถ่ายเทความร้อนแบบผสมที่มีลักษณะการไหลแบบปั่นป่วนและปัญหาการพาความร้อนแบบผสมที่มีแหล่งกำเนิดความร้อนภายในห้อง

2. ศึกษาอิทธิพลของความเร็วและอุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็น ตำแหน่งของช่องลมกลับ และลักษณะของห้องที่ส่งผลกระทบต่อลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิ ลักษณะการไหลของอากาศและความสบายเชิงความร้อนของห้องปรับอากาศที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ในสองมิติ

3. ศึกษาอิทธิพลของอุณหภูมิของแผงทำความเย็น ความเร็วและอุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็น ตำแหน่งของช่องลมกลับและลักษณะของห้องที่ส่งผลกระทบต่อลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิ ลักษณะการไหลของอากาศและความสบายเชิงความร้อนของห้องปรับอากาศที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับการทำความเย็นโดยการแผ่รังสีจากเพดานในสองมิติ

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1. ศึกษางานวิจัยในอดีตที่มีความเกี่ยวข้อง
2. ศึกษาการพาความร้อนและการแผ่รังสี
3. ศึกษาการใช้งานโปรแกรมที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย ได้แก่ ANSYS GAMBIT, ANSYS FLUENT และ TECPLOT
4. ตรวจสอบความถูกต้องของการใช้โปรแกรมในการคำนวณกับผลการทดลองและผลการคำนวณเชิงตัวเลขของงานวิจัยในอดีต
5. คำนวณปัญหาหาระบบปรับอากาศแบบแทนที่
6. หาค่าตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อผลการคำนวณของปัญหาหาระบบปรับอากาศแบบแทนที่
7. คำนวณปัญหาหาระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับการทำความเย็นจากการแผ่รังสีจากเพดาน
8. หาค่าตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อผลการคำนวณของปัญหาหาระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับการทำความเย็นจากการแผ่รังสีจากเพดาน
9. สรุปผล
10. จัดทำรูปเล่มวิทยานิพนธ์

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. เกิดความรู้และเข้าใจถึงลักษณะของการกระจายตัวของอุณหภูมิ ลักษณะการไหลของอากาศรวมถึงความสบายเชิงความร้อนของห้องปรับอากาศที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่และห้องปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับการทำความเย็นโดยการแผ่รังสีจากเพดาน

2. สามารถนำข้อมูลที่ได้จากการศึกษามาประยุกต์ใช้กับการวิเคราะห์ความเป็นไปได้ในการนำระบบปรับอากาศประเภทนี้มาใช้ในประเทศไทย

บทที่ 2

การศึกษาเอกสารที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย

ระบบปรับอากาศแบบแทนที่มีหลักการทำงานคือ อากาศเย็นจะไหลออกจากอุปกรณ์จ่ายลมเย็นซึ่งถูกติดตั้งในระดับเหนือพื้นห้องที่ความเร็วต่ำ โดยอากาศเย็นจะกระจายตัวเหนือพื้นและจะไหลเข้าแทนที่อากาศที่มีอุณหภูมิสูง รวมถึงมลภาวะต่างๆ เช่น ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ หลังจากนั้น อากาศที่มีอุณหภูมิสูงและมลภาวะจะลอยตัวสูงขึ้นไปยังระดับเพดานและถูกกำจัดออกจากห้องที่ช่องลมกลับ ซึ่งในอดีตได้มีผู้ที่ได้ทำการศึกษเกี่ยวกับระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยการทดลองและการคำนวณเชิงตัวเลขซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

Gan (1995) ศึกษาบริเวณที่เกิดความไม่สบายเชิงความร้อนภายในสำนักงานที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข โดยเขาใช้แบบจำลอง $k-\epsilon$ ในการทำนายลักษณะการไหลของอากาศ การกระจายของอุณหภูมิรวมถึงความชื้นของอากาศ พบว่าในกรณีผู้อาศัยอยู่กับที่และใส่ชุดสำหรับฤดูร้อนภายในสำนักงานที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่จะเกิดความรู้สึกไม่สบายเนื่องจากจากระดับของอุณหภูมิที่แตกต่างกันมากกว่าสาเหตุจากกรณีของลมที่แรง ซึ่งสามารถหลีกเลี่ยงจากรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อนได้จากการปรับความเร็วของลมเย็นที่ป้อนเข้ากับอุณหภูมิของอากาศเย็นที่ป้อนเข้าอย่างเหมาะสม

Lin, Chow et al. (2005A) ศึกษาตำแหน่งของการป้อนอากาศที่มีอิทธิพลต่อประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข การศึกษานี้พิจารณาที่ชนิดของสำนักงานภายในสภาพอากาศของประเทศฮ่องกง โดยจะรวมถึงภาระทางความเย็นที่สูง มลภาวะที่พบในสำนักงานได้แก่ ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ และสารประกอบอินทรีย์ที่ระเหยได้ง่าย (VOCs) จะถูกศึกษาด้วย จากผลการศึกษาพบว่าตำแหน่งของอากาศเย็นที่ป้อนเข้าควรอยู่ที่กลางห้องมากกว่าอยู่ด้านใดด้านหนึ่งของห้อง ซึ่งจะทำได้ค่าความสบายเชิงความร้อนมีลักษณะแบบเดียวกันภายในสำนักงาน ขณะที่ตำแหน่งของช่องระบายอากาศส่งผลต่อความสบายเชิงความร้อนค่อนข้างน้อย ซึ่งระบบปรับอากาศแบบแทนที่นี้มีประสิทธิภาพในการแยกสารประกอบอินทรีย์ที่ระเหยได้ง่ายภายในสำนักงาน

Lin, Chow et al. (2005B) และ Lin, Chow et al. (2005C) ศึกษาความสบายเชิงความร้อนและคุณภาพของอากาศภายในห้องโดยการคำนวณเชิงตัวเลข ซึ่งจะเปรียบเทียบระหว่างระบบปรับอากาศแบบแทนที่กับระบบปรับอากาศทั่วไป สำหรับลักษณะของห้องที่ทำการศึกษาประกอบด้วย สำนักงาน ห้องเรียน ร้านค้า และอุตสาหกรรมโรงงานภายใต้สภาพอากาศของประเทศฮ่องกง จากการศึกษาพบว่าระบบปรับอากาศแบบแทนที่ที่มีการออกแบบอย่างเหมาะสมจะมีความสบายเชิงความร้อนที่ดีกว่าระบบปรับอากาศทั่วไป เนื่องจากมีค่าความเร็วของอากาศที่น้อยกว่า มีค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่งที่น้อยกว่าที่ระดับศีรษะกับข้อเท้าและมีค่า PPD ที่ต่ำกว่า ขณะที่การศึกษาในส่วนของคุณภาพของอากาศภายในห้องจะพิจารณาที่ก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ อายุเฉลี่ยของอากาศ และโอโรเซพซึ่งประกอบด้วย โทลูอิน เบนซีนและฟอโมลดีไฮด์ จากการศึกษาพบว่า

ระบบปรับอากาศแบบแทนที่จะมีคุณภาพของอากาศภายในห้องที่ดีกว่าระบบปรับอากาศทั่วไป โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ระดับการหายใจของผู้อาศัยภายในห้อง

Lau and Chen (2006) ศึกษาการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศแบบแทนที่ชนิดส่งอากาศเย็นจากพื้นโดยเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศทั่วไปในโรงงานอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ ภายใต้สภาพอากาศของประเทศสหรัฐอเมริกาที่แตกต่างกัน 5 แบบ จากการศึกษาพบว่าการใช้พลังงานและประสิทธิภาพของระบบจะขึ้นอยู่กับสภาพแวดล้อมที่แตกต่างกัน จากการเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศทั่วไปจะพบว่าระบบปรับอากาศแบบแทนที่จะใช้พลังงานมากกว่าที่พัดลมและหม้อต้มน้ำ แต่จะใช้พลังงานน้อยกว่าที่เครื่องทำความเย็น หากพิจารณาการใช้พลังงานโดยรวมจะพบว่าระบบปรับอากาศแบบทั่วไปจะใช้พลังงานน้อยกว่าระบบปรับอากาศแบบแทนที่เพียงเล็กน้อย โดยระบบปรับอากาศแบบแทนที่จะประหยัดพลังงานเมื่อใช้ในการทำความเย็นแต่ระบบนี้จะไม่เหมาะกับพื้นที่ที่มีสภาพอากาศแบบร้อนและชื้นเพราะความสามารถในการกำจัดความชื้นของระบบนี้ไม่สูงมากนัก

Cheong, Yu et al. (2007) ศึกษาความรู้สึกทางความร้อนเฉพาะที่ (local thermal sensation, LTS) และความสบายภายในห้องที่ติดตั้งระบบปรับอากาศแบบแทนที่ด้วยวิธีการทดลอง โดยจะจำลองลักษณะของห้องเป็นสำนักงาน โดยมีผู้เข้าร่วมทดสอบทั้งหมด 60 คน เป็นชาย 30 คน และหญิง 30 คน ซึ่งจะให้ผู้ทดสอบนั่งภายในห้องเป็นเวลา 3 ชั่วโมง สำหรับรายละเอียดของการศึกษาประกอบด้วย ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งในรูปของเกรเดียนต์ 3 ค่าคือ 1, 3 และ 5 K/m ในช่วงระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m อุณหภูมิของอากาศภายในห้อง 3 ค่าคือ 20, 23 และ 26 °C ที่ระดับความสูงเท่ากับ 0.6 m โดยที่วัตถุประสงค์ของการศึกษานี้คือหาความสัมพันธ์ระหว่างความรู้สึกทางความร้อนเฉพาะที่ (LTS) และความรู้สึกทางความร้อนโดยรวม (overall thermal sensation, OTS) จากการศึกษาพบว่าที่ OTS ใกล้เคียงกับค่ากลางจะทำให้ค่า LTS มีค่าลดลงจากการเพิ่มอุณหภูมิของอากาศภายในห้องและความรู้สึกไม่สบายทางความร้อนเฉพาะที่มีผลกระทบทั้ง LTS และ OTS

Lau and Chen (2007) ศึกษาประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศแบบแทนที่ที่ป้อนอากาศเย็นจากพื้นโดยชนิดของหัวจ่ายของลมเย็นที่ออกมา มี 2 แบบคือ ชนิดแกนหมุน (Swirl type) และชนิดแผงที่มีรู (Perforated type) ภายใต้ภาระทางความร้อนที่สูง โดยศึกษาด้วยวิธีการทดลองร่วมกับการจำลองเชิงตัวเลข จากผลการศึกษาจากการทดลองพบว่าระบบนี้จะช่วยเพิ่มคุณภาพของอากาศภายในห้องทำงานเพราะความเข้มข้นของมลภาวะที่ระดับการหายใจมีค่าน้อยกว่ากรณีระบบผสม แต่มีข้อจำกัดของระบบนี้คือจะให้ค่าผลต่างของอุณหภูมิจากศีรษะถึงข้อเท้ามากกว่าระบบปรับอากาศทั่วไป สำหรับหัวจ่ายลมเย็นชนิดแกนหมุนจะให้ความสบายเชิงความร้อนมากกว่าหัวจ่ายลมเย็นชนิดแผงที่มีรู และพบบริเวณที่ก่อให้เกิดความรู้สึกไม่สบายในระดับที่สูงที่บริเวณ 0.5 m รอบหัวจ่ายลมเย็นชนิดแกนหมุน ผลการศึกษาจากการจำลองเชิงตัวเลขพบว่าตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อความสบายเชิงความร้อนได้แก่ อัตราการเปลี่ยนแปลงของอากาศเย็นที่ป้อน ความเร็วของอากาศเย็นที่ป้อน อุณหภูมิของอากาศเย็นที่ป้อน รวมถึงจำนวนหัวจ่ายลมเย็น สำหรับตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อ

กลางได้แก่ ตำแหน่งทางออกของช่องระบายอากาศ และตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อเพียงเล็กน้อยได้แก่ ตำแหน่งของหัวจ่ายลมเย็น และตำแหน่งของผู้อาศัย

Rohdin and Moshfegh (2007) ศึกษาสภาพอากาศภายในห้องที่มีลักษณะเป็น อุตสาหกรรมขนาดใหญ่โดยใช้วิธีคำนวณเชิงตัวเลขมาเปรียบเทียบกับความแม่นยำกับผลการทดลอง แบบจำลองเชิงตัวเลขที่ใช้ในการศึกษานี้ประกอบด้วย แบบจำลอง Standard $k-\epsilon$ แบบจำลอง RNG $k-\epsilon$ และแบบจำลอง Realizable $k-\epsilon$ ซึ่งจะถูกใช้ในการทำนายลักษณะการไหลของอากาศ การกระจายตัวของอุณหภูมิภายในห้องที่ศึกษา จากการศึกษพบว่าแบบจำลอง RNG $k-\epsilon$ จะมีค่าใกล้เคียงกับผลการทดลองมากที่สุด ในกรณีที่ลดอัตราการป้อนอากาศลง 50% จะทำให้การใช้พลังงานมีประสิทธิภาพมากที่สุดโดยที่กรณีนี้ไม่ได้พิจารณาถึงความปลอดภัยของผลิตภัณฑ์หรือความสบายเชิงความร้อนภายในห้อง

Stamou, Katsiris et al. (2008) ศึกษาความสบายเชิงความร้อนในสนามกีฬา Galatsi ของ กีฬา Olympics Athens 2004 โดยใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลขมาคำนวณลักษณะการไหลของ อากาศและการกระจายตัวของอุณหภูมิเพื่อนำไปหาค่า Predicted mean vote (PMV) และ Predicted percentage of dissatisfied (PPD) โดยจะพิจารณาที่อุณหภูมิของอากาศที่ป้อนเข้าที่ แตกต่างกัน จากการศึกษพบว่าอุณหภูมิของอากาศที่ป้อนเท่ากับ 16°C จะทำให้ค่า PPD มีค่าน้อย กว่า 7 % และจะทำให้ได้ค่าความสบายเชิงความร้อนที่ดีที่สุด

Kang, Wang et al. (2011) ศึกษาอุณหภูมิของอากาศที่ป้อนและตำแหน่งในแนวตั้งของ อากาศที่ป้อนซึ่งส่งผลต่อการกระจายตัวของอุณหภูมิภายในห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดย ใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข จากการศึกษพบว่าอุณหภูมิและตำแหน่งในแนวตั้งของทางเข้าของอากาศที่ ป้อนมีผลกระทบต่อกระจายของอุณหภูมิตามบริเวณด้านบนของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบ แทนที่ แต่จะมีส่วนสำคัญต่อลักษณะของการไหลของอากาศที่บริเวณด้านล่างของห้องซึ่งจะส่งผลต่อ คุณภาพของอากาศที่มีแหล่งกำเนิดของสารปนเปื้อนที่บริเวณด้านล่าง เช่น อนุภาคจากกิจกรรม ทำงานภายในสำนักงาน จากการเปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศที่ป้อนเข้าพบว่า อุณหภูมิของ อากาศป้อนเข้าที่ต่ำจะมีประสิทธิภาพมากในการกำจัดมลภาวะจากการทำงาน อย่างไรก็ตามที่ระดับ ความสูงของการหายใจจะพบว่าการใช้อุณหภูมิของอากาศป้อนเข้าที่ต่ำจะทำให้ความเข้มข้นของ มลภาวะมีมากกว่ากรณีที่ใช้อากาศป้อนเข้าที่มีอุณหภูมิสูง

จากการศึกษาบทความที่เกี่ยวข้องของระบบปรับอากาศแบบแทนที่ พบว่าระบบประเภนี้มี ประสิทธิภาพอย่างมากในการเพิ่มคุณภาพของอากาศภายในห้องและกำจัดมลภาวะต่าง ๆ ที่ผลิตจาก ผู้อาศัยหรืออาจมาจากเฟอร์นิเจอร์ภายในห้องเช่น โทลูอิน เบนซีน หรือ ฟอมอลดีไฮด์ ได้เป็นอย่างดี อย่างไรก็ตามระบบนี้อาจมีข้อจำกัด คือ มีค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ระดับศีรษะถึงเท้า ที่ยังคงมากอยู่

ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ที่ร่วมกับการทำความเย็นโดยการแผ่รังสีจากเพดานหรือระบบ ปรับอากาศแบบผสมมีหลักการการทำงานคือ แผงทำความเย็นที่เพดานจะกำจัดภาระทางความเย็นชนิด

sensible โดยการพาและการแผ่รังสีความร้อน ขณะที่ระบบปรับอากาศแบบแทนที่จะกำจัดมลภาวะ รวมถึงภาระทางความเย็นชนิด latent และบางส่วนของภาระทางความเย็นชนิด sensible การออกแบบระบบนี้เหมาะสมจะทำให้ได้รับคุณภาพอากาศที่ดีในระดับที่สูง รวมถึงความสบายเชิงความร้อนที่มากภายในบริเวณที่คนอาศัยอยู่ และระบบนี้จะมีความเหมาะสมอย่างยิ่งสำหรับสำนักงานภายในอาคารและอาคารอื่นๆ ที่มีความกว้างและมีการเปลี่ยนแปลงของความชื้นต่ำ (Novoselac and Srebric 2002) ซึ่งในอดีตได้มีผู้ทำการศึกษาเกี่ยวกับระบบปรับอากาศแบบแทนที่ ร่วมกับการทำความเย็นดังต่อไปนี้

Novoselac and Srebric (2002) ได้วิจารณ์ผลการศึกษาและการออกแบบของระบบ เพดานทำความเย็นและระบบปรับอากาศแบบแทนที่ของอาคาร พบว่าภาระทางความเย็นจะถูกกำจัด โดยระบบปรับอากาศแบบแทนที่ซึ่งเป็นตัวแปรที่สำคัญ โหลดของระบบปรับอากาศแบบแทนที่ ที่มีค่าน้อยจะส่งผลกระทบต่อความสบายเชิงความร้อน เนื่องจากมีการเปลี่ยนแปลงของ อุณหภูมิในแนวตั้งที่น้อย แต่มีผลกระทบต่อคุณภาพของอากาศภายในเพราะจะเพิ่มการผสม กันของอากาศภายในห้อง ระบบนี้จะมีประสิทธิภาพมากในการกำจัดสารปนเปื้อนประเภท คาร์บอนไดออกไซด์ สำหรับความเสี่ยงของการเกิดการกลั่นตัวที่แผงทำความเย็นที่เพดานจะมีสูง เพราะมีสัดส่วนของความชื้นที่สูงในบริเวณใกล้กับแผง เพื่อป้องกันการกลั่นตัวบนแผง จะต้องมีการ ควบคุมระบบอย่างเหมาะสมเช่น ระยะเวลาเริ่มทำงานและเวลาปิด เพื่อที่จะลดการแทรกซึมของ อากาศชื้นด้านนอก สำหรับการลดลงของการใช้พลังงานจากระบบเพดานทำความเย็นร่วมกับระบบ ระบายอากาศแบบแทนที่จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของอากาศที่ป้อนเข้า อัตราการไหลของอากาศ และ ภาระทางความเย็น

Hao, Zhang et al. (2007) ศึกษาประสิทธิภาพของเพดานทำความเย็น ระบบปรับอากาศแบบ แทนที่และระบบกำจัดความชื้นในสภาพภูมิอากาศเขตร้อนชื้น โดยเปรียบเทียบคุณภาพอากาศ ความ สบายเชิงความร้อนและการใช้พลังงานกับระบบปรับอากาศโดยทั่วไป โดยใช้แบบจำลองทาง คณิตศาสตร์จำลองอาคารสำนักงานในเมืองปักกิ่งของประเทศจีน ซึ่งจากการศึกษาพบว่าระบบผสม สามารถประหยัดพลังงานมากกว่าระบบปรับอากาศทั่วไปประมาณ 8.2 % รวมถึงยังมีค่าคุณภาพ อากาศภายในห้องและความสบายเชิงความร้อนที่สูงกว่า

Causone, Baldin et al. (2010) ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาความเป็นไปได้และข้อจำกัด ของพื้นที่ทำความร้อนและพื้นที่ทำความเย็นซึ่งทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยจะหาค่า ของรูปร่างของกราฟอุณหภูมิของอากาศ รูปร่างของกราฟความเร็วของอากาศ อุณหภูมิพื้นผิวและค่า ประสิทธิภาพของการระบายอากาศ ภายใต้เงื่อนไขสิ่งแวดล้อมที่ต่างกัน จากผลการศึกษาพบว่า พื้นที่ ทำ ความร้อนสามารถใช้ร่วมกับระบบปรับอากาศแบบแทนที่ได้ซึ่งได้ค่าประสิทธิภาพของการระบายอากาศ ที่มีค่าสูง ขณะที่พื้นที่ทำความเย็นที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบแทนที่จะมีข้อจำกัดคือค่าความ แดดต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งมีค่าเพิ่มมากขึ้น

Chakroun, Ghali et al. (2011A) ศึกษาคุณภาพของอากาศภายในห้องปรับอากาศที่ใช้ เพดานทำความเย็นร่วมกับระบบปรับอากาศแบบแทนที่ด้วยวิธีทดลองร่วมกับการคำนวณเชิงตัวเลข

สำหรับการทดลองจะวัดระดับความเข้มข้นของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์และอุณหภูมิของอากาศภายในห้องทดสอบที่อยู่ในสภาพอากาศของประเทศคูเวต และจะใช้เปรียบเทียบความถูกต้องกับแบบจำลองของวิธีเชิงตัวเลข สำหรับแบบจำลองที่สร้างขึ้นเพื่อศึกษาการประหยัดพลังงานของห้องประเภทสำนักงานที่ใช้ระบบเพดานทำความเย็นร่วมกับระบบปรับอากาศแบบแทนที่ พบว่ามีการประหยัดพลังงานถึง 20.6% ขณะที่คุณภาพของอากาศภายในยังเพิ่มมากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่ใช้อากาศบริสุทธิ์ 100%

Chakroun, Ghaddar et al. (2011B) ศึกษาการใช้พลังงานระหว่างระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับเพดานทำความเย็นโดยนำระบบทำความเย็นแบบระเหยส่วนบุคคลเพิ่มเข้ามา (personalized evaporative cooler, PEC) เปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับเพดานทำความเย็น โดยจะทำการทดลองร่วมกับการคำนวณเชิงตัวเลข ซึ่งจากการศึกษาพบว่าเมื่อใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับเพดานทำความเย็นและระบบ PEC จะทำให้สามารถเพิ่มการใช้อุณหภูมิของระบบปรับอากาศแบบแทนที่ได้ถึง 24 °C โดยอัตราการไหลของ PEC เท่ากับ 3-10 l/s ซึ่งจะทำให้ได้ความสบายเชิงความร้อนในระดับเดียวกับกรณีที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับเพดานทำความเย็นเพียงอย่างเดียว ซึ่งกรณีนี้จะต้องใช้อุณหภูมิของระบบปรับอากาศแบบแทนที่เท่ากับ 21 °C สำหรับการเปรียบเทียบการใช้พลังงานจะพบว่าระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับเพดานทำความเย็นและระบบ PEC จะสามารถประหยัดพลังงานได้ถึง 17.5% เมื่อเปรียบเทียบกับระบบที่ไม่ใช้ PEC

Rees and Haves (2013) ศึกษาโดยการวัดค่าอุณหภูมิและการไหลของอากาศภายในห้องทดสอบที่มีลักษณะใกล้เคียงกับห้องทำงาน จากการศึกษาของระบบปรับอากาศแบบแทนที่พบว่าลักษณะของกราฟอุณหภูมิจะเป็นอิสระต่อการเปลี่ยนแปลงของความร้อนภายในของห้อง การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในลักษณะเชิงเส้นที่บริเวณด้านล่างของห้องจะพบทุกกรณี ซึ่งเกิดจากการพาความร้อนของผนังที่ติดกัน การผสมกันของอากาศมีส่วนสำคัญอย่างมากในการลดการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในแนวตั้งซึ่งจะเห็นได้ชัดที่บริเวณส่วนด้านบนของห้องที่ใช้เพดานทำความเย็นซึ่งได้รับความร้อนในกรณีที่ได้รับความร้อนสูง นอกจากนี้ ในกรณีที่มีความร้อนภายในห้องปานกลางจะพบว่า เมื่อเปรียบเทียบเกรเดียนต์ของอุณหภูมิจะพบว่า อุณหภูมิที่เพดานทำความเย็นจะมีผลต่อระดับในการผสมกันของอากาศและขนาดของความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้ง

จากการศึกษาบทความที่เกี่ยวข้องของระบบปรับอากาศแบบผสมระหว่างระบบปรับอากาศแบบแทนที่และระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสี พบว่าระบบประเภทนี้หากมีการออกแบบอย่างเหมาะสม จะทำให้ได้ความสบายเชิงความร้อน คุณภาพอากาศภายใน ที่ดีกว่าระบบปรับอากาศทั่วไป รวมถึงจะประหยัดพลังงานได้มากกว่า

บทที่ 3

สมการพื้นฐาน แบบจำลอง และระเบียบวิธีเชิงตัวเลข

บทนี้จะกล่าวถึงสมการพื้นฐาน แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนรวมถึงแบบจำลองการแผ่รังสีซึ่งถูกใช้ในการคำนวณการถ่ายเทความร้อนและการไหลของปัญหา

สำหรับสมมติฐานของงานวิจัยนี้ พิจารณาการไหลเป็นแบบปั่นป่วนและไม่อัดตัวภายใต้สภาวะคงตัวในสองมิติ รวมถึงคุณสมบัติต่าง ๆ ของของไหลเป็นค่าคงที่

3.1 สมการพื้นฐาน

สมการพื้นฐานที่ใช้อธิบายลักษณะการไหลของของไหลแบบนิวโตเนียน ประกอบด้วย สมการอนุรักษ์มวล สมการอนุรักษ์โมเมนตัมและสมการอนุรักษ์พลังงาน ซึ่งเขียนในพิกัดคาร์ทีเซียนได้ดังนี้

สมการอนุรักษ์มวล

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (3.1)$$

สมการอนุรักษ์โมเมนตัม

พิกัดแกน y จะเป็นทิศตั้งฉากจากพื้นและมีทิศตรงข้ามกับแรงโน้มถ่วง รวมถึงมีแรงลอยตัวกระทำในทิศของแกน y สมการอนุรักษ์โมเมนตัมในพิกัดคาร์ทีเซียนเขียนได้ดังนี้

สมการอนุรักษ์โมเมนตัมแกน x

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vu) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \quad (3.2)$$

สมการอนุรักษ์โมเมนตัมแกน y

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vv) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) - \rho g \beta(T_\infty - T) \quad (3.3)$$

สมการอนุรักษ์พลังงาน

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u c_p T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v c_p T) = k\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) + q \quad (3.4)$$

3.2 แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน

3.2.1 สมการ Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS)

การไหลแบบปั่นป่วนส่วนมากจะถูกคำนวณด้วยวิธีเวลา-เฉลี่ยจากสมการในหัวข้อ 3.1 ซึ่งจะแทนปริมาณชั่วขณะลงในสมการ (3.1) - (3.4) ในรูปแบบของผลรวมของค่าเฉลี่ยกับส่วนที่มีการเปลี่ยนแปลง ตัวอย่างเช่น $u = \bar{u} + u'$ โดยที่ \bar{u} คือ ปริมาณเฉลี่ยต่อเวลา และ u' คือปริมาณที่เปลี่ยนแปลงทันทีทันใด ซึ่งเมื่อ u' เท่ากับ 0 ก่อให้เกิดสมการ Reynolds Averaged Navier-Stokes ดังต่อไปนี้

สมการอนุรักษ์มวล

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \bar{u}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \bar{v}) = 0 \quad (3.5)$$

สมการอนุรักษ์โมเมนตัม

สมการอนุรักษ์โมเมนตัมแกน x

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \bar{u} \bar{u}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \bar{v} \bar{u}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + (\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} \right) \quad (3.6)$$

สมการอนุรักษ์โมเมนตัมแกน y

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{v}) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \bar{u} \bar{v}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \bar{v} \bar{v}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + (\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} \right) - \rho g \beta (T_\infty - T) \quad (3.7)$$

สมการอนุรักษ์พลังงาน

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p \bar{T}) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \bar{u} c_p \bar{T}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \bar{v} c_p \bar{T}) = k \left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \frac{c_p \mu_t}{\sigma_t} \right) + q \quad (3.8)$$

3.2.2 แบบจำลอง RNG k-ε

แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน RNG k-ε (Yakhot, Orszag et al. 1992) พัฒนามาจากสมการ Navier-Stokes โดยใช้วิธีทางคณิตศาสตร์ที่เรียกว่า Renormalization group หรือวิธี RNG method ซึ่งแบบจำลองนี้จะมีคล้ายกับแบบจำลอง Standard k-ε (Launder and Spalding 1974) แต่จะแตกต่างกันที่มีเทอมและฟังก์ชันเพิ่มเข้ามาที่สมการการถ่ายเท k และ ε

สมการการการถ่ายเทของแบบจำลอง RNG k-ε

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (3.10)$$

โดยที่ G_k คือ การเกิดขึ้นของพลังงานของพลังงานจลน์แบบปั่นป่วนเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงความเร็วเฉลี่ย G_b คือ การเกิดขึ้นของพลังงานจลน์แบบปั่นป่วนเนื่องจากแรงลอยตัว Y_M คือ การรวมกันของการขยายตัวที่มีการเปลี่ยนแปลงในการไหลแบบปั่นป่วนที่อัดตัวได้กับอัตรา การสลายตัวทั้งหมด ปริมาณ α_k และ α_ε ส่วนกลับของเลข Prandtl ของ k และ ε ตามลำดับ S_k และ S_ε คือเทอมแหล่งกำเนิดที่ผู้ใช้กำหนด

ความหนืดแบบ Eddy สามารถหาจากสมการ

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.11)$$

โดยที่ C_μ เท่ากับ 0.0845

สำหรับเทอม R_ε ในสมการ (3.10) สามารถหาได้จาก

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \quad (3.12)$$

โดยที่ $\eta \equiv sk/\varepsilon$ η_0 เท่ากับ 4.38 และ β เท่ากับ 0.012

สำหรับค่าคงที่ของแบบจำลอง RNG ในสมการ (3.10) คือ $C_{1\varepsilon}$ เท่ากับ 1.42 และ $C_{2\varepsilon}$ เท่ากับ 1.68

สำหรับค่า G_b ในสมการ (3.9) และ (3.10) สามารถหาได้จาก

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.13)$$

โดยที่ Pr_t คือ เลข Prandtl แบบปั่นป่วนสำหรับพลังงานและ g_i คือ องค์ประกอบของเวกเตอร์แรงโน้มถ่วงในทิศทาง i สำหรับแบบจำลอง RNG k - ε ค่า Pr_t เท่ากับ $1/\alpha$

ค่าสัมประสิทธิ์การขยายตัวของความร้อนมีนิยามคือ

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (3.14)$$

สำหรับค่า $C_{3\varepsilon}$ สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$C_{3\varepsilon} = \tanh \left(\frac{v}{u} \right) \quad (3.15)$$

โดยที่ v คือ องค์ประกอบของความเร็วของการไหลที่ขนานกับเวกเตอร์แรงโน้มถ่วงของโลก

u คือ องค์ประกอบของความเร็วของการไหลที่ตั้งฉากกับเวกเตอร์แรงโน้มถ่วงของโลก

3.3 แบบจำลองการแผ่รังสี

สมการการถ่ายเทความร้อนแบบแผ่รังสี (Radiative transfer equation, RTE) สำหรับการดูดซับ การปล่อยออกมา และการกระจายของตัวกลางที่ตำแหน่ง \vec{r} และทิศทาง \vec{s} มีสมการคือ

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}')\Phi(\vec{s}, \vec{s}')d\Omega' \quad (3.16)$$

โดยที่

\vec{r} คือ เวกเตอร์ของตำแหน่ง

\vec{s} คือ เวกเตอร์ของทิศทาง

\vec{s}' คือ เวกเตอร์ของทิศทางการกระจาย

s คือ ความยาวของเส้นทาง

a คือ สัมประสิทธิ์ของการดูดซับ

n คือ ดรรชนีของการสะท้อน

σ_s คือ สัมประสิทธิ์ของการกระจายของรังสี

σ คือ ค่าคงที่ของ Stefan-Boltzmann เท่ากับ $5.673 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

I คือ ความเข้มของการแผ่รังสี ขึ้นอยู่กับตำแหน่ง \vec{r} และทิศทาง \vec{s}

T คือ อุณหภูมิ

Φ คือ เฟสฟังก์ชัน

Ω' คือ มุมทั้งหมด

ในงานวิจัยนี้จะเลือกแบบจำลองของการแผ่รังสีด้วยวิธี Discrete ordinates (DO) (Raithby and Chui 1990) ในการแก้สมการ RTE ซึ่งวิธี Discrete ordinates จะเปลี่ยนสมการ (3.16) ไปเป็นสมการดังต่อไปนี้

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}')\Phi(\vec{s}, \vec{s}')d\Omega' \quad (3.17)$$

สำหรับเงื่อนไขขอบเขตของวัตถุเทาของความเข้มการถ่ายเทความร้อนแบบแผ่รังสี q_{in} คือ

$$q_{in} = \int_{\vec{s} \cdot \vec{n} > 0} I_{in} \vec{s} \cdot \vec{n} d\Omega \quad (3.18)$$

สำหรับเงื่อนไขขอบเขตของวัตถุเทาของการถ่ายเทความร้อนจากการแผ่รังสีทั้งหมดออกจากพื้นผิวคือ

$$q_{out} = (1 - \varepsilon_w)q_{in} + n^2 \varepsilon_w \sigma T_w^4 \quad (3.19)$$

โดยที่ n คือ ดรรชนีการสะท้อนที่ตัวกลางของผนัง ε_w และ T_w คือการค่าการแผ่รังสีและอุณหภูมิของผนังตามลำดับ ความเข้มของขอบเขตที่มีทิศพุ่งออกทั้งหมด \vec{s} ที่ผนังคือ

$$I_0 = \frac{q_{\text{out}}}{\pi} \quad (3.20)$$

3.4 ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข

ในการศึกษานี้จะใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขมาคำนวณลักษณะการไหลของของอากาศ การกระจายตัวของอุณหภูมิและความเร็วของอากาศภายในห้องปรับอากาศที่พิจารณา สำหรับขั้นตอนในการวิเคราะห์ด้วยวิธีเชิงตัวเลขมีดังต่อไปนี้

ขั้นแรกเป็นการสร้างแบบจำลองของปัญหาและแบ่งกริดด้วยโปรแกรม ANSYS GAMBIT โดยจะกำหนดขนาดของห้องปรับอากาศ กำหนดตำแหน่งรวมถึงขนาดของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นและขนาดของช่องระบายลมกลับ เป็นต้น หลังจากนั้นจะทำการแบ่งกริดของปัญหา

ขั้นต่อมาเป็นการใช้โปรแกรม ANSYS FLUENT (ANSYS FLUENT 12.0 2009) ในการกำหนดค่าของเงื่อนไขขอบแล้วคำนวณปัญหาด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขสำหรับขั้นตอนต่าง ๆ มีดังต่อไปนี้

- นำข้อมูลจากการสร้างแบบจำลองและการแบ่งกริดด้วยโปรแกรม ANSYS GAMBIT เข้าสู่โปรแกรม ANSYS FLUENT
- กำหนดคุณสมบัติต่างๆ ของอากาศภายในห้องปรับอากาศ เช่น ความหนาแน่น, ความจุความร้อน, ความหนืด, การนำความร้อน เป็นต้น
- กำหนดรายละเอียดของเงื่อนไขขอบ เช่น อุณหภูมิของพื้นผิว พลักซ์ความร้อนที่ไหลผ่านพื้นผิว หรือความร้อนที่ผลิตจากผู้อาศัยภายในห้อง เป็นต้น
- เลือกรูปแบบของตัวแก้ปัญหาและสมการที่ใช้แปลงสมการอนุพันธ์ของความดัน โมเมนตัม และพลังงาน มาเป็นสมการพีชคณิต เป็นต้น
- กำหนดเงื่อนไขเริ่มต้น และทำการคำนวณปัญหาจนเกิดการลู่เข้าของคำตอบ

ขั้นตอนสุดท้ายเป็นการนำผลที่ได้จากการคำนวณด้วยโปรแกรม ANSYS FLUENT มาแสดงผลด้วยโปรแกรม TECPLOT เช่น ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิ ลักษณะการกระจายความเร็วและลักษณะการไหลของอากาศ เป็นต้น

สำหรับการคำนวณเชิงตัวเลขของการศึกษานี้จะใช้แบบจำลอง RNG $k-\epsilon$ (Yakhot, Orszag et al. 1992) ในการคำนวณปัญหาการพาความร้อนแบบผสมที่มีการไหลแบบปั่นป่วนและแบบจำลอง DO (Raithby and Chui 1990) สำหรับการคำนวณปัญหาการแผ่รังสีความร้อนจากพื้นผิว สำหรับการคำนวณในบริเวณใกล้กับผนังของห้อง เนื่องจากบริเวณนี้มีเลขเรย์โนลด์ที่ต่ำ จึงใช้ Nonequilibrium wall functions เข้ามาช่วยในการคำนวณ เพราะแบบจำลอง RNG $k-\epsilon$ นั้นจะเหมาะกับกรณีที่มีเลขเรย์โนลด์ที่สูงเท่านั้น ในการคำนวณเพื่อแก้ปัญหาทั้งกรณีห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่และห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมจะพิจารณาให้เป็นการไหลแบบคงตัว สำหรับอิทธิพลจากแรงลอยตัวของปัญหานี้จะใช้ Boussinesq approximation ในการพิจารณา และใช้ Second-order upwind scheme ในการดิสครีไทส์ สมการโมเมนตัม สมการการถ่ายเท และ

สมการพลังงาน รวมถึงใช้ SIMPLE algorithm (Patankar 1980) ในการจับคู่กันระหว่างความเร็วกับความดัน สำหรับเกณฑ์ที่ใช้พิจารณาการลู่เข้าของปัญหาจะต้องมีค่าน้อยกว่า 0.0001 สำหรับสมการอนุรักษ์มวล สมการอนุรักษ์โมเมนตัม และสมการการถ่ายเท ขณะที่สมการพลังงานนั้นเกณฑ์ของการลู่เข้าจะต้องมีค่าน้อยกว่า 0.0000001



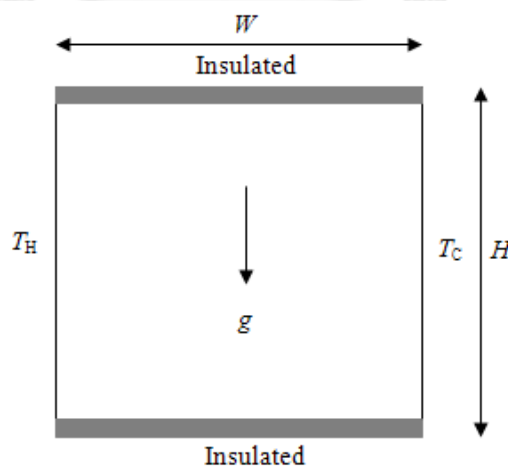
บทที่ 4

การตรวจสอบความถูกต้องของการใช้โปรแกรม

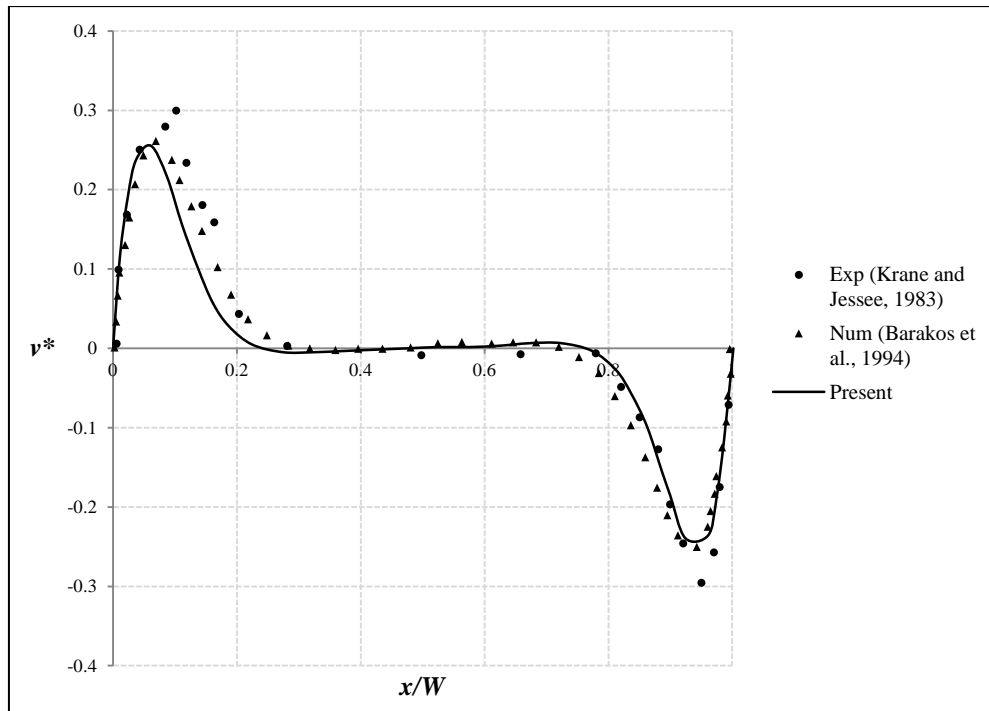
บทนี้เป็นการตรวจสอบความถูกต้องของการใช้โปรแกรมในการคำนวณ โดยจะเปรียบเทียบกับผลการทดลองและการคำนวณเชิงตัวเลขกับงานในอดีต สำหรับกรณีที่ใช้เปรียบเทียบมีทั้งหมด 6 กรณีซึ่งประกอบด้วย 1. กรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบ 2. กรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วน 3. กรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบและมีการแผ่รังสี 4. กรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วนและมีการแผ่รังสี 5. กรณีการพาความร้อนแบบผสมที่มีการไหลแบบปั่นป่วนและ 6. กรณีการพาความร้อนแบบผสมที่มีแหล่งกำเนิดความร้อนภายในห้อง

4.1 กรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบ

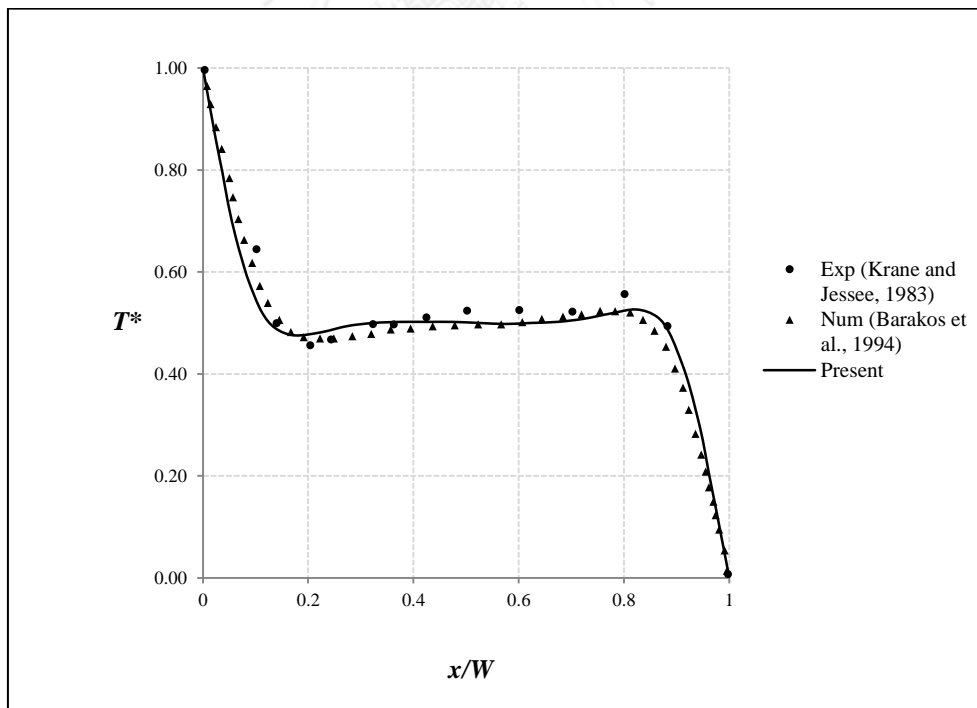
สำหรับแบบจำลองของปัญหานี้คือ ห้องปิด 2 มิติ ที่มีผลต่างอุณหภูมิของผนังด้านซ้ายและด้านขวาเท่ากับ 20 K โดยมีผนังด้านบนและด้านล่างของห้องเป็นฉนวน เลขเรย์เลย์ (Ra) เท่ากับ 1.89×10^5 ซึ่งจะเปรียบเทียบความถูกต้องกับผลการทดลองของ Krane and Jessee (1983) และผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ Barakos, Mitsoulis et al. (1994) ดังแสดงในรูปที่ 4.2 ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบความเร็วไร้มิติในแนวตั้งที่ระยะกึ่งกลางความสูงของห้องและรูปที่ 4.3 เป็นการเปรียบเทียบอุณหภูมิไร้มิติที่ระยะกึ่งกลางความสูงของห้อง ตามลำดับ สำหรับลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิและลักษณะการไหลของอากาศของปัญหานี้จะแสดงในรูปที่ 4.4 และ 4.5 ซึ่งจะพบว่าการกระจายของอุณหภูมิจะมีลักษณะที่สม่ำเสมอโดยอุณหภูมิของอากาศที่สูงจะอยู่ที่ผนังด้านขวาและจะลอยตัวขึ้นไปที่ผนังด้านบนของห้องขณะที่อากาศที่เย็นจะอยู่ที่ผนังฝั่งซ้ายและส่วนล่างของห้อง สำหรับลักษณะการไหลของอากาศภายในห้องจะมีลักษณะการไหลที่ไหลตามเข็มนาฬิกา



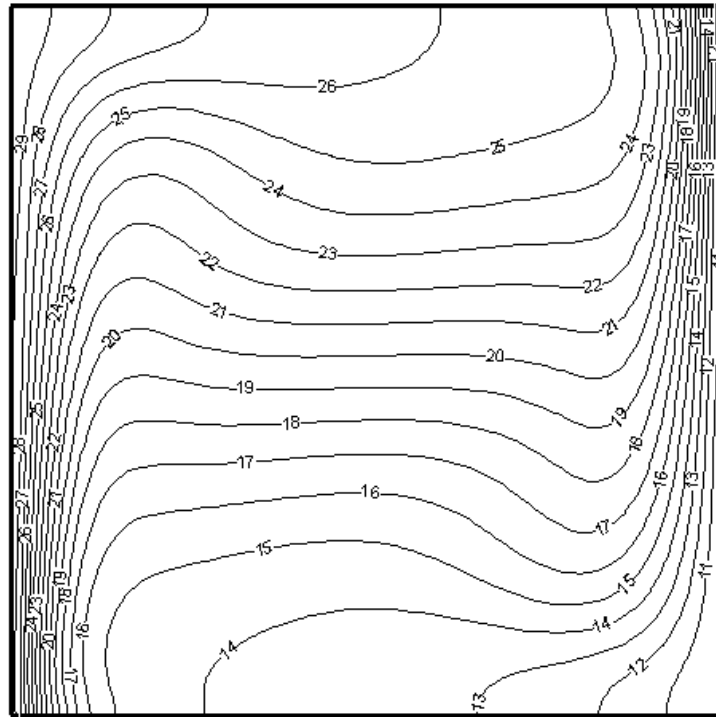
รูปที่ 4. 1 แบบจำลองและเงื่อนไขขอบของกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบ



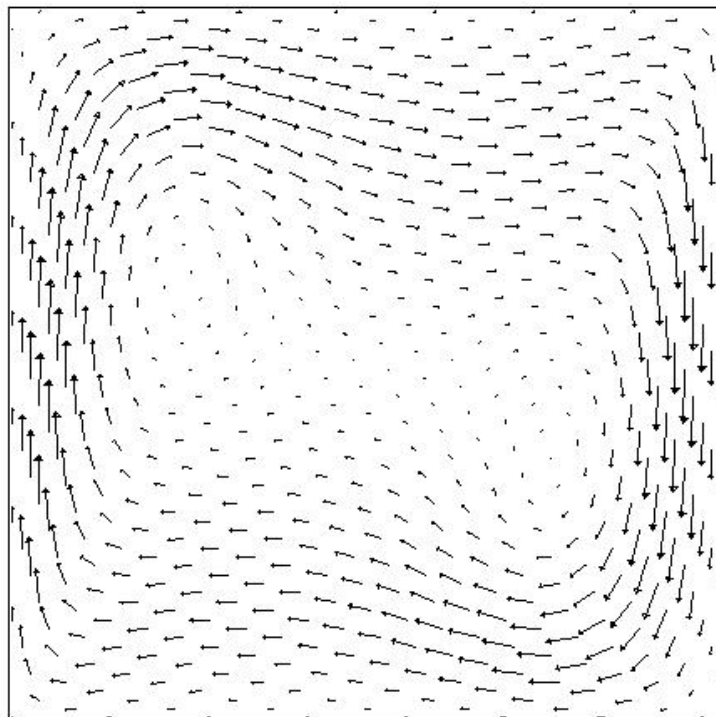
รูปที่ 4. 2 การเปรียบเทียบความเร็วไร้มิติในแนวดิ่งที่ระยะกึ่งกลางความสูงของห้องกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบ



รูปที่ 4. 3 การเปรียบเทียบอุณหภูมิไร้มิติที่ระยะกึ่งกลางความสูงของห้องกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบ



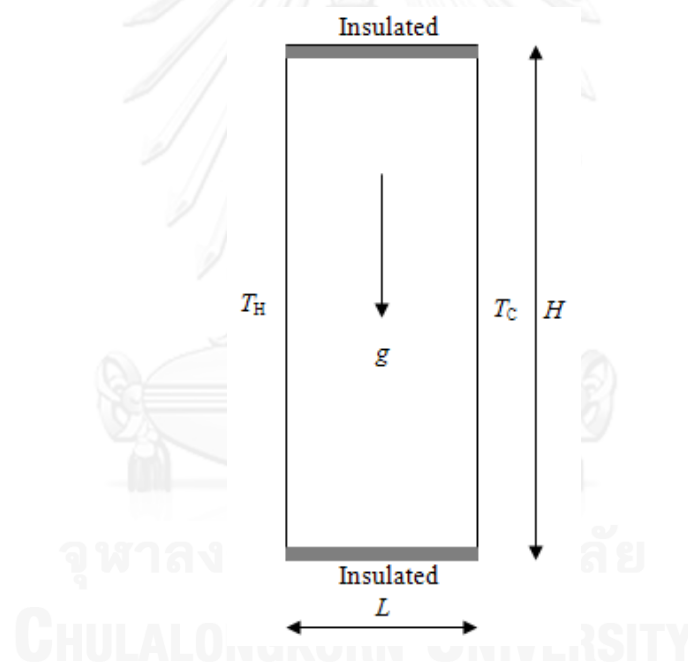
รูปที่ 4. 4 ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบ



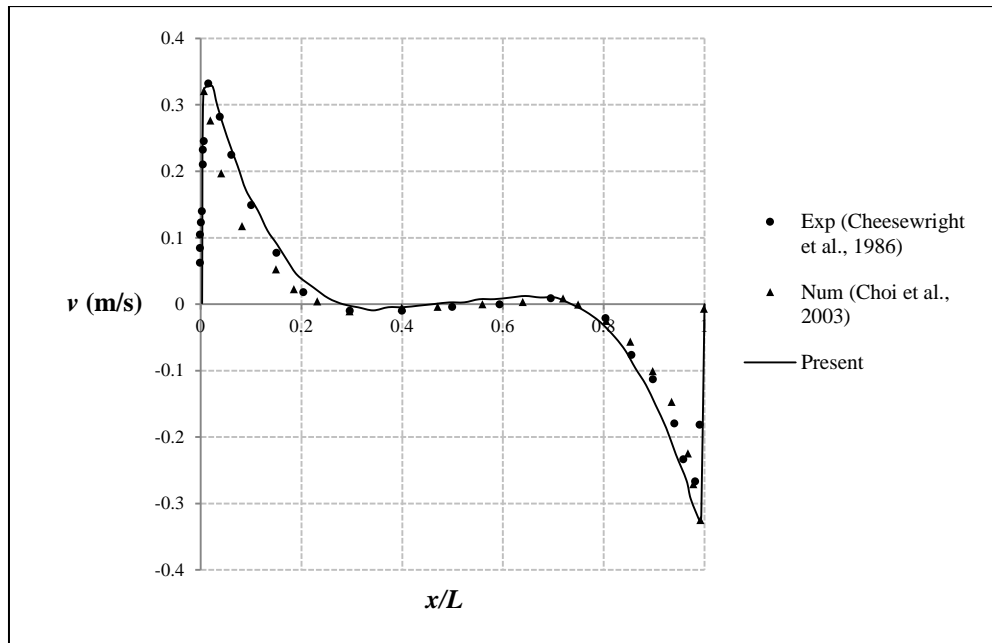
รูปที่ 4. 5 ลักษณะการไหลของอากาศกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบ

4.2 กรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วน

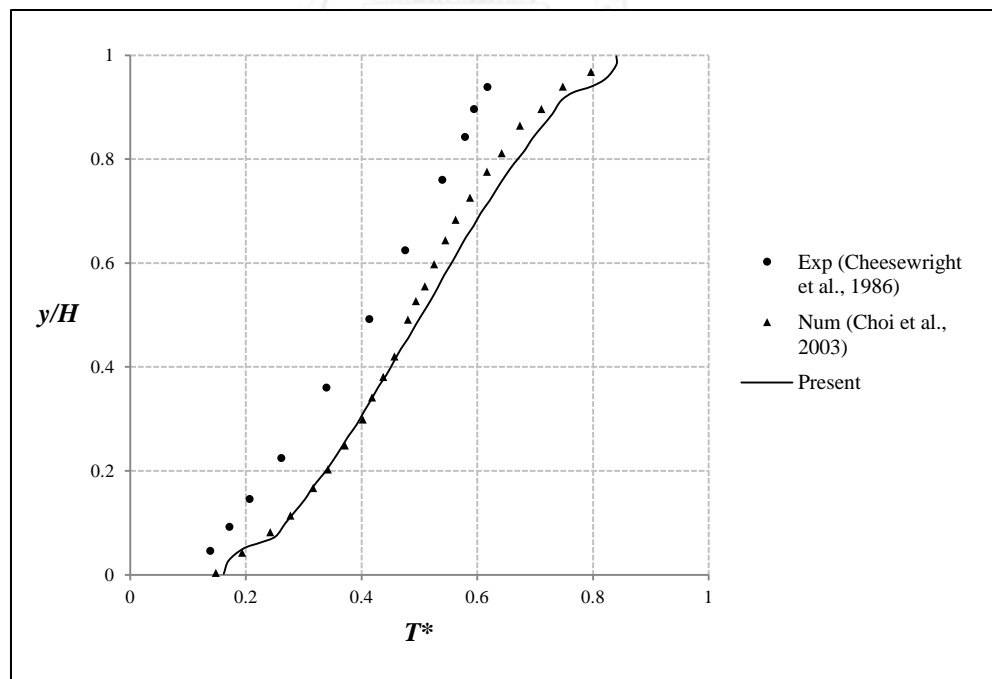
แบบจำลองของกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วนมีลักษณะเป็นห้องปิด 2 มิติที่มีความกว้างเท่ากับ 0.5 m และสูง 2.5 m ผลต่างของอุณหภูมิระหว่างผนังด้านซ้ายกับด้านขวามีค่าเท่ากับ 45.8 K โดยมีผนังด้านบนและด้านล่างของห้องเป็นฉนวน เลขเรย์เลย์เท่ากับ 4.5×10^{10} ซึ่งผลการคำนวณจะถูกนำไปเปรียบเทียบกับความถูกต้องกับผลการทดลองของ Cheesewright, King et al. (1986) และผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ Choi, Kim et al. (2003) ดังแสดงในรูปที่ 4.7 ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบความเร็วในแนวตั้งที่ระยะกึ่งกลางความสูงของห้องและรูปที่ 4.8 เป็นการเปรียบเทียบอุณหภูมิไว้มิติที่ระยะกึ่งกลางความกว้างของห้อง ตามลำดับ สำหรับลักษณะการกระจายของอุณหภูมิและลักษณะการไหลของอากาศจะแสดงดังรูปที่ 4.9 ซึ่งจะพบว่าอากาศที่มีอุณหภูมิที่สูงจะลอยตัวขึ้นไปยังบริเวณส่วนบนของห้องส่วนอากาศที่มีอุณหภูมิต่ำจะอยู่ที่บริเวณด้านล่างของห้อง ขณะที่ลักษณะการไหลของอากาศภายในห้องจะพบว่าการไหลจะมีทิศตามเข็มนาฬิกาและความเร็วของอากาศที่บริเวณผนังด้านซ้ายและขวาของห้องจะมีความเร็วที่สูงกว่าบริเวณอื่นๆ



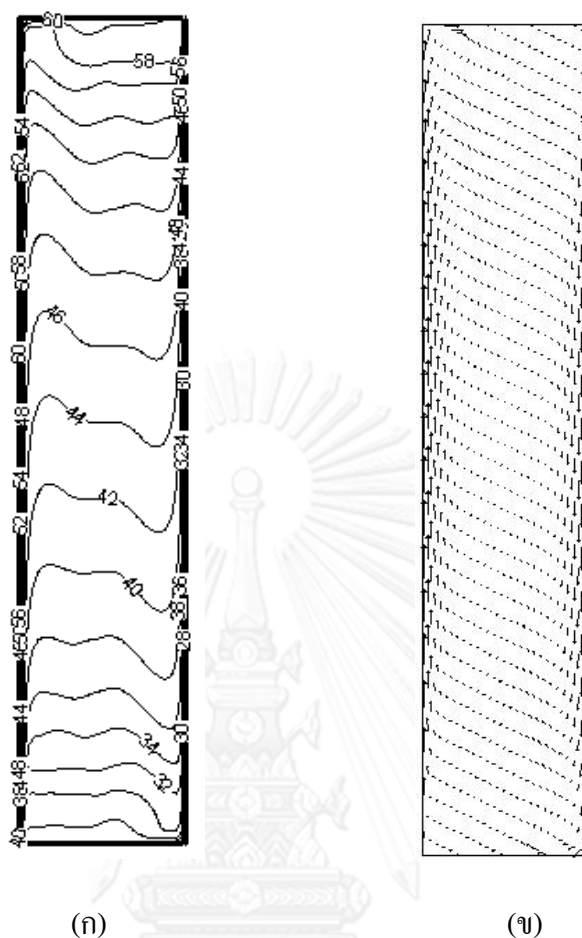
รูปที่ 4. 6 แบบจำลองและเงื่อนไขขอบของกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วน



รูปที่ 4. 7 การเปรียบเทียบความเร็วในแนวตั้งที่ระยะกึ่งกลางความสูงของห้องกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วน



รูปที่ 4. 8 การเปรียบเทียบอุณหภูมิไร้มิติที่ระยะกึ่งกลางความกว้างของห้องกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วน

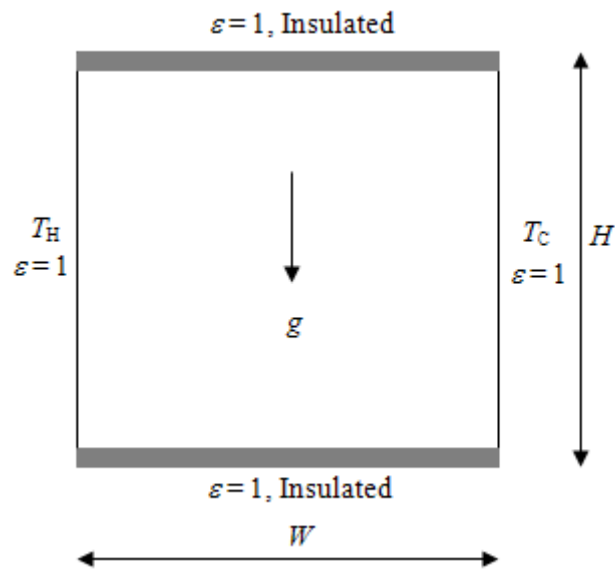


รูปที่ 4. 9 ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิม (ก) และลักษณะการไหลของอากาศ และ (ข) กรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วน

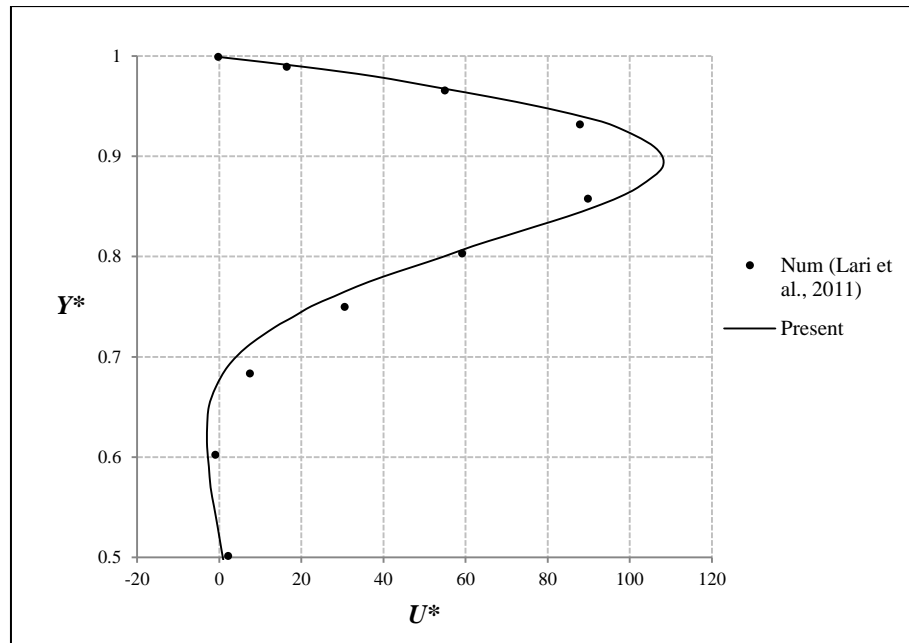
4.3 กรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบและมีการแผ่รังสี

สำหรับแบบจำลองของกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบและมีการแผ่รังสีจากพื้นผิวมีลักษณะเป็น ห้องปิด 2 มิติ ที่ผนังด้านซ้ายของห้องมีอุณหภูมิเท่ากับ 310 K ผนังด้านขวามีอุณหภูมิเท่ากับ 290 K ส่วนผนังด้านบนและด้านล่างเป็นฉนวน ที่พื้นผิวของผนังทั้งสองด้านมีค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสี (ϵ) เท่ากับ 1 และมีเลขเรย์เลย์ (Ra) เท่ากับ 10^6 โดยจะทำการเปรียบเทียบความถูกต้องกับผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ Lari, Baneshi et al. (2011) ดังแสดงในรูปที่ 4.11 เป็นการเปรียบเทียบความเร็วไร้มิติแนวระดับที่ระยะกึ่งกลางความกว้างของห้องและรูปที่ 4.12 เป็นการเปรียบเทียบความเร็วไร้มิติแนวตั้งที่ระยะกึ่งกลางความสูงของห้องตามลำดับ ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิมและลักษณะการไหลของอากาศภายในห้องปิดจะแสดงในรูปที่ 4.13 และ 4.14 ซึ่งจะพบว่าลักษณะของการกระจายของอุณหภูมิมจะมีความสม่ำเสมอและมีความสมมาตร อากาศที่มีอุณหภูมิมสูงจะอยู่ที่ผนังด้านซ้ายและบริเวณด้านบนของห้องขณะที่อากาศที่มีอุณหภูมิมต่ำจะอยู่ที่ผนัง

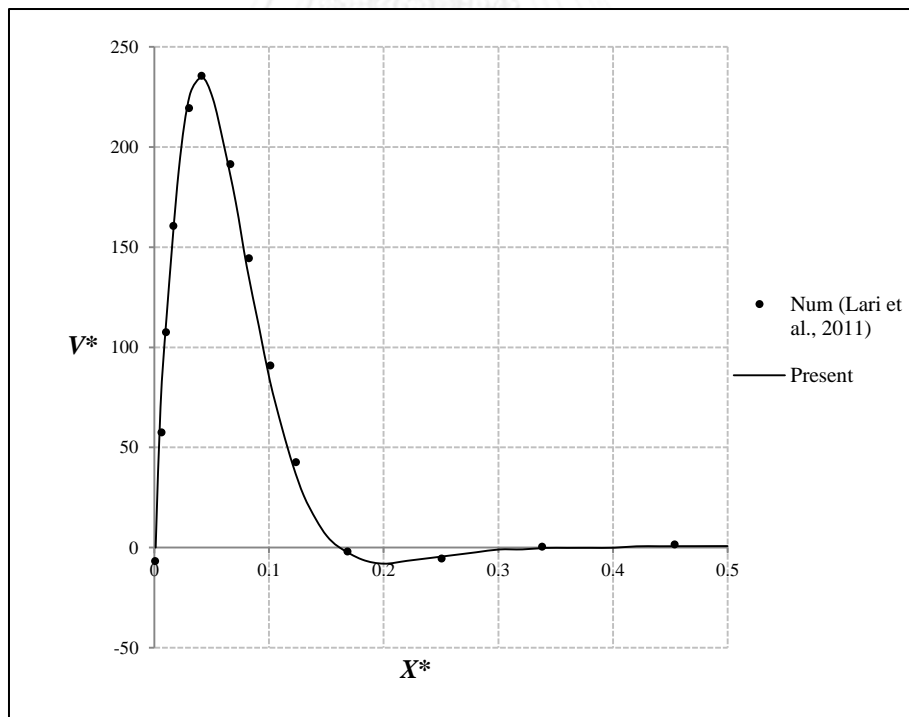
ด้านขวาและบริเวณด้านล่างของห้อง หากเปรียบเทียบลักษณะการกระจายอุณหภูมิกับรูปที่ 4.4 จะพบว่ามีค่าแตกต่างกันเนื่องจากอิทธิพลจากการแผ่รังสี สำหรับลักษณะการไหลของอากาศจะมีทิศการไหลที่ตามเข็มนาฬิกา รวมถึงความเร็วของอากาศที่บริเวณผนังด้านซ้ายและด้านขวาจะสูงกว่าความเร็วที่บริเวณส่วนอื่น



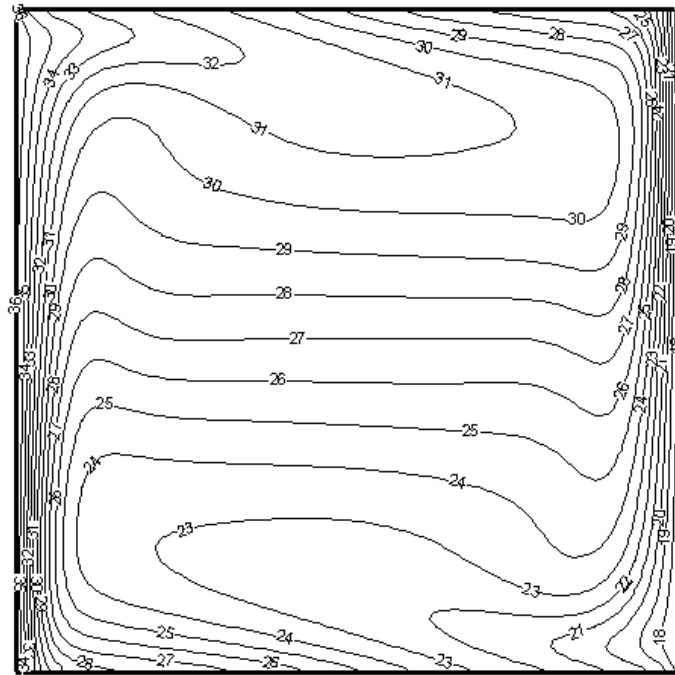
รูปที่ 4. 10 แบบจำลองและเงื่อนไขขอบกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบและมีการแผ่รังสี



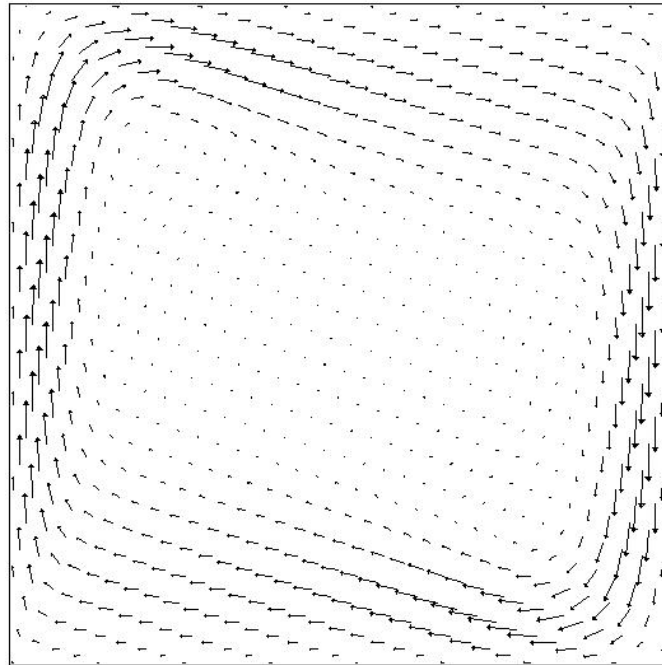
รูปที่ 4. 11 การเปรียบเทียบความเร็วไร้มิติแนวระดับที่ระยะกึ่งกลางความกว้างของห้องกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบและการแผ่รังสี



รูปที่ 4. 12 การเปรียบเทียบความเร็วไร้มิติแนวตั้งที่ระยะกึ่งกลางความสูงของห้องกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบและการแผ่รังสี



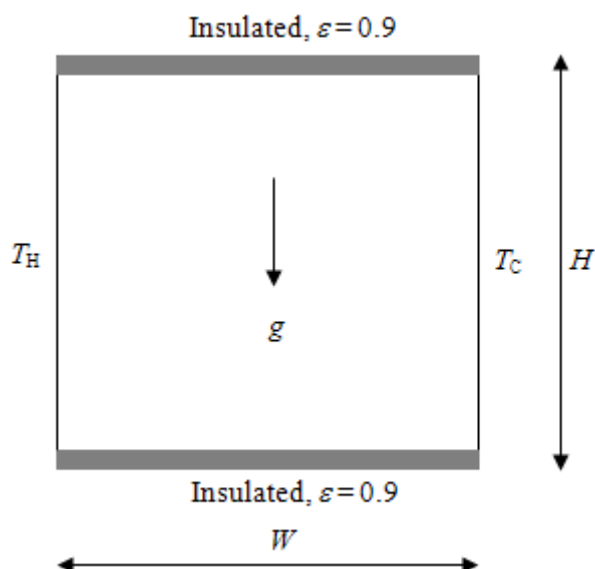
รูปที่ 4. 13 ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบ และมีการแผ่รังสี



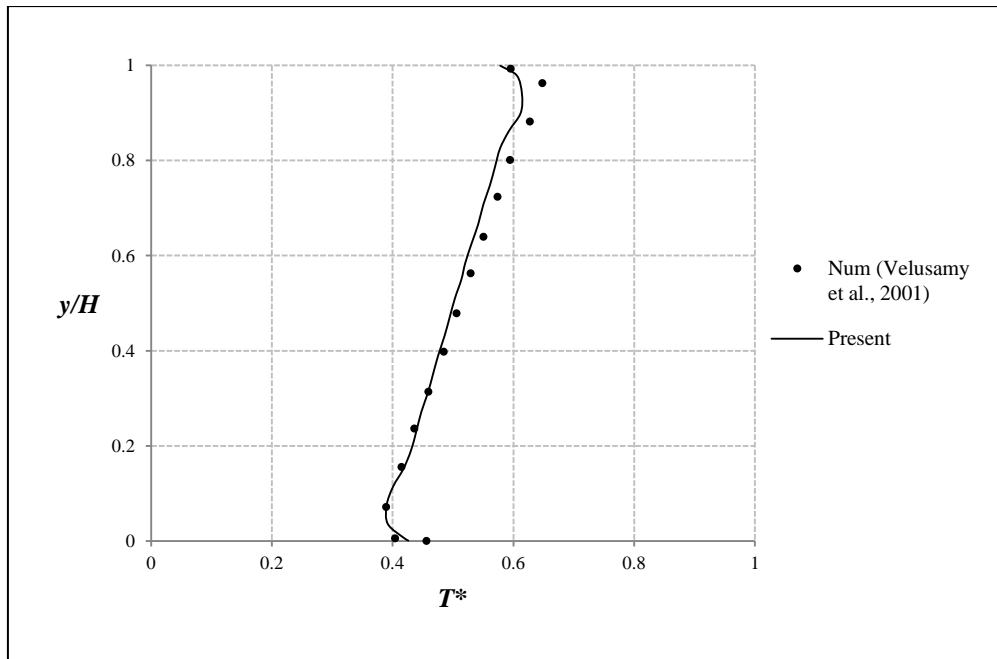
รูปที่ 4. 14 ลักษณะการไหลของอากาศกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบและพื้นผิวมีการแผ่รังสี

4.4 กรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วนและการแผ่รังสี

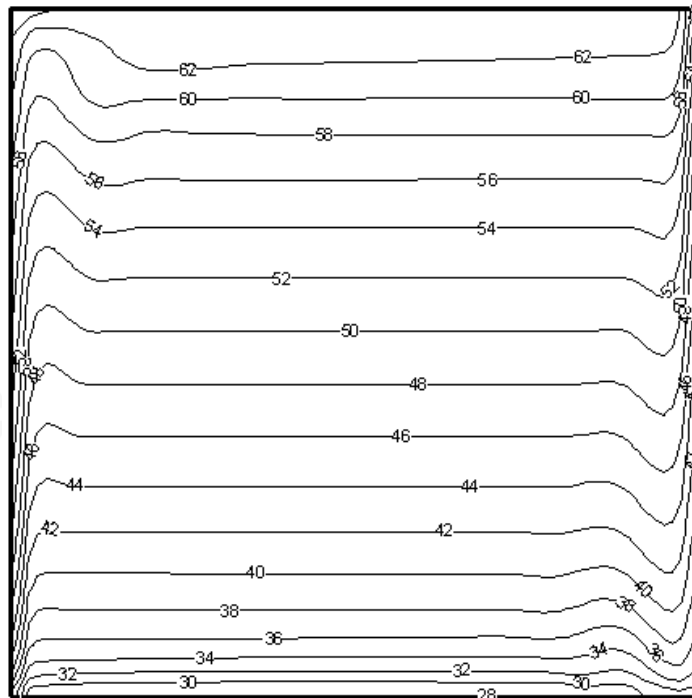
แบบจำลองของกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วนและการแผ่รังสีที่พื้นผิว มีลักษณะเป็นห้องปิดสี่เหลี่ยมจัตุรัสใน 2 มิติ ที่มีความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างผนังด้านซ้ายกับด้านขวาคือ 50 K ผนังด้านบนและด้านล่างเป็นฉนวนและมีค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีเท่ากับ $(\epsilon) 0.9$ เลขเรย์เลย์เท่ากับ 10^{11} โดยจะเปรียบเทียบความถูกต้องกับผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ Velusamy, Sundararajan et al. (2001) ดังแสดงในรูปที่ 4.16 เป็นการเปรียบเทียบอุณหภูมิไร้มิติที่ระยะกึ่งกลางความกว้างของห้อง สำหรับลักษณะการกระจายอุณหภูมิและลักษณะการไหลของอากาศของปัญหานี้จะแสดงในรูปที่ 4.17 จะพบว่าลักษณะการกระจายของอุณหภูมิจะสม่ำเสมอโดยอากาศที่มีอุณหภูมิสูงจะลอยตัวอยู่ที่บริเวณส่วนบนของห้องขณะที่อากาศที่มีอุณหภูมิต่ำจะอยู่ที่บริเวณด้านล่างของห้อง ส่วนลักษณะการไหลของอากาศภายในห้องปิดจะพบว่ามีกรไหลในทิศตามเข็มนาฬิกาและอากาศที่บริเวณผนังด้านซ้ายและขวาจะมีความเร็วมากกว่าที่บริเวณด้านอื่น ๆ ดังแสดงในรูปที่ 4.18



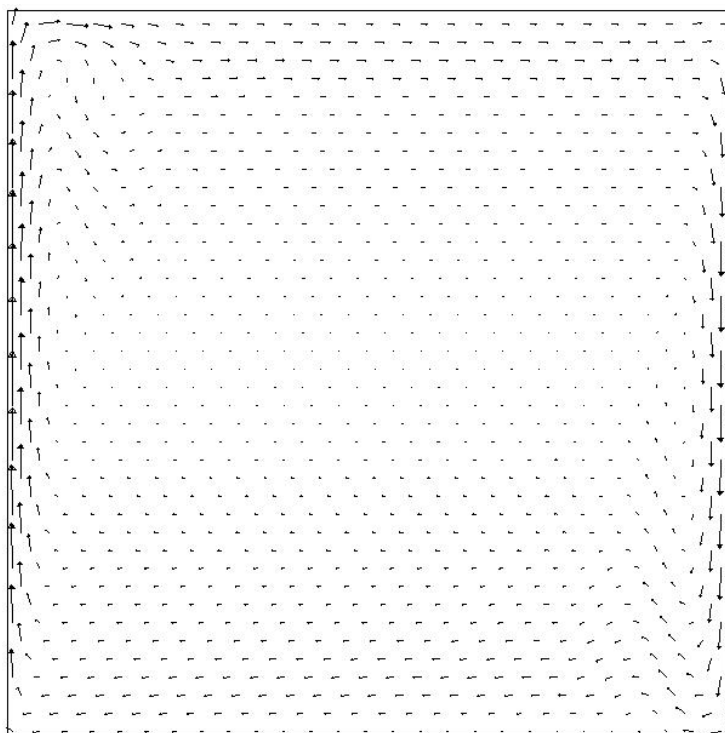
รูปที่ 4. 15 แบบจำลองและเงื่อนไขขอบของกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วนและการแผ่รังสีที่พื้นผิว



รูปที่ 4. 16 การเปรียบเทียบอุณหภูมิไร้มิติที่ระยะกึ่งกลางความกว้างของห้องกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วนและมีการแผ่รังสีที่พื้นผิว



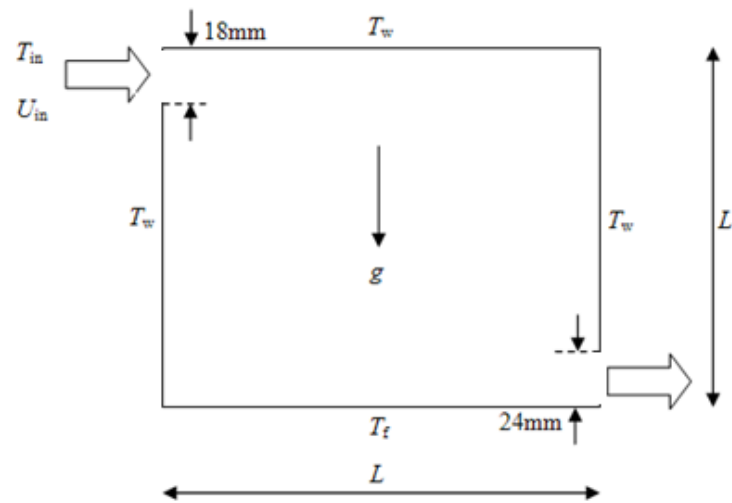
รูปที่ 4. 17 ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วนและพื้นผิวมีการแผ่รังสี



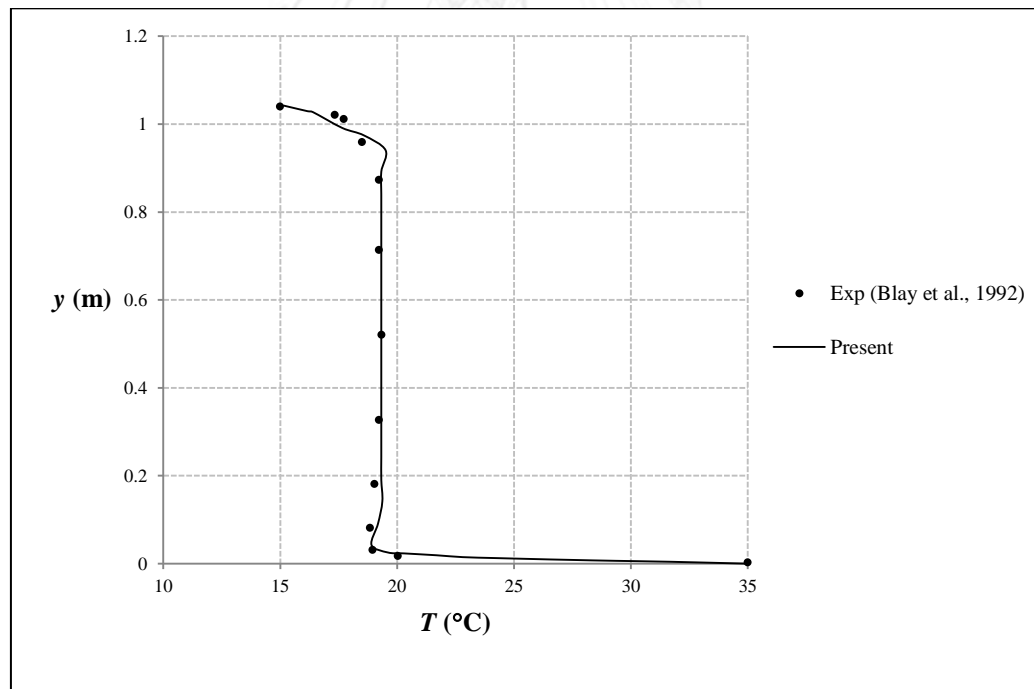
รูปที่ 4. 18 ลักษณะการไหลของอากาศกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วนและพื้นผิวมีการแผ่รังสี

4.5 กรณีการพาความร้อนผสมที่มีการไหลแบบปั่นป่วน

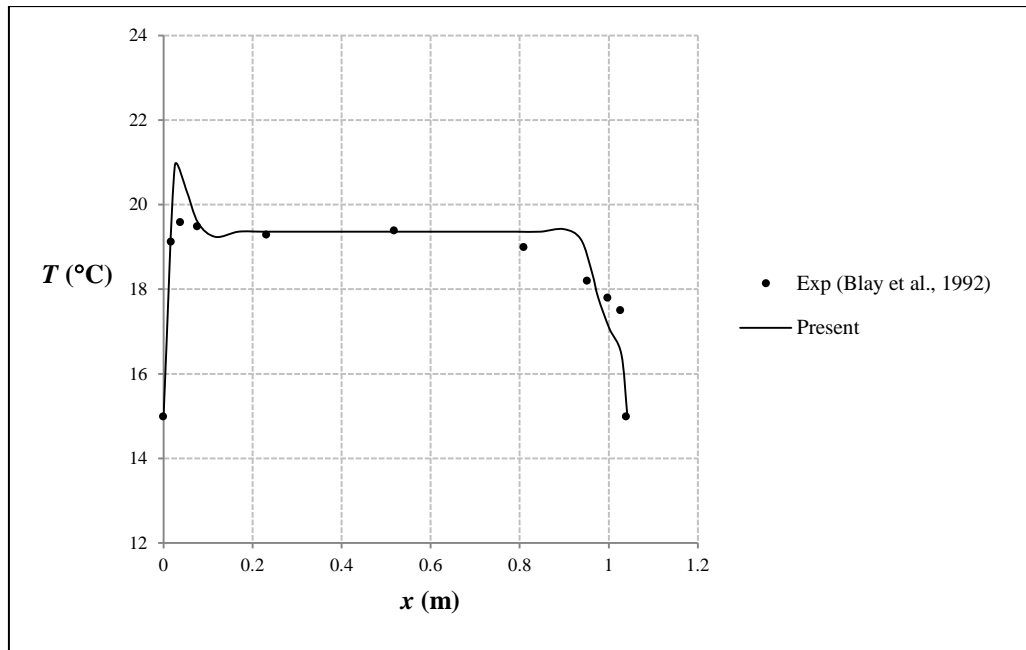
สำหรับกรณีการพาความร้อนแบบผสม เป็นการรวมกันระหว่างการพาความร้อนแบบบังคับ และการพาความร้อนแบบอิสระภายในห้องลักษณะสี่เหลี่ยม โดยที่ขนาดของช่องทางเข้าของอากาศคือ 18 mm ส่วนทางออกของอากาศมีขนาด 24 mm ห้องมีขนาดความกว้างและความสูง 1.04 m อุณหภูมิของผนังด้านล่างคือ 35.5 °C ขณะที่อุณหภูมิของผนังด้านบน ด้านซ้าย และด้านขวามีค่าเท่ากับ 15 °C โดยมีอากาศไหลเข้าที่ความเร็วเท่ากับ 0.57 m/s และมีอุณหภูมิเท่ากับ 15 °C ที่ทางออกกำหนดให้เกรเดียนต์ของความดันเท่ากับศูนย์ โดยจะเปรียบเทียบความถูกต้องกับผลการทดลองของ Blay, Mergui et al. (1992) ดังแสดงในรูปที่ 4.20 เป็นการเปรียบเทียบการกระจายอุณหภูมิที่ระยะกึ่งกลางความกว้างของห้องและรูปที่ 4.21 เป็นการเปรียบเทียบการกระจายอุณหภูมิที่ระยะกึ่งกลางความสูงของห้องตามลำดับ สำหรับลักษณะการกระจายอุณหภูมิและลักษณะการไหลของอากาศของปัญหาการพาความร้อนแบบผสมจะแสดงในรูปที่ 4.22 และ 4.23 ซึ่งพบว่าอากาศเย็นที่ไหลเข้าจากทางเข้าจะช่วยระบายความร้อนให้กับบริเวณพื้นด้านล่างที่มีอุณหภูมิสูงกว่าบริเวณอื่น ส่วนลักษณะการไหลของอากาศจะมีการไหลในทิศตามเข็มนาฬิกา โดยอากาศที่มีความเร็วที่สูงจะพบบริเวณช่องทางเข้า เมื่ออากาศไหลเข้ามาระบายความร้อนที่บริเวณพื้นแล้วก็จะไหลออกที่ช่องทางออกที่อยู่บริเวณมุมขวาล่างของแบบจำลอง



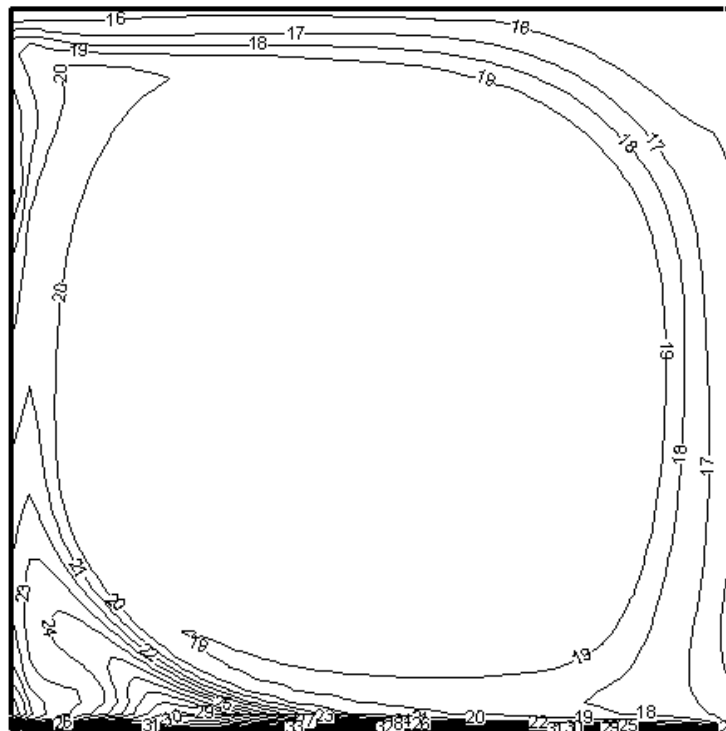
รูปที่ 4. 19 แบบจำลองละเอียดยกของกระบวนการพาความร้อนผสมที่มีการไหลแบบปั่นป่วน



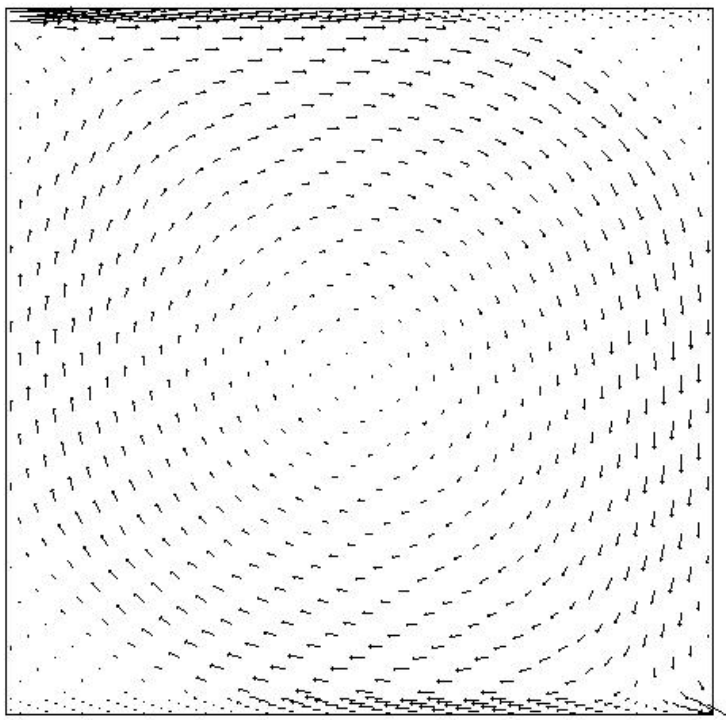
รูปที่ 4. 20 การเปรียบเทียบอุณหภูมิที่ระยะกึ่งกลางความกว้างของห้องกรณีการพาความร้อนผสมที่มีการไหลแบบปั่นป่วน



รูปที่ 4. 21 การเปรียบเทียบอุณหภูมิที่ระยะกึ่งกลางความสูงของห้องกรณีการพาความร้อนผสมที่มีการไหลแบบปั่นป่วน



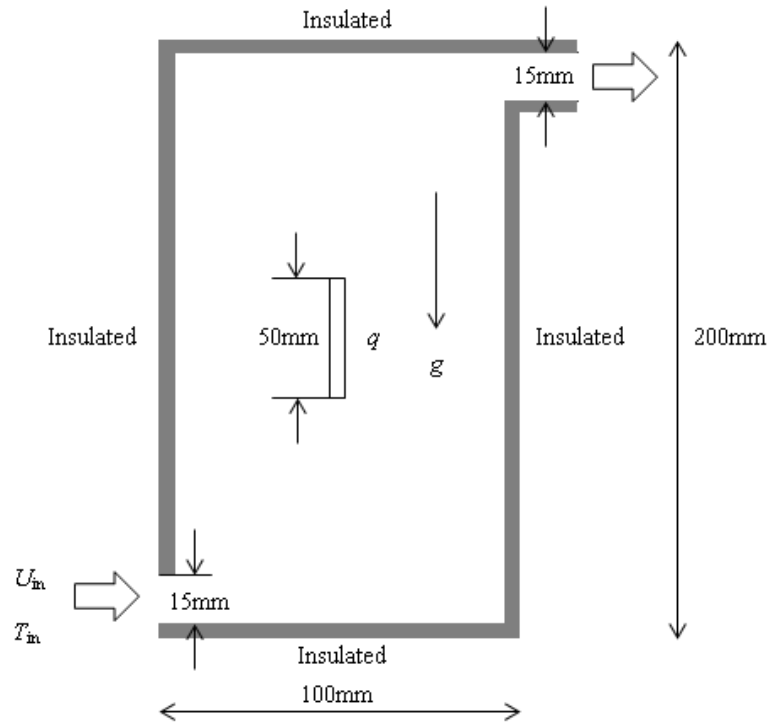
รูปที่ 4. 22 ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิกรณีการพาความร้อนแบบผสมที่มีการไหลแบบปั่นป่วน



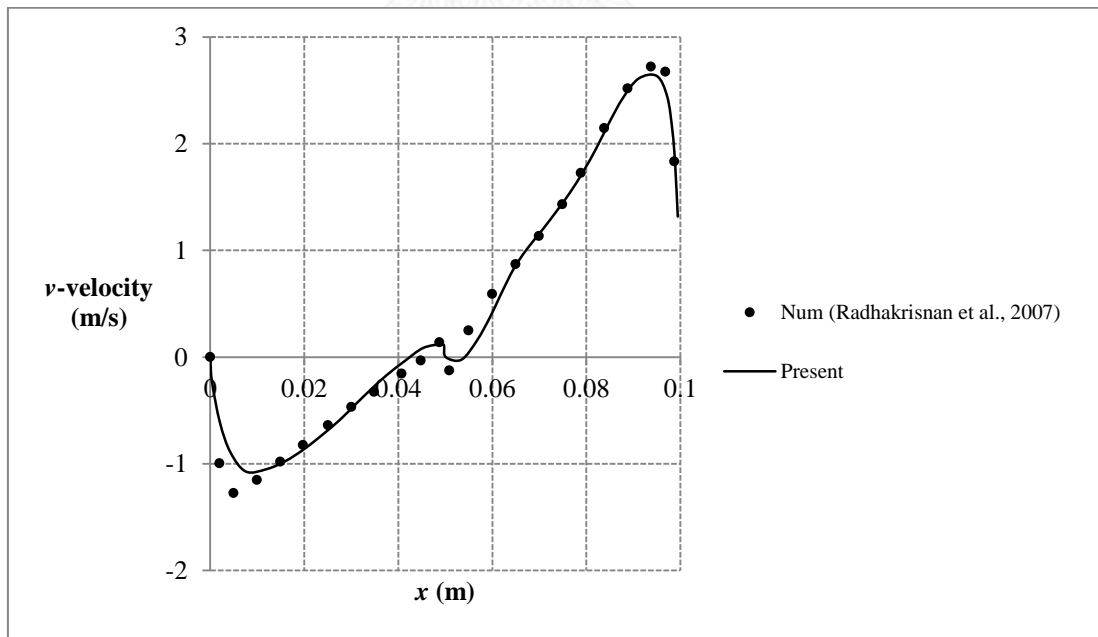
รูปที่ 4. 23 ลักษณะการไหลของอากาศกรณีการพาความร้อนแบบผสมที่มีการไหลแบบปั่นป่วน

4.6 กรณีการพาความร้อนแบบผสมที่มีแหล่งกำเนิดความร้อนภายในห้อง

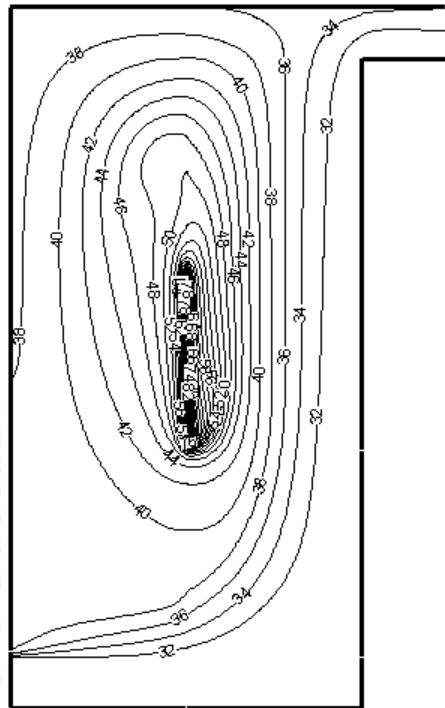
ลักษณะของแบบจำลองของปัญหานี้เป็นห้องสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีขนาดความกว้างเท่ากับ 100 mm และมีความสูงเท่ากับ 200 mm มีช่องทางเข้าที่มุมซ้ายด้านล่างและมีช่องทางออกอยู่ที่มุมขวาด้านบนของผนัง ผนังโดยรอบเป็นฉนวน ภายในห้องมีแหล่งกำเนิดความร้อน $4.5 \times 10^6 \text{ W/m}^3$ ที่ช่องทางเข้ามีอากาศไหลเข้าที่ความเร็วคงที่เท่ากับ 2.8 m/s และมีอุณหภูมิเท่ากับ 30 °C ที่ทางออกกำหนดให้เกรเดียนต์ของความดันมีค่าเท่ากับศูนย์ สำหรับการตรวจสอบความถูกต้องของการคำนวณนี้จะเปรียบเทียบกับผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ Radhakrisnan, Verma et al. (2007) ดังแสดงในรูปที่ 4.25 เป็นการเปรียบเทียบความเร็วในแนวตั้งที่ระยะกึ่งกลางความกว้างของห้อง สำหรับลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิและลักษณะการไหลของอากาศจะแสดงในรูปที่ 4.26 และ 4.27 จะพบว่าแหล่งกำเนิดความร้อนที่อยู่กึ่งกลางห้องจะถูกระบายความร้อนจากอากาศที่ไหลเข้าที่บริเวณมุมล่างของผนังด้านซ้าย สำหรับลักษณะการไหลของอากาศจะพบว่าเมื่ออากาศไหลเข้ามาระบายความร้อนจะไหลในทิศทางทวนเข็มนาฬิกา โดยที่ความเร็วที่ด้านขวาของห้องจะมีมากกว่าที่ด้านซ้ายของห้อง เมื่อระบายความร้อนจากแหล่งกำเนิดความร้อนแล้วอากาศก็จะไหลออกที่มุมบนที่ผนังด้านขวาของห้อง



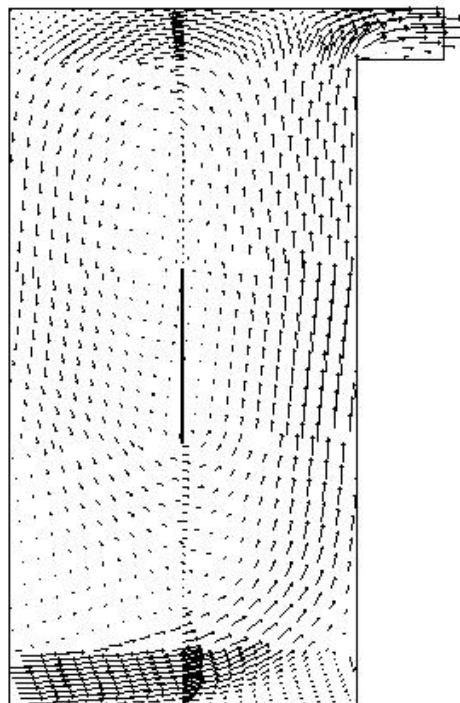
รูปที่ 4. 24 แบบจำลองและเงื่อนไขขอบกรณีการพาความร้อนแบบผสมที่มีแหล่งกำเนิดความร้อนภายในห้อง



รูปที่ 4. 25 การเปรียบเทียบความเร็วในแนวตั้งที่ระยะกึ่งกลางความกว้างของห้องกรณีการพาความร้อนแบบผสมที่มีแหล่งกำเนิดความร้อนภายในห้อง



รูปที่ 4. 26 ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิกรณีการพาความร้อนแบบผสมที่มีแหล่งกำเนิดความร้อนภายในห้อง



รูปที่ 4. 27 ลักษณะการไหลของอากาศกรณีการพาความร้อนแบบผสมที่มีแหล่งกำเนิดความร้อนภายในห้อง

4.7 สรุปการเปรียบเทียบความถูกต้องของแต่ละกรณี

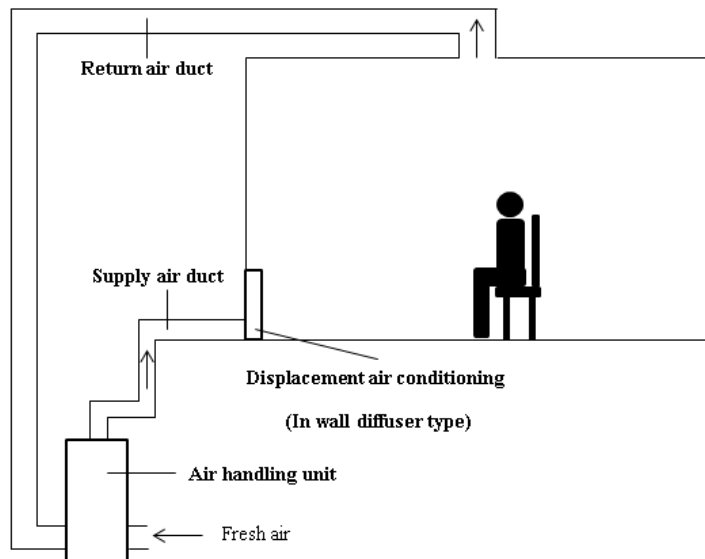
จากการตรวจสอบความถูกต้องกับผลการทดลองและการคำนวณเชิงตัวเลขของงานวิจัยในอดีตจะพบว่าในกรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบ กรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบราบเรียบและมีการแผ่รังสีที่พื้นผิว กรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วนและมีการแผ่รังสีที่พื้นผิว กรณีการพาความร้อนผสมที่มีการไหลแบบปั่นป่วนและกรณีการพาความร้อนแบบผสมที่มีแหล่งกำเนิดความร้อนภายในห้อง จะได้ผลลัพธ์ที่ใกล้เคียงกันกับผลการทดลองและการคำนวณเชิงตัวเลขของงานวิจัยในอดีต ขณะที่กรณีการพาความร้อนอิสระที่มีการไหลแบบปั่นป่วนจากรูปที่ 4.8 จะพบว่าผลลัพธ์มีความใกล้เคียงกับการคำนวณเชิงตัวเลขแต่จะเบี่ยงเบนไปจากกับผลการทดลอง สาเหตุนี้เกิดจากในการทดลอง ห้องทดลองมีความเป็นฉนวนไม่เพียงพอ ส่งผลให้เกิดการสูญเสียความร้อนที่บริเวณผนังด้านบนและด้านข้าง (Cheesewright, King et al. 1986)

บทที่ 5

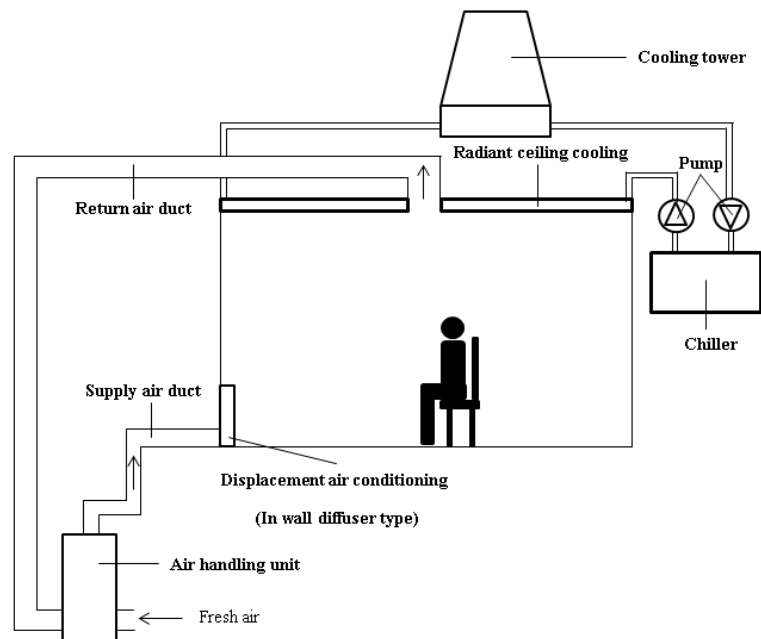
ผลลัพธ์จากการคำนวณและการวิเคราะห์

บทนี้จะแสดงผลลัพธ์จากการคำนวณรวมถึงการวิเคราะห์ปัญหาของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่และห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับการทำความเย็นโดยการแผ่รังสีจากเพดาน โดยจะศึกษาลักษณะของห้องปรับอากาศ 2 ชนิด คือ ห้องกว้าง (AR = 0.6) และห้องสูง (AR = 1.67) สำหรับอุณหภูมิและความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นจะศึกษาในช่วง 18 ถึง 22 °C และ 0.1 ถึง 0.2 m/s ตามลำดับ ส่วนอุณหภูมิของแผงทำความเย็นที่เพดานจะศึกษาในช่วง 18 ถึง 22 °C ตำแหน่งของช่องลมกลับ (Return air) จะศึกษาที่ตำแหน่งกึ่งกลางและมุมขวาที่บริเวณผนังด้านบนของห้อง ในการศึกษาจะพิจารณาที่ลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิ ลักษณะการกระจายตัวของความเร็ว ลักษณะการไหลของอากาศภายในห้องรวมถึงความสบายเชิงความร้อน

สำหรับห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ในการศึกษานี้จะเลือกใช้อุปกรณ์จ่ายลมชนิดติดตั้งที่ผนัง โดยได้รับอากาศเย็นที่ป้อนเข้ามาจากเครื่องส่งลมเย็น (Air handling units) หลังจากอากาศเย็นระบายความร้อนให้กับผู้อาศัยภายในห้องแล้ว อากาศจะไหลออกไปที่ท่อส่งลมกลับที่บริเวณด้านบนของห้อง ดังแสดงในรูปที่ 5.1 กรณีของห้องที่ใช้ระบบผสมระหว่างระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับการทำความเย็นโดยการแผ่รังสีจาก จะมีการเพิ่มระบบหมุนเวียนของน้ำเย็นภายในชุดท่อที่บริเวณแผงทำความเย็นที่เพดาน โดยน้ำเย็นจากเครื่องผลิตน้ำเย็น (Chiller) จะถูกสูบผ่านปั๊มและลำเลียงเข้ามายังระบบ ดังรูปที่ 5.2

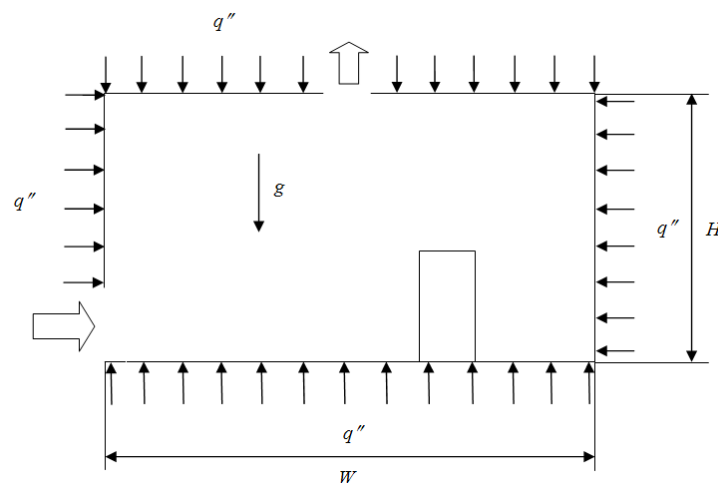


รูปที่ 5. 1 ตัวอย่างการใช้งานระบบปรับอากาศแบบแทนที่

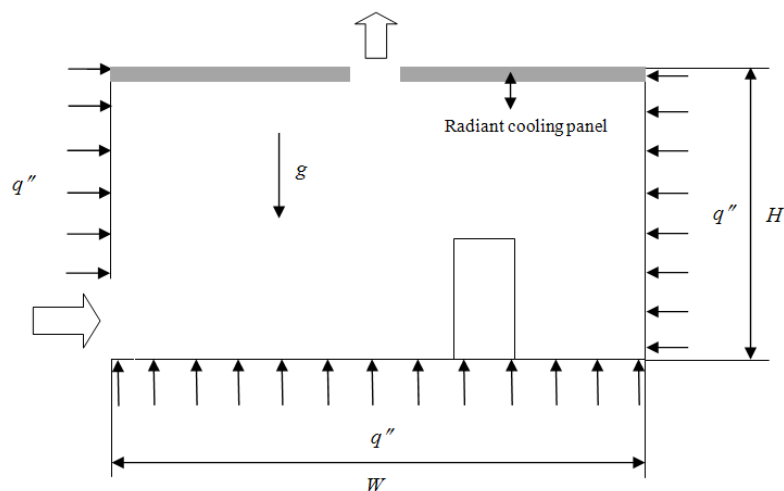


รูปที่ 5. 2 ตัวอย่างการใช้งานระบบปรับอากาศแบบผสม

แบบจำลองของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่มีลักษณะเป็นห้องสี่เหลี่ยมที่มีหัวจ่ายลมเย็นอยู่ที่มุมซ้ายของห้องและมีช่องลมกลับอยู่ที่ผนังด้านบน ผนังโดยรอบของห้องมีฟลักซ์ความร้อนกระทำคงที่เท่ากับ 25 W/m^2 (Kathaw 2007) และผนังโดยรอบมีค่าสัมประสิทธิ์ของการแผ่รังสีเท่ากับ 0.9 (Watson and Chapman 2002) ภายในห้องสมมติให้มีคนอาศัยอยู่ โดยอยู่ในลักษณะของการนั่งและมีการผลิตความร้อนออกมา 60 W/m^2 (American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineers 2004) ดังแสดงในรูปที่ 5.3 สำหรับแบบจำลองของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับการทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดาน โดยที่เพดานจะกำหนดให้แผงทำความเย็นมีอุณหภูมิคงที่ สำหรับรายละเอียดอื่นๆ จะคล้ายกับกรณีของห้องที่ใช้ระบบทำความเย็นแบบแทนที่ดังแสดงในรูปที่ 5.4



รูปที่ 5. 3 แบบจำลองสำหรับกรณีห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่



รูปที่ 5. 4 แบบจำลองสำหรับกรณีห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม

5.1 ลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิ

อุณหภูมิเป็นหนึ่งในตัวแปรที่มีความสำคัญต่อความสบายเชิงความร้อน (Fanger 1970) โดยในการการศึกษานี้จะพิจารณาที่ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่งซึ่งเป็นเรื่องที่สำคัญ หากค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่งที่ระดับศีรษะกับเท้ามีค่ามากกว่า $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ (American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineers 2004) จะส่งผลให้ผู้อาศัยภายในห้องเกิดความรู้สึกไม่สบายได้ สำหรับรายละเอียดมีดังต่อไปนี้

5.1.1 ห้องลักษณะกว้าง (AR = 0.6)

ห้องกว้างจะมีระยะความกว้างเท่ากับ 5 m และมีความสูง 3 m จากการศึกษาค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่งของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่จะมีค่าอยู่ในช่วง $0.13 - 1.45\text{ }^{\circ}\text{C}$ ขณะที่กรณีของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับการทำความเย็นโดยการแผ่รังสีจากเพดานนั้นค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่งจะมีค่าอยู่ในช่วง $0.04 - 0.81\text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับรายละเอียดของค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่งกรณีห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่แสดงในตารางที่ 5.1 และ 5.2 ส่วนกรณีห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมจะถูกแสดงในตารางที่ 5.3 และ 5.4 โดยสัญลักษณ์ต่างๆ ในกรณี T18v0.1 แสดงความหมายดังต่อไปนี้ อุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็น (T) มีค่าเท่ากับ $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ และความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็น (v) มีค่าเท่ากับ 0.1 m/s ส่วนกรณี T20Trcc18 คือ อุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็น (T) มีค่าเท่ากับ $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยมีอุณหภูมิของแผงทำความเย็น (Trcc) เท่ากับ $18\text{ }^{\circ}\text{C}$

ตารางที่ 5. 1 ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่ง (ΔT) สำหรับกรณีของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ของแต่ละกรณีที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m

Return air position	T18v0.1	T18v0.2	T20v0.1	T20v0.2	T22v0.1	T22v0.2
Center	1.04	0.30	1.00	0.35	0.91	0.36
Right	1.09	0.25	1.02	0.28	1.02	0.35

ตารางที่ 5. 2 ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่ง (ΔT) สำหรับกรณีของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ของแต่ละกรณีที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.8 m

Return air position	T18v0.1	T18v0.2	T20v0.1	T20v0.2	T22v0.1	T22v0.2
Center	1.36	0.13	1.30	0.29	1.26	0.31
Right	1.45	0.16	1.45	0.19	1.43	0.29

ตารางที่ 5. 3 ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่ง (ΔT) สำหรับกรณีของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมของแต่ละกรณีที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m

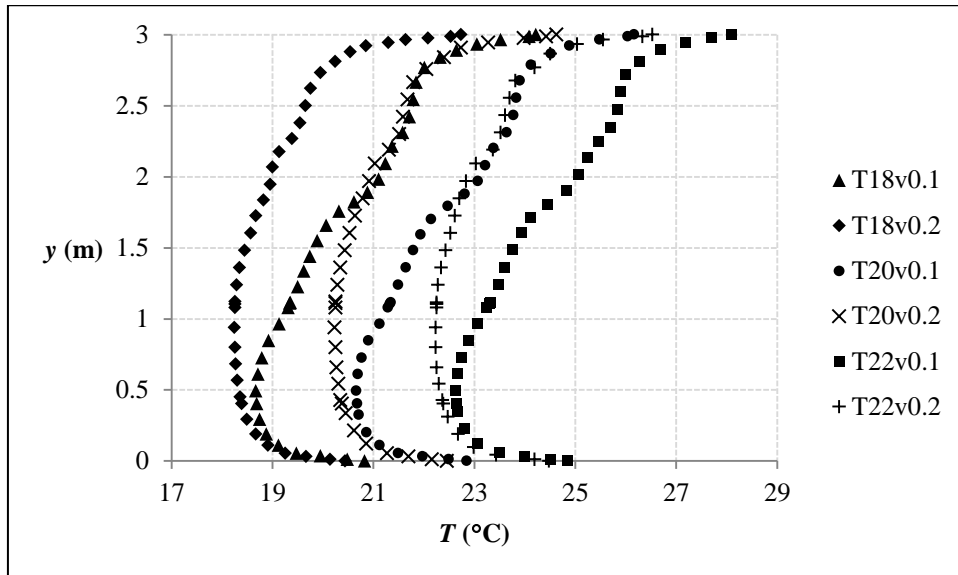
Return air position	V_{in} (m/s)	T20 Trcc18	T20 Trcc20	T20 Trcc22	T22 Trcc18	T22 Trcc20	T22 Trcc22
Center	0.1	0.19	0.76	0.56	0.37	0.08	0.66
	0.2	0.45	0.43	0.40	0.34	0.46	0.43
Right	0.1	0.12	0.27	0.58	0.08	0.14	0.16
	0.2	0.44	0.40	0.38	0.31	0.47	0.43

ตารางที่ 5. 4 ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่ง (ΔT) สำหรับกรณีของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมของแต่ละกรณีที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.8 m

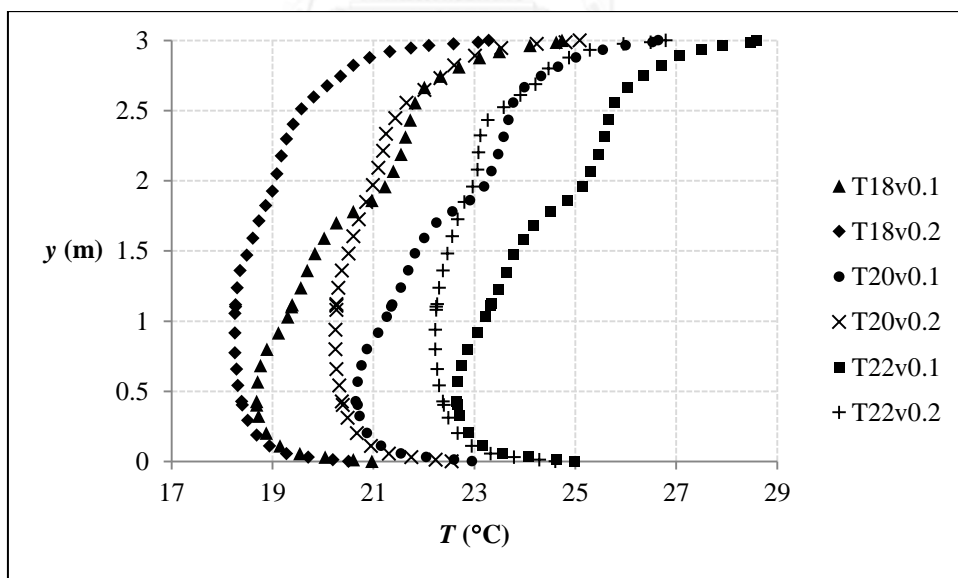
Return air position	V_{in} (m/s)	T20 Trcc18	T20 Trcc20	T20 Trcc22	T22 Trcc18	T22 Trcc20	T22 Trcc22
Center	0.1	0.08	0.81	0.71	0.36	0.04	0.81
	0.2	0.41	0.38	0.41	0.33	0.46	0.38
Right	0.1	0.04	0.26	0.81	0.05	0.11	0.18
	0.2	0.44	0.34	0.29	0.46	0.45	0.39

จากตารางที่ 5.1 และ 5.2 พบว่าเมื่อเพิ่มความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นจาก 0.1 m/s ไปเป็น 0.2 m/s จะส่งผลให้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่งมีค่าลดลง จากการเปรียบเทียบความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวดิ่งจะพบว่าระบบปรับอากาศแบบผสมจะมีค่าที่น้อยกว่าระบบปรับอากาศแบบแทนที่ตลอดระยะความสูงระหว่าง 0.1 ถึง 1.1 m และ 0.1 ถึง 1.8 m

สำหรับลักษณะของการกระจายของอุณหภูมิในแนวดิ่งสำหรับห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบ
 แทนที่จะแสดงในรูปที่ 5.5 และรูปที่ 5.6



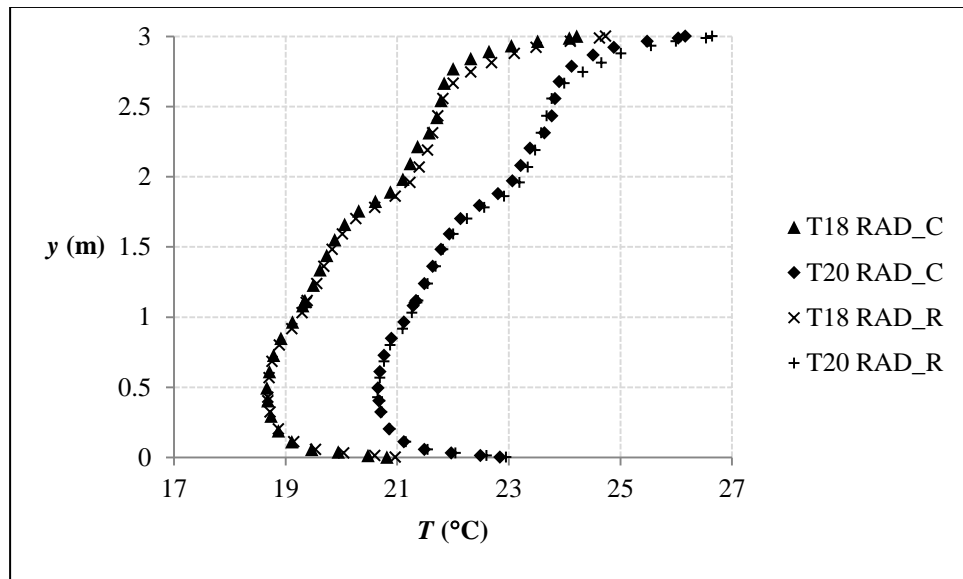
รูปที่ 5.5 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวดิ่งที่ระยะความกว้างเท่ากับ 2 m ของห้องกว้างที่ใช้
 ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยมีช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางห้อง



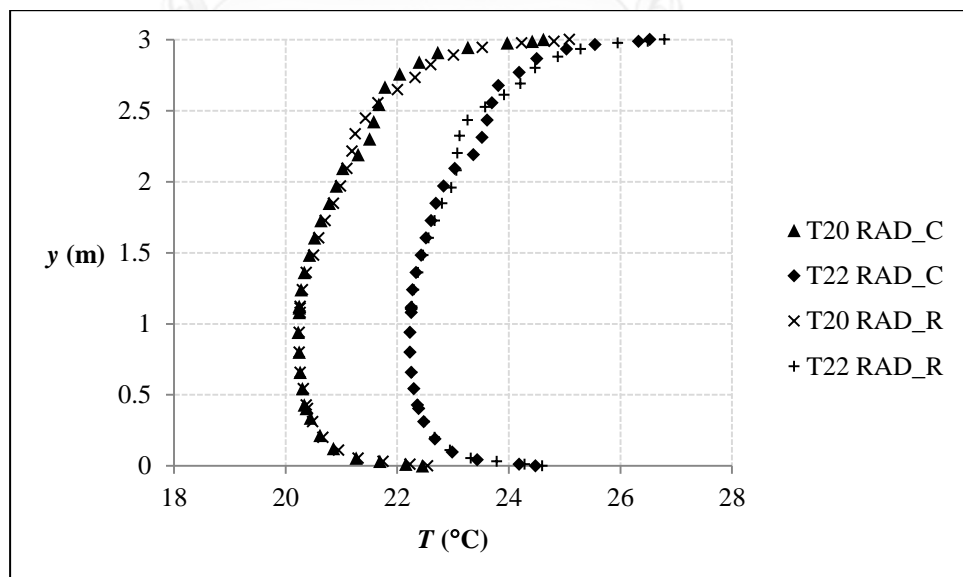
รูปที่ 5.6 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวดิ่งที่ระยะความกว้างเท่ากับ 2 m ของห้องกว้างที่ใช้
 ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยมีช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง

จากลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวดิ่งสำหรับห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบ
 แทนที่ดังแสดงในรูปที่ 5.5 และ 5.6 จะพบว่าความเร็วและอุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นส่งผลต่อ
 ลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวดิ่งทุกกรณีนี้ที่ศึกษา

อิทธิพลจากตำแหน่งของช่องลมกลับที่ส่งผลต่อค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งจะแสดงรูปที่ 5.7 และรูปที่ 5.8 สำหรับคำอธิบายสัญลักษณ์ที่ใช้ ยกตัวอย่างเช่น กรณี T18 RAD_C คือกรณีที่อุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นเท่ากับ 18 °C โดยมีตำแหน่งของท่อลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของเพดาน พิจารณารูปที่ 5.7 และ 5.8 พบว่าตำแหน่งของช่องลมกลับที่แตกต่างกันจะส่งผลต่อลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งเพียงเล็กน้อยเท่านั้น

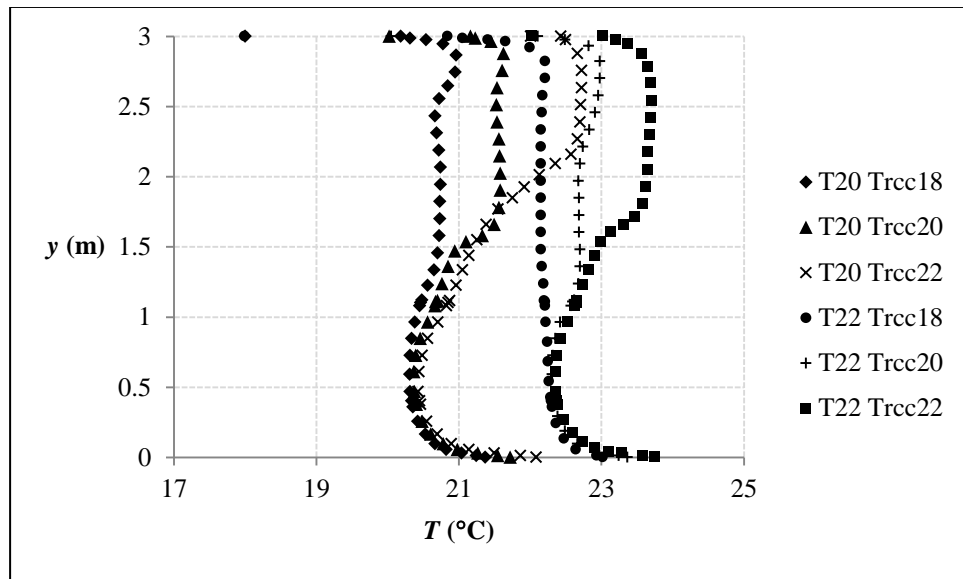


รูปที่ 5. 7 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 2 m ของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่จากการใช้ตำแหน่งของช่องลมกลับที่แตกต่างกันและ $V_{in} = 0.1$ m/s

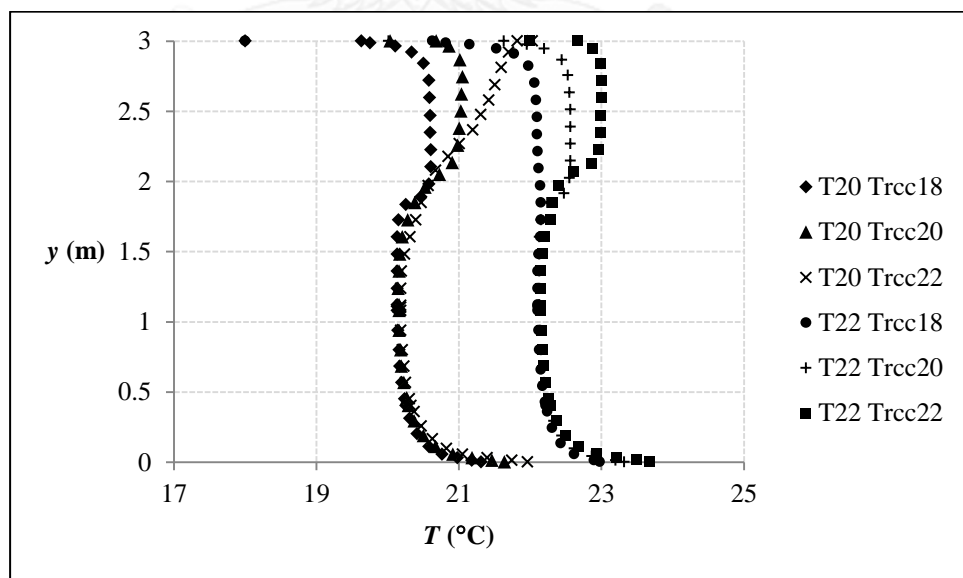


รูปที่ 5. 8 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 2 m ของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่จากการใช้ตำแหน่งของช่องลมกลับที่แตกต่างกันและ $V_{in} = 0.2$ m/s

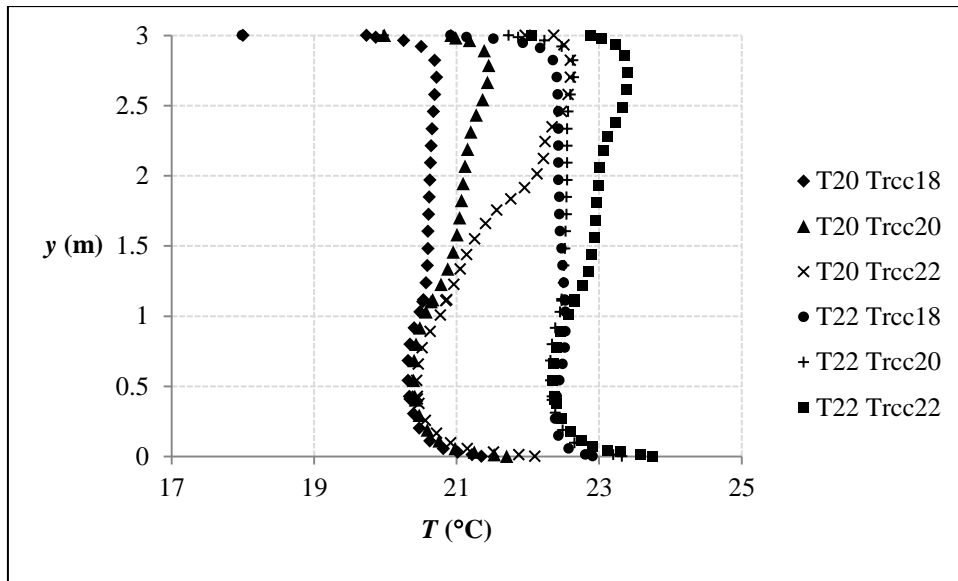
รูปที่ 5.9 ถึงรูปที่ 5.12 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม จะพบว่าอุณหภูมิของแผงทำความเย็นที่เพดานมีอิทธิพลต่อลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งทุกกรณี โดยกรณีที่มีความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นมีค่าเท่ากับ 0.2 m/s จะพบว่าอิทธิพลจากแผงทำความเย็นจะส่งผลต่อการกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ระยะ 1.5 m เป็นต้นไป



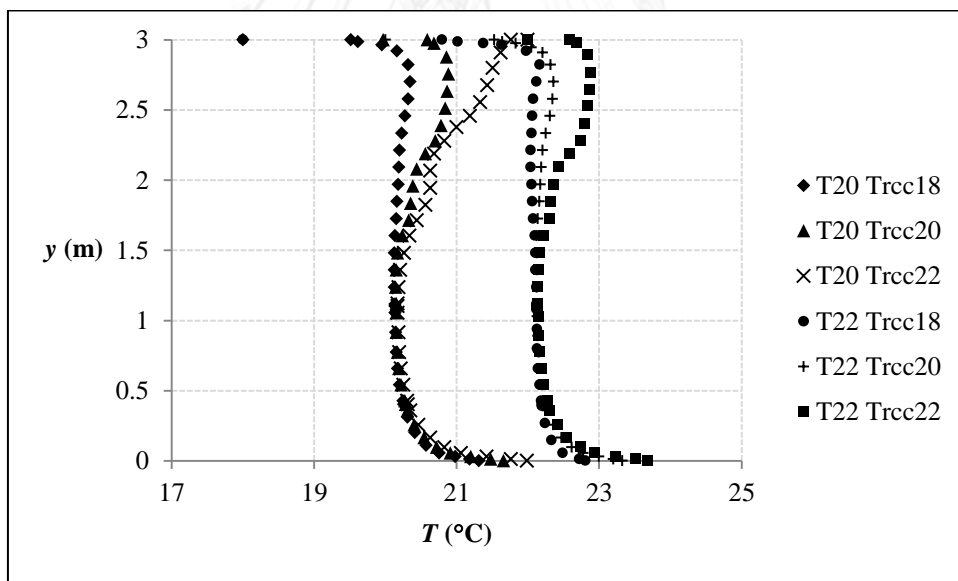
รูปที่ 5. 9 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 2 m ของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยมีช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางห้องและ $V_{in} = 0.1$ m/s



รูปที่ 5. 10 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 2 m ของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยมีช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางห้องและ $V_{in} = 0.2$ m/s

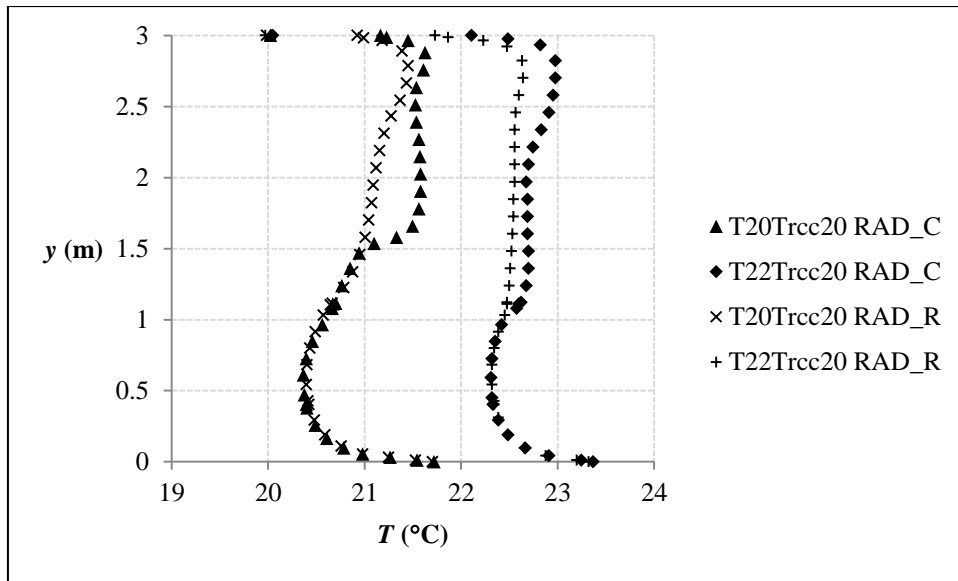


รูปที่ 5. 11 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 2 m ของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยมีช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้องและ $V_{in} = 0.1$ m/s

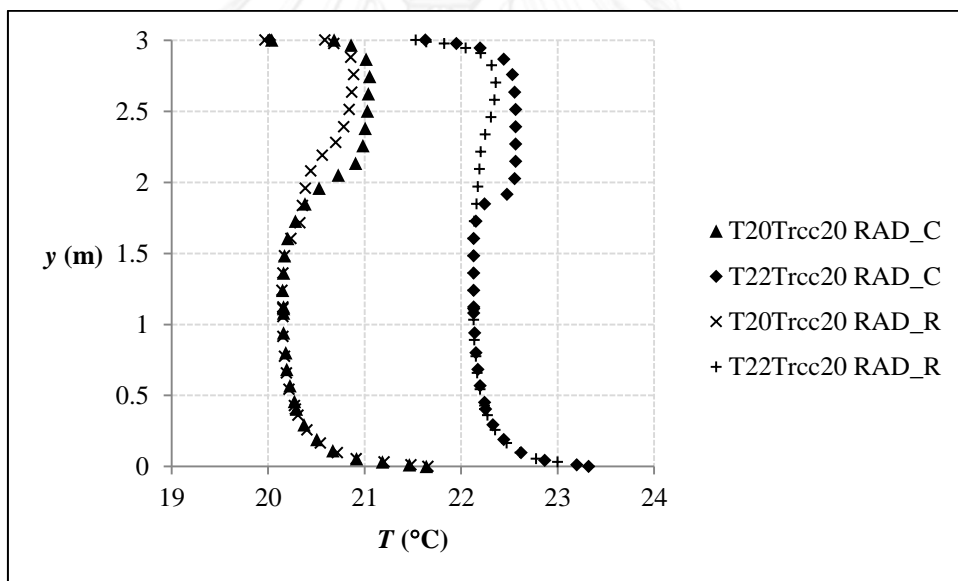


รูปที่ 5. 12 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 2 m ของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยมีช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้องและ $V_{in} = 0.2$ m/s

สำหรับอิทธิพลจากการใช้ตำแหน่งของช่องลมกลับที่ต่างกันสำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม จะพบว่าส่งผลต่อลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้ง ซึ่งจะพบทั้งกรณีที่มีความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นมีค่าเท่ากับ 0.1 และ 0.2 m/s ดังแสดงในรูปที่ 5.13 และ 5.14 ซึ่งสามารถสังเกตได้อย่างชัดเจนที่ระดับความสูงมากกว่า 1 m



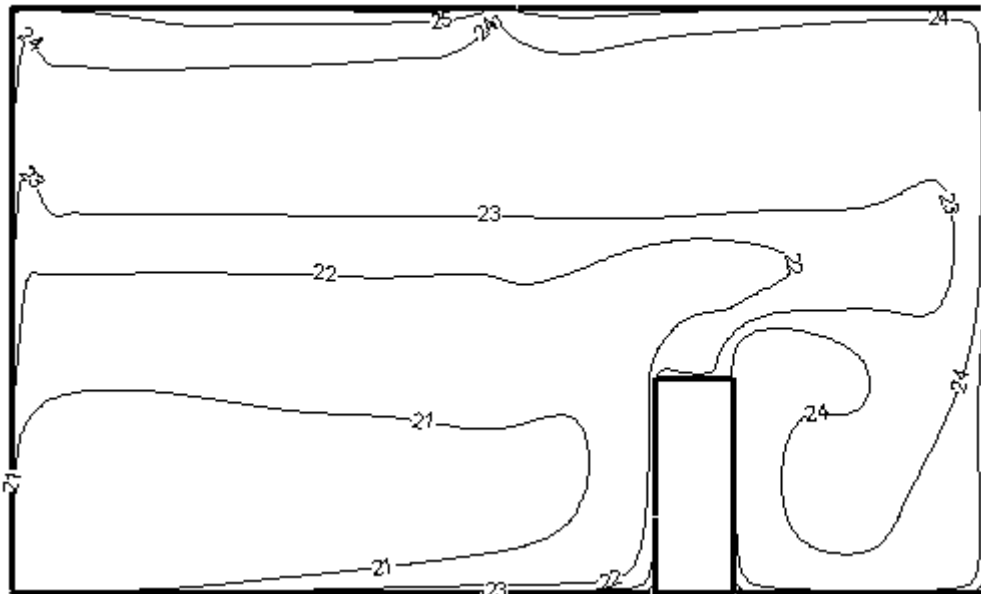
รูปที่ 5. 13 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 2 m ของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมจากการใช้ตำแหน่งของช่องลมกลับที่แตกต่างกันโดย $V_{in} = 0.1$ m/s



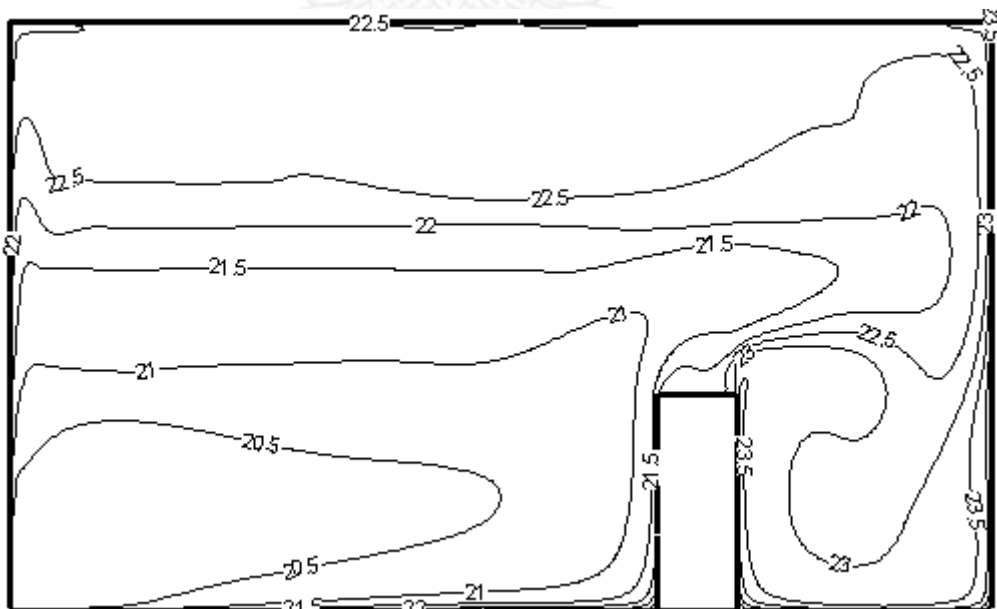
รูปที่ 5. 14 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 2 m ของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมจากการใช้ตำแหน่งของช่องลมกลับที่แตกต่างกันโดย $V_{in} = 0.2$ m/s

พิจารณารูปที่ 5.15 และรูปที่ 5.16 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิภายในห้อง จะพบว่าห้องทั้ง 2 แบบจะมีลักษณะที่เหมือนกันคือ อากาศเย็นจะไหลอยู่บริเวณด้านล่างของห้องส่วนอากาศที่มีอุณหภูมิที่สูงขึ้นจะลอยตัวอยู่ที่บริเวณด้านบนของห้อง สำหรับบริเวณด้านหลังของผู้อาศัยจะพบว่ามีอุณหภูมิที่สูงกว่าเล็กน้อย ทั้งนี้เนื่องมาจากเป็นข้อจำกัดของการคำนวณแบบ 2 มิติ คือ อิทธิพลจากการพาแบบบังคับมีมากกว่าการพาแบบอิสระส่งผลให้ความร้อนที่ผลิตจากผู้อาศัยถูกระบายไปด้านหลังแทนที่จะถูกระบายขึ้นตามแรงลอยตัวจากการพาความร้อนอิสระ สำหรับความ

แตกต่างของลักษณะการกระจายอุณหภูมิของห้องปรับอากาศทั้ง 2 แบบ คือ บริเวณด้านบนของห้องปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับการทำความเย็นโดยการแผ่รังสีจากเพดานจะพบว่าอุณหภูมิจะมีค่าไม่แตกต่างกันมากนัก เนื่องมาจากการไหลของอากาศที่มีลักษณะการไหลที่หมุนวน และมีการผสมกันของอากาศส่งผลให้ผลต่างของอุณหภูมิมี่ค่าลดลง



รูปที่ 5. 15 การกระจายตัวของอุณหภูมิสำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของเพดาน $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $V_{in} = 0.1\text{ m/s}$



รูปที่ 5. 16 การกระจายตัวของอุณหภูมิสำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของเพดาน $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_{in} = 0.1\text{ m/s}$ และ $T_{rcc} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$

5.1.2 ห้องลักษณะสูง (AR = 1.67)

ห้องสูงจะมีระยะความกว้างเท่ากับ 3 m และมีความสูงเท่ากับ 5 m จากการศึกษาพบว่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่จะมีค่ามากกว่ากรณีของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม โดยห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่จะมีค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งอยู่ในช่วง 0.33 – 1.44 °C ขณะที่ห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับการทำความเย็นโดยการแผ่รังสีจากเพดานจะมีความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งอยู่ในช่วง 0.46 – 0.86 °C สำหรับรายละเอียดต่าง ๆ แสดงในตารางที่ 5.5 ถึง 5.8

ตารางที่ 5.5 ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้ง (ΔT) สำหรับกรณีของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ในแต่ละกรณีที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m

Return air position	T18v0.1	T18v0.2	T20v0.1	T20v0.2	T22v0.1	T22v0.2
Center	0.85	0.59	0.89	0.61	0.80	0.56
Right	1.09	0.54	0.91	0.52	0.87	0.54

ตารางที่ 5.6 ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้ง (ΔT) สำหรับกรณีของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ในแต่ละกรณีที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.8 m

Return air position	T18v0.1	T18v0.2	T20v0.1	T20v0.2	T22v0.1	T22v0.2
Center	1.04	0.35	1.03	0.42	1.04	0.45
Right	1.44	0.24	1.24	0.33	1.37	0.34

ตารางที่ 5.7 ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้ง (ΔT) สำหรับกรณีของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมในแต่ละกรณีที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m

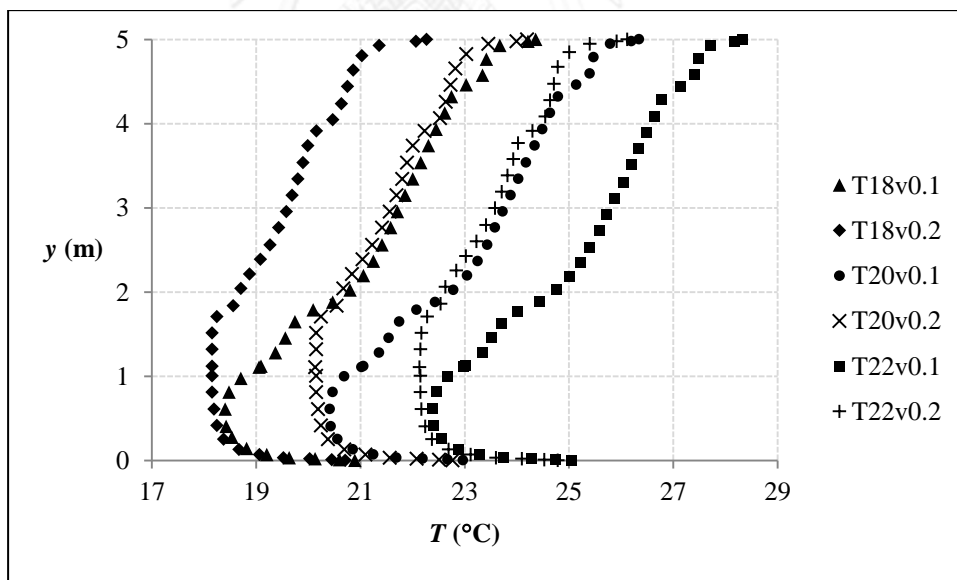
Return air position	V_{in} (m/s)	T20 Trcc18	T20 Trcc20	T20 Trcc22	T22 Trcc18	T22 Trcc20	T22 Trcc22
Center	0.1	0.59	0.63	0.70	0.49	0.53	0.58
	0.2	0.56	0.57	0.60	0.53	0.53	0.59
Right	0.1	0.56	0.61	0.71	0.53	0.55	0.59
	0.2	0.53	0.56	0.57	0.52	0.55	0.55

ตารางที่ 5. 8 ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้ง (ΔT) สำหรับกรณีของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมในแต่ละกรณีที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.8 m

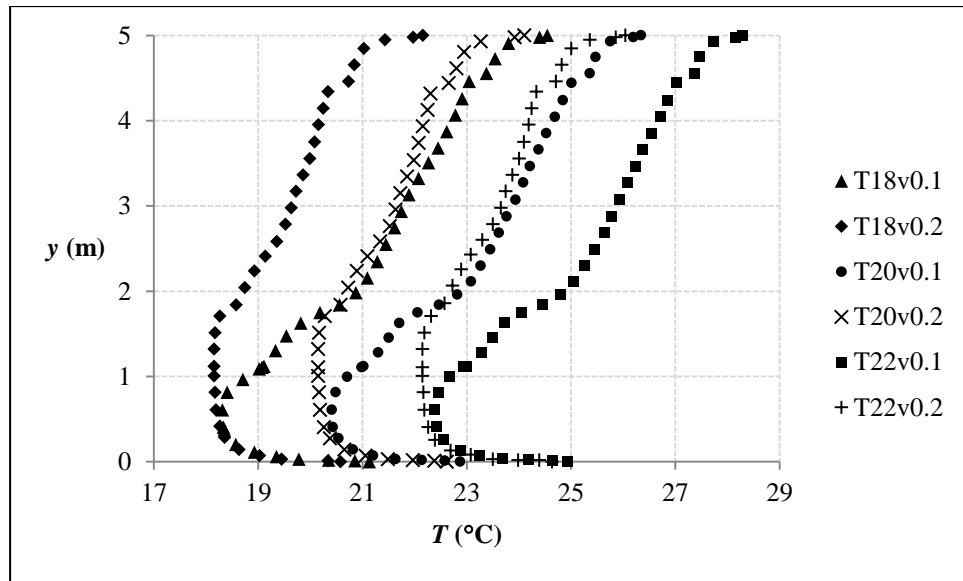
Return air position	V_{in} (m/s)	T20 Trcc18	T20 Trcc20	T20 Trcc22	T22 Trcc18	T22 Trcc20	T22 Trcc22
Center	0.1	0.69	0.77	0.86	0.58	0.58	0.76
	0.2	0.52	0.59	0.63	0.46	0.55	0.56
Right	0.1	0.65	0.78	0.79	0.72	0.60	0.70
	0.2	0.47	0.48	0.46	0.56	0.54	0.57

พิจารณາตารางที่ 5.5 ถึง 5.8 จะพบว่าเมื่อเพิ่มความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นจาก 0.1 m/s ไปเป็น 0.2 m/s จะส่งผลให้ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งมีค่าลดลง ซึ่งพบได้ในระบบปรับอากาศทั้งสองชนิด ขณะที่การเพิ่มอุณหภูมิของแผงทำความเย็นจะส่งผลให้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งมีค่าเพิ่มขึ้นเกือบทุกกรณีที่ทำการศึกษา

สำหรับลักษณะของการกระจายของอุณหภูมิในแนวตั้งสำหรับห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่จะแสดงในรูปที่ 5.17 และรูปที่ 5.18 ซึ่งจะพบว่าอุณหภูมิและความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นมีผลต่อลักษณะของการกระจายอุณหภูมิในแนวตั้ง ตัวอย่างเช่น การเพิ่มความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นจะส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงของการกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้ง ทำให้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิมูลค่าที่ลดลง

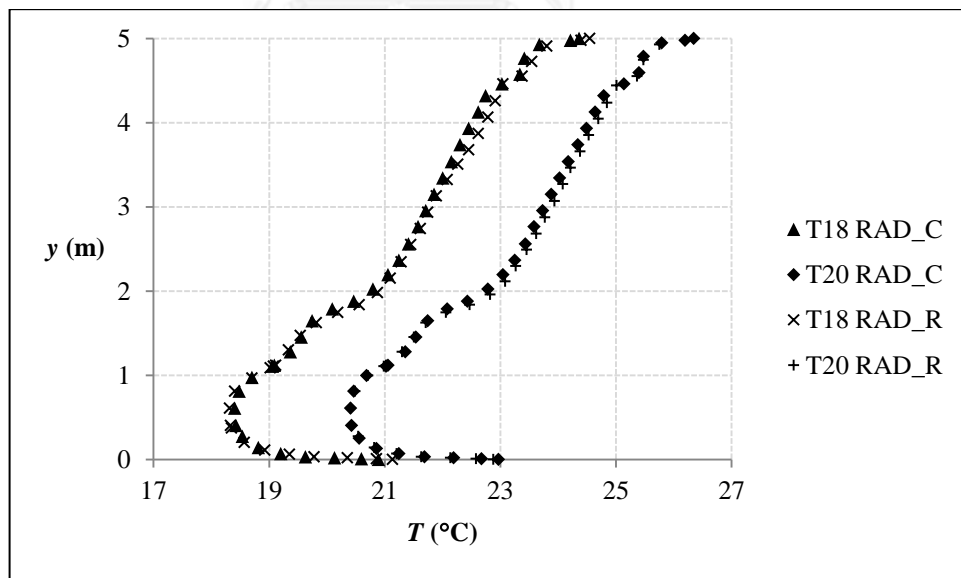


รูปที่ 5. 17 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ระยะความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยมีช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางห้อง

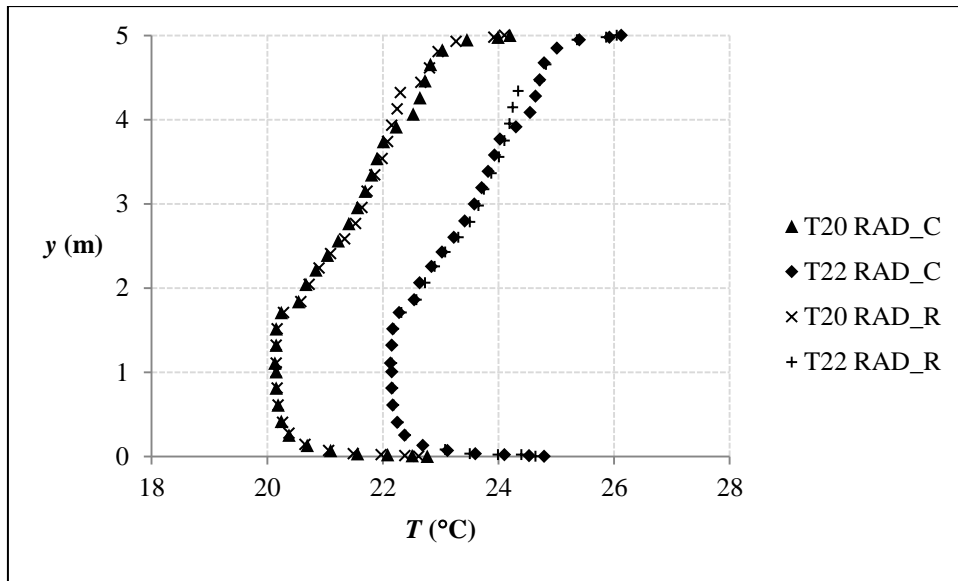


รูปที่ 5. 18 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ระยะความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยมีช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง

พิจารณารูปที่ 5.19 และ 5.20 จะพบว่าตำแหน่งของช่องลมกลับที่แตกต่างกันส่งผลต่อลักษณะการกระจายอุณหภูมิในแนวตั้งภายในห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่เพียงเล็กน้อยเท่านั้น

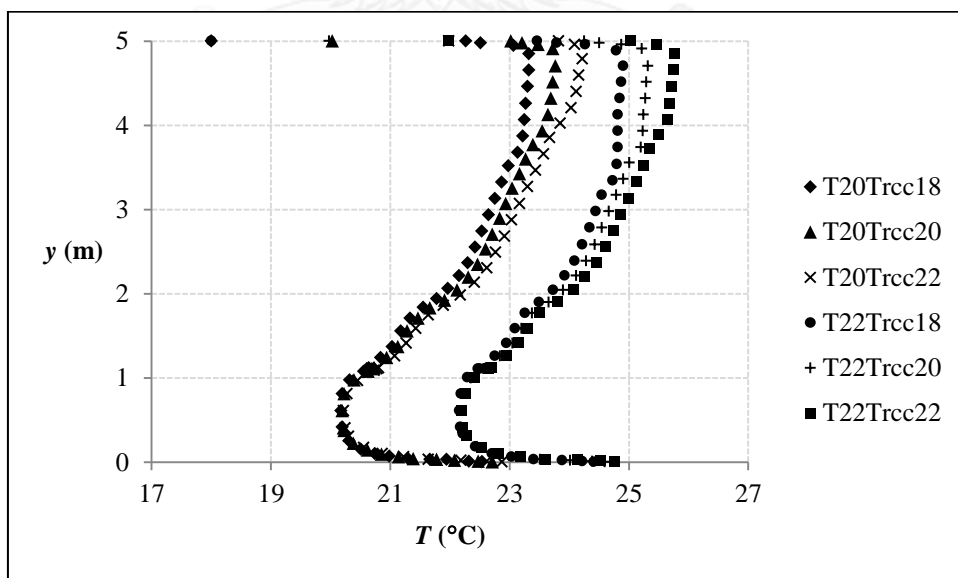


รูปที่ 5. 19 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่จากการใช้ตำแหน่งของช่องลมกลับที่แตกต่างกันและ $V_{in} = 0.1$ m/s

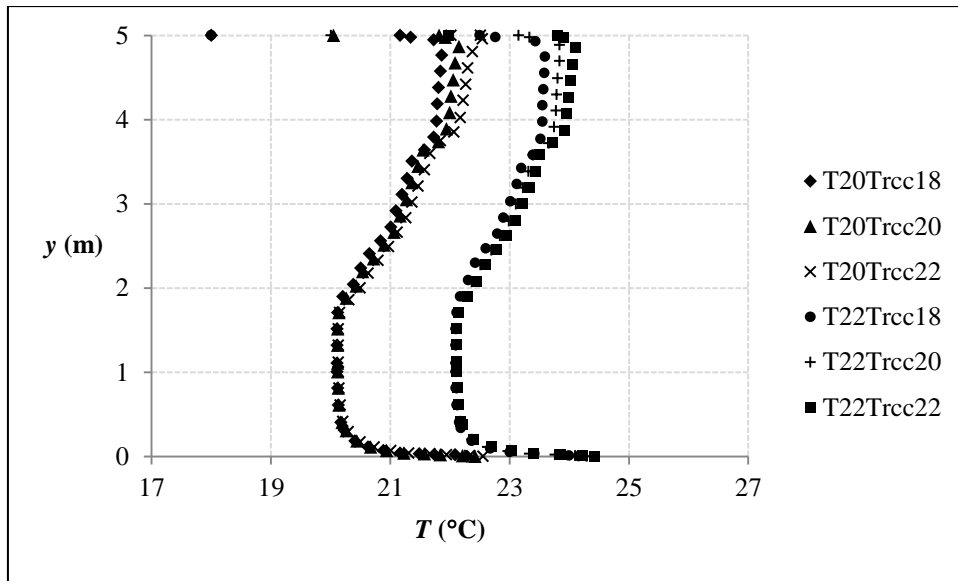


รูปที่ 5. 20 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่จากการใช้ตำแหน่งของช่องลมกลับที่แตกต่างกันและ $V_{in} = 0.2$ m/s

ลักษณะของการกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งสำหรับห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมจะแสดงในรูปที่ 5.21 ถึงรูปที่ 5.24 จะพบว่าอุณหภูมิของแผงทำความเย็นจะมีอิทธิพลต่อลักษณะการกระจายของอุณหภูมิในแนวตั้งภายในบริเวณที่มีผู้อาศัยอยู่ไม่มากนักเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีของห้องที่มีลักษณะกว้าง

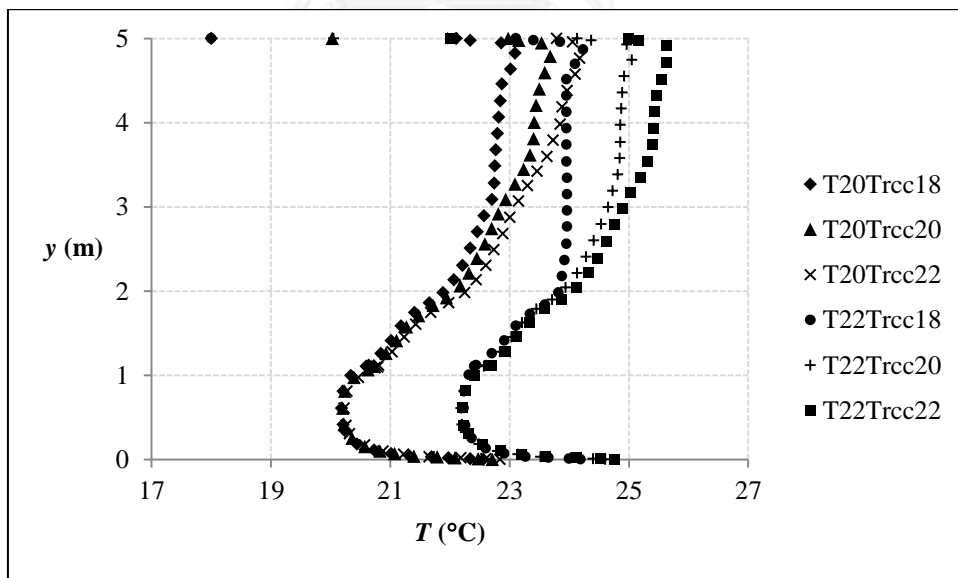


รูปที่ 5. 21 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยมีช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางห้องและ $V_{in} = 0.1$ m/s

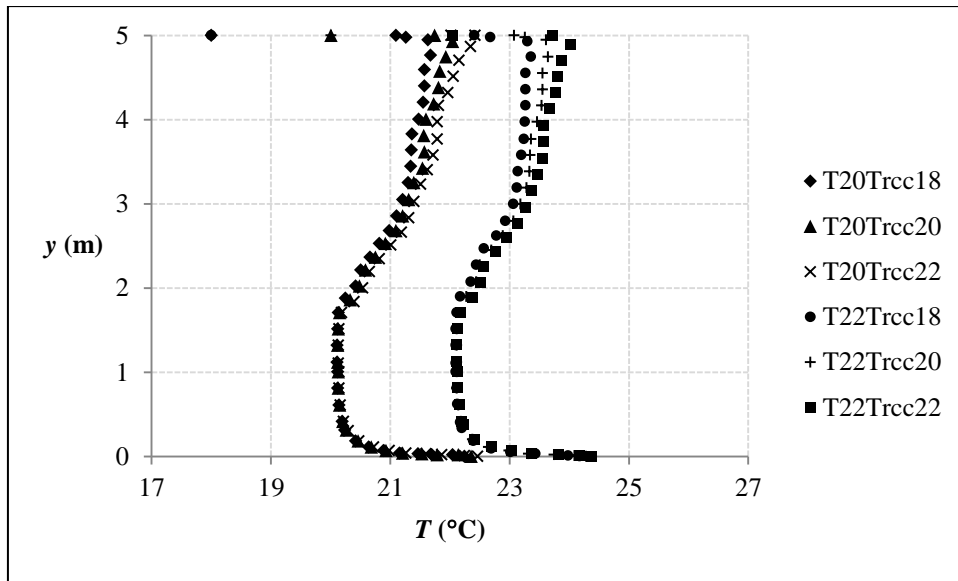


รูปที่ 5. 22 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยมีช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางห้อง $V_{in} = 0.2$ m/s

สำหรับกรณีที่ความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นมีค่าเท่ากับ 0.2 m/s จะพบว่าอิทธิพลของแผงทำความเย็นจากเพดานจะส่งผลต่อการกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ระยะมากกว่า 2 m เป็นต้นไป

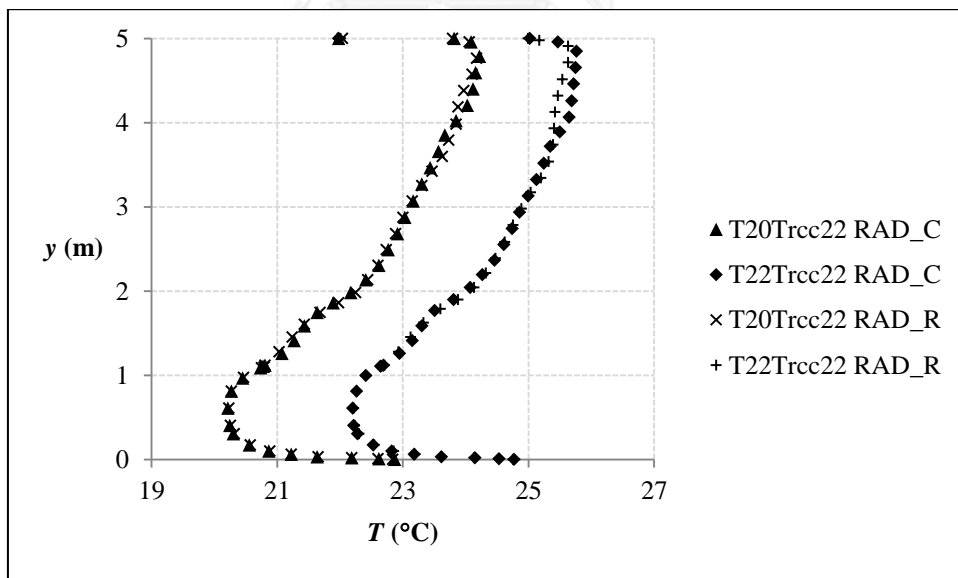


รูปที่ 5. 23 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยมีช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้องและ $V_{in} = 0.1$ m/s

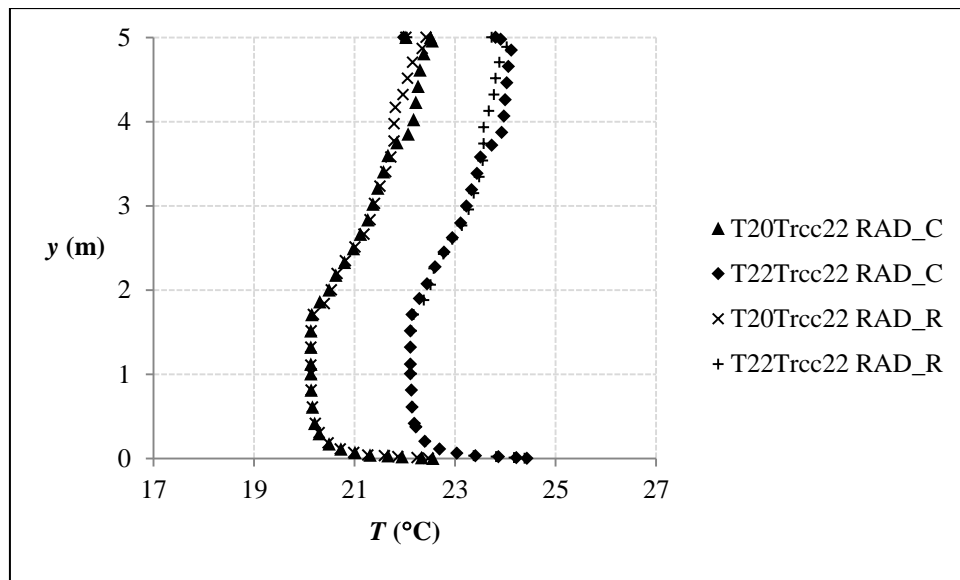


รูปที่ 5. 24 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยมีช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้องและ $V_{in} = 0.2$ m/s

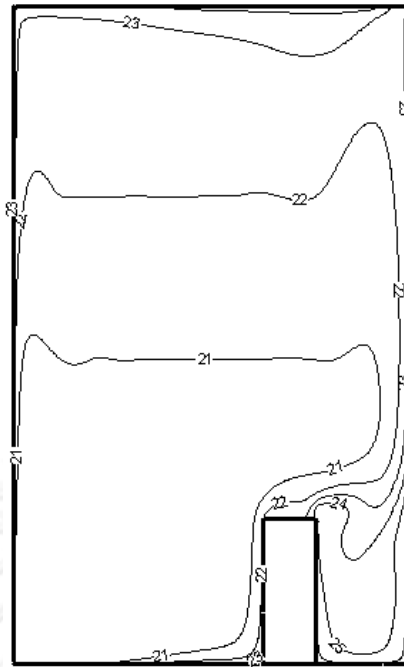
สำหรับอิทธิพลจากการเปลี่ยนตำแหน่งของช่องลมกลับจะพบว่า ส่งผลต่อลักษณะของการกระจายอุณหภูมิในแนวตั้ง ซึ่งจะสามารถสังเกตเห็นได้อย่างชัดเจนที่ระดับความสูงมากกว่า 3 m ขึ้นไป ดังแสดงในรูปที่ 5.25 และรูปที่ 5.26



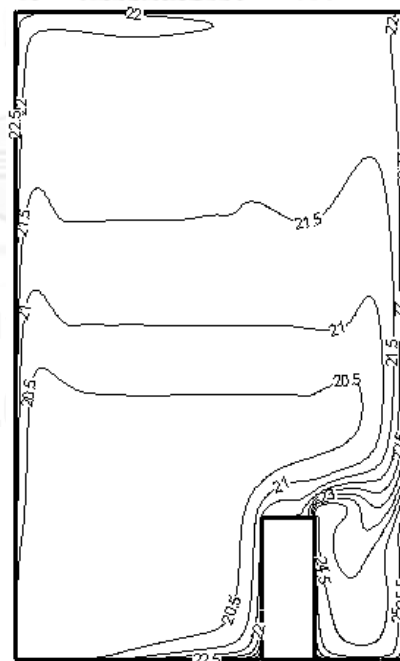
รูปที่ 5. 25 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมจากการใช้ตำแหน่งของช่องลมกลับที่แตกต่างกันโดย $V_{in} = 0.1$ m/s



รูปที่ 5. 26 การกระจายตัวของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ความกว้างเท่ากับ 1.2 m ของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมจากการใช้ตำแหน่งของช่องลมกลับที่แตกต่างกันโดย $V_{in} = 0.2$ m/s การกระจายของอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศของทั้ง 2 ระบบแสดงในรูปที่ 5.27 และ 5.28 จะพบว่าอากาศเย็นจะไหลอยู่ที่บริเวณด้านล่างของห้องและอากาศจะมีอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นตามระดับความสูงของห้อง พิจารณาที่บริเวณด้านล่างของห้องปรับอากาศทั้งสองชนิดจะพบว่ามีลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิที่คล้ายกันเนื่องมาจากอิทธิพลจากอุปกรณ์จ่ายลมเย็นที่ส่งผลต่อลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิที่บริเวณส่วนด้านล่างของห้อง สำหรับความแตกต่างของห้องทั้ง 2 ระบบคือ ในกรณีห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม จะพบว่าความแตกต่างของอุณหภูมิที่บริเวณส่วนบนของห้องจะมีน้อยกว่ากรณีที่ใช้ระบบระบายอากาศแบบแทนที่เนื่องมาจากอิทธิพลที่ได้รับจากแผงทำความเย็นที่เพดาน



รูปที่ 5. 27 การกระจายตัวของอุณหภูมิสำหรับห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง โดย $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $V_{in} = 0.2\text{ m/s}$

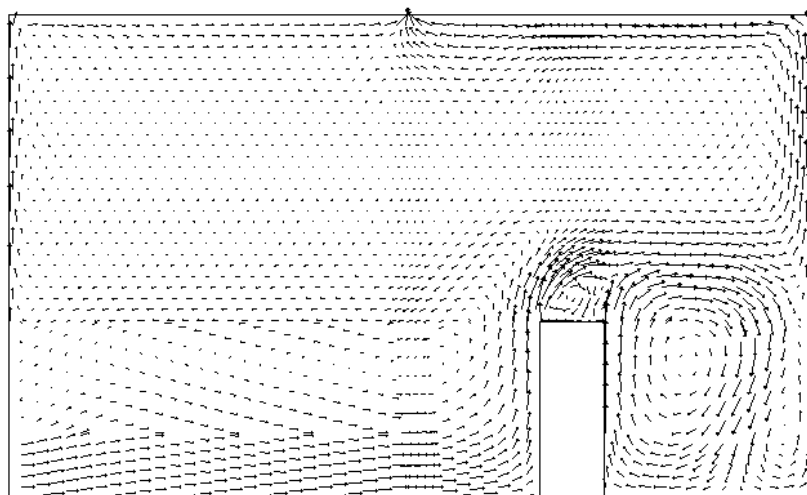


รูปที่ 5. 28 การกระจายตัวของอุณหภูมิสำหรับห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง โดย $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_{in} = 0.2\text{ m/s}$ และ $T_{rcc} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$

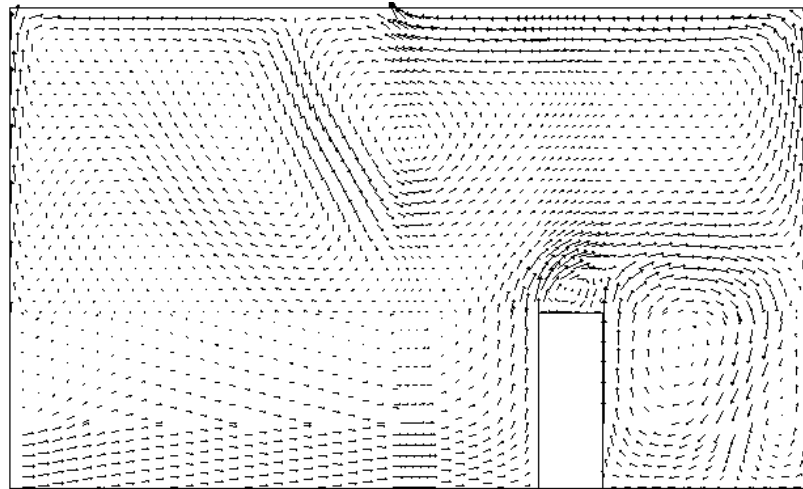
5.2 ลักษณะการไหลของอากาศและการกระจายตัวของความเร็ว

5.2.1 ลักษณะการไหลของอากาศ

ลักษณะการไหลของอากาศเป็นสิ่งที่สำคัญในการวิเคราะห์การออกแบบห้องปรับอากาศ จากรูปที่ 5.29 แสดงลักษณะการไหลของอากาศสำหรับห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยที่ห้องมีลักษณะเป็นห้องกว้าง ($AR = 0.6$) จะพบว่าอากาศเย็นที่ไหลออกจากหัวจ่ายลมเย็นจะไหลมาปะทะกับผู้อาศัย ช่วยระบายความร้อนจากผู้อาศัยที่นั่งอยู่ในห้อง จากนั้น อากาศจะไหลไปที่บริเวณเพดาน ด้านบนและไหลออกที่บริเวณช่องลมกลับ เมื่อเปรียบเทียบกับรูปที่ 5.30 ซึ่งเป็นกรณีของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมจะพบว่าลักษณะการไหลของอากาศโดยทั่วไปจะมีลักษณะที่ใกล้เคียงกัน แต่จะต่างกันที่บริเวณส่วนบนของห้องจะมีการไหลที่หมุนวนหรือการไหลของอากาศที่ผสมกันซึ่งเป็นสาเหตุที่ทำให้ค่าอุณหภูมิในแนวดิ่งมีความแตกต่างน้อยกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่

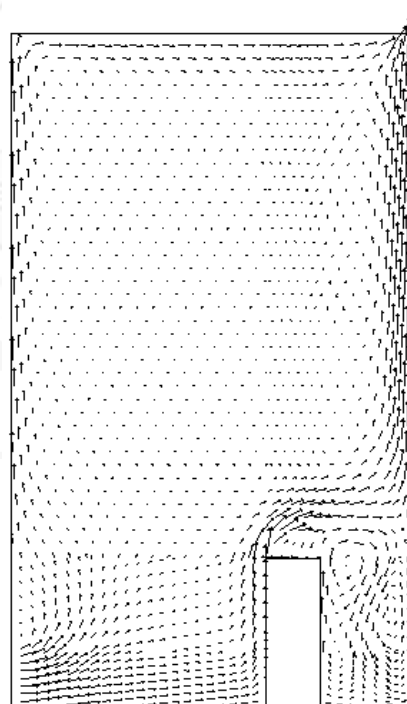


รูปที่ 5. 29 ลักษณะการไหลของอากาศของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของห้อง $T_{in} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $V_{in} = 0.1\text{ m/s}$

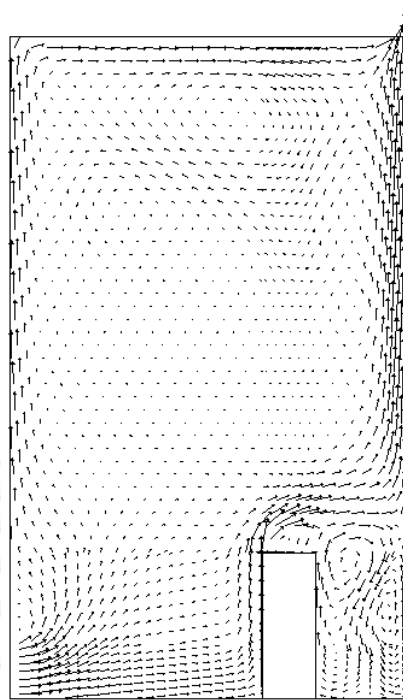


รูปที่ 5. 30 ลักษณะการไหลของอากาศของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของห้อง $T_{in} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_{in} = 0.1\text{ m/s}$ และ $T_{rcc} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$

สำหรับลักษณะการไหลของอากาศของห้องที่มีเพดานสูง ($AR = 1.67$) จะพบว่าลักษณะการไหลอากาศที่บริเวณส่วนด้านล่างของห้องปรับอากาศทั้ง 2 แบบ จะมีลักษณะที่คล้ายกัน (รูปที่ 5.31 และ 5.32) แต่จะต่างกันที่ระบบปรับอากาศแบบผสมจะมีลักษณะการไหลแบบหมุนวนที่บริเวณส่วนบนของห้องซึ่งเป็นสาเหตุที่ทำให้ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งมีค่าลดลง

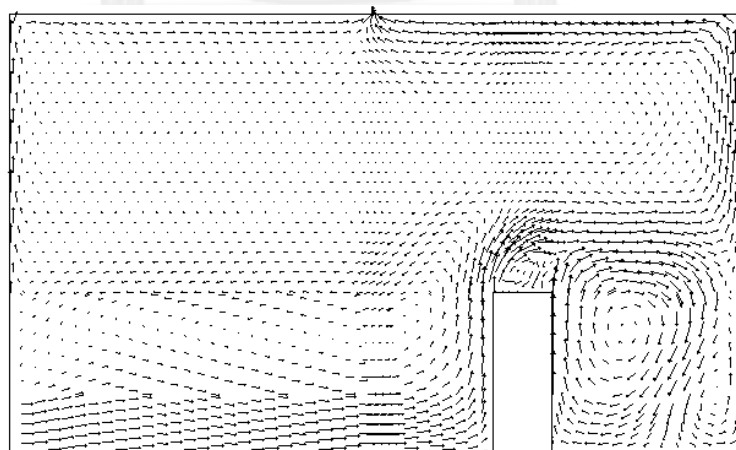


รูปที่ 5. 31 ลักษณะการไหลของอากาศของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $V_{in} = 0.2\text{ m/s}$

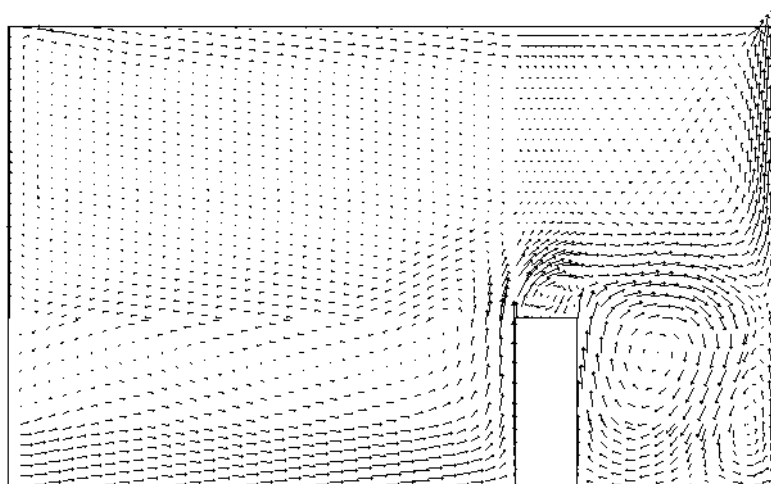


รูปที่ 5. 32 ลักษณะการไหลของอากาศของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของห้อง $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_{in} = 0.2\text{ m/s}$ และ $T_{rcc} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$

จากการเปรียบเทียบลักษณะการไหลของอากาศของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยมีตำแหน่งของช่องลมกลับที่ต่างกันจะพบว่าที่ระดับความสูงที่มีผู้อาศัยอยู่ลักษณะการไหลของอากาศจะมีการไหลที่คล้ายกัน เมื่อพิจารณาระดับความสูงเหนือบริเวณที่ผู้อาศัยอยู่จะพบว่าลักษณะการไหลของอากาศจะแตกต่างกันอันเป็นผลมาจากตำแหน่งของช่องลมกลับที่ต่างกัันดังแสดงในรูปที่ 5.33 และ 5.34

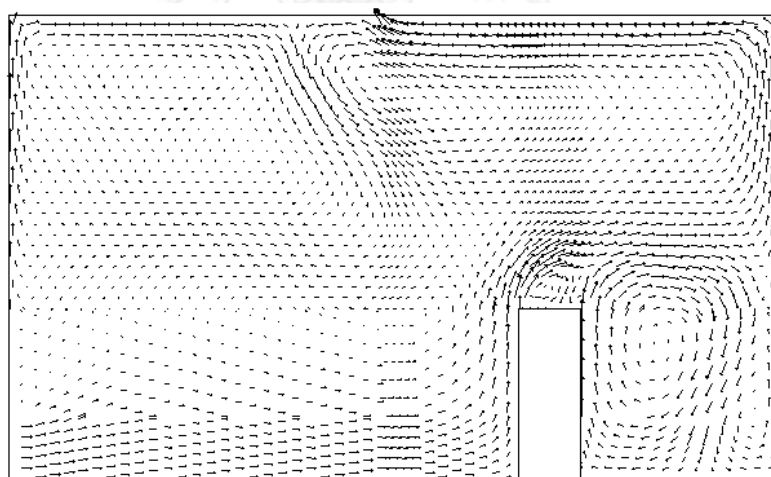


รูปที่ 5. 33 ลักษณะการไหลของอากาศของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของห้อง $T_{in} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $V_{in} = 0.1\text{ m/s}$

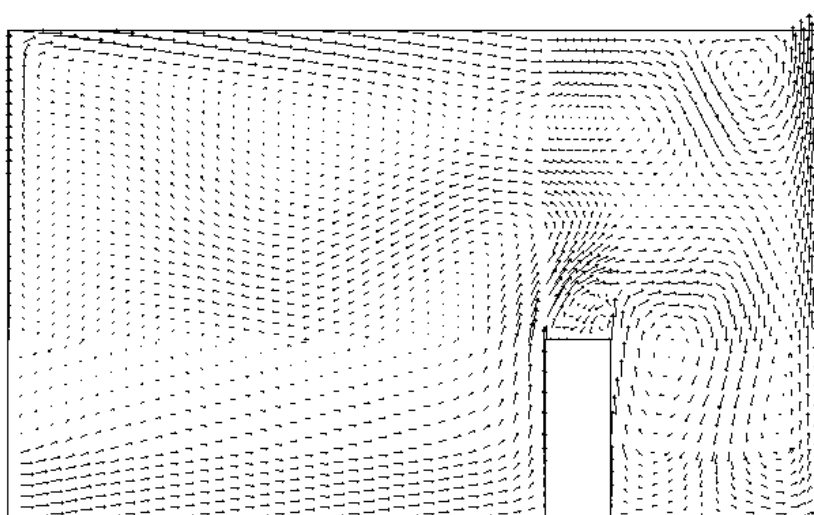


รูปที่ 5. 34 ลักษณะการไหลของอากาศของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง $T_{in} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $V_{in} = 0.1\text{ m/s}$

สำหรับกรณีของห้องปรับอากาศที่ใช้ระบบผสมโดยมีตำแหน่งของช่องลมกลับที่แตกต่างกัน จะพบว่าลักษณะการไหลของอากาศที่เหมือนกันที่ระดับความสูงที่มีผู้อาศัยอยู่ แต่จะมีความแตกต่างกันที่ระดับที่เหนือบริเวณที่ผู้อาศัยอยู่เช่นเดียวกับกรณีห้องปรับอากาศที่ใช้ระบบอากาศแบบแทนที่ ดังแสดงในรูปที่ 5.35 และรูปที่ 5.36



รูปที่ 5. 35 ลักษณะการไหลของอากาศของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของห้อง $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_{in} = 0.1\text{ m/s}$ และ $T_{rcc} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$

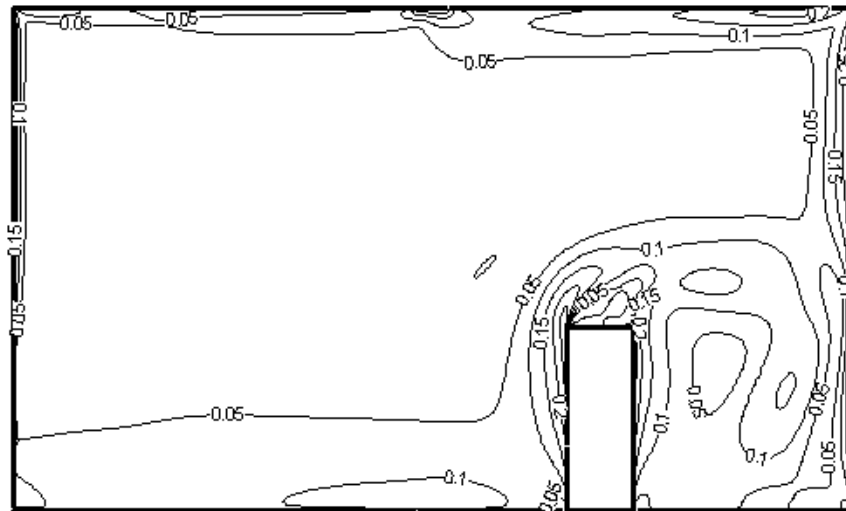


รูปที่ 5. 36 ลักษณะการไหลของอากาศของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_{in} = 0.1\text{ m/s}$ และ $T_{rcc} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$

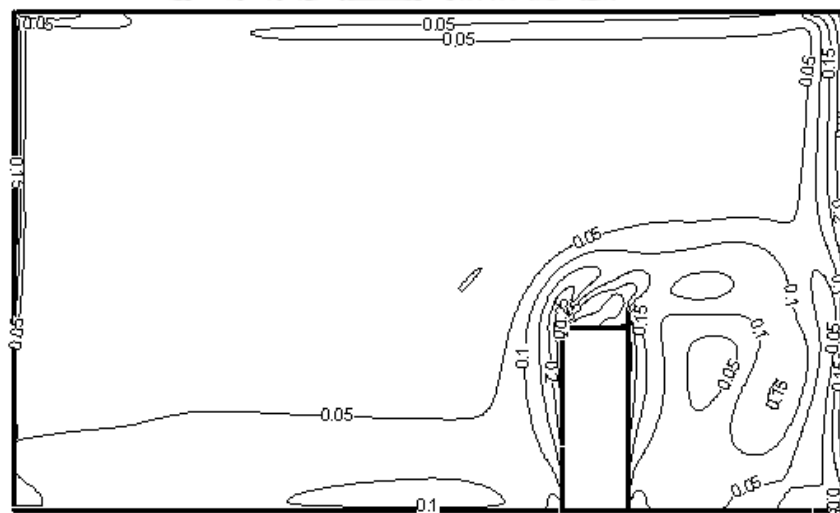
5.2.2 การกระจายตัวของความเร็วของอากาศ

ความเร็วของอากาศเป็นหนึ่งในตัวแปรที่มีความสำคัญต่อความสบายเชิงความร้อน (Fanger 1970) เช่นเดียวกับอุณหภูมิ ในการศึกษานี้จะพิจารณาลักษณะของการกระจายตัวของความเร็วภายในห้องปรับอากาศทั้งสองแบบคือ ระบบปรับอากาศแบบแทนที่และระบบปรับอากาศแบบผสม

จากการเปรียบเทียบลักษณะการกระจายตัวของความเร็วสำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ดังแสดงในรูปที่ 5.37 และรูปที่ 5.38 ซึ่งมีตำแหน่งของช่องลมกลับที่แตกต่างกัน จะพบว่าขนาดของความเร็วที่บริเวณโดยรอบผู้อาศัยจะมีค่าเท่ากับ 0.1 ถึง 0.2 m/s ลักษณะการกระจายความเร็วโดยทั่วไปจะมีลักษณะที่คล้ายกัน แต่จะมีความแตกต่างกันที่บริเวณใกล้ช่องลมกลับซึ่งอากาศบริเวณจะมีความเร็วที่สูง

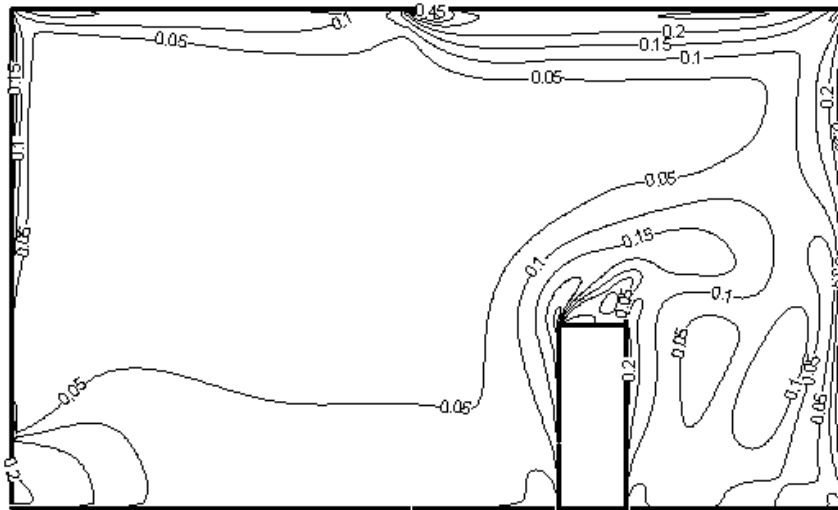


รูปที่ 5. 37 การกระจายตัวของความเร็วของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ โดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของห้อง $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $V_{in} = 0.1\text{ m/s}$

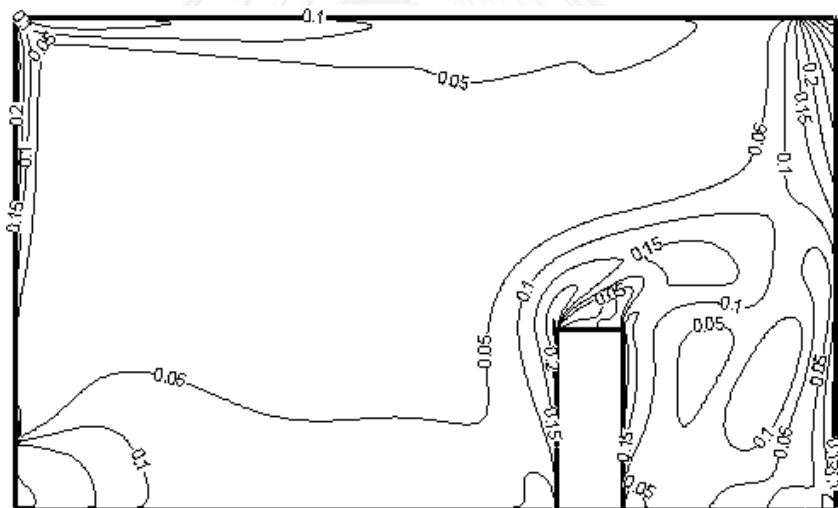


รูปที่ 5. 38 การกระจายตัวของความเร็วของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ โดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $V_{in} = 0.1\text{ m/s}$

สำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมซึ่งมีตำแหน่งของช่องลมกลับที่แตกต่างกัน ดังแสดงในรูปที่ 5.39 และ 5.40 ในกรณีที่อุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นมีค่าเท่ากับ $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นเท่ากับ 0.2 m/s และที่แผงทำความเย็นที่เพดานมีอุณหภูมิเท่ากับ $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ จะพบว่าทั้ง 2 กรณีจะมีลักษณะของการกระจายความเร็วโดยทั่วไปที่คล้าย ๆ กัน แต่จะแตกต่างกันที่บริเวณใกล้กับตำแหน่งของช่องลมกลับ ซึ่งจะพบว่าบริเวณนี้ความเร็วของอากาศจะมีค่าที่สูง ส่วนบริเวณโดยรอบตัวของผู้อาศัยความเร็วของอากาศจะมีค่าประมาณ 0.1 ถึง 0.2 m/s ทั้งสองกรณี



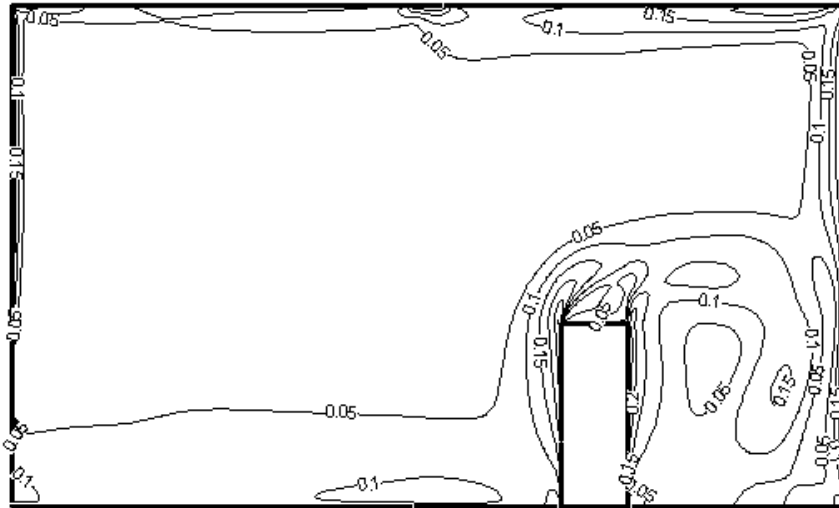
รูปที่ 5. 39 การกระจายตัวของความเร็วของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของห้อง $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_{in} = 0.2\text{ m/s}$ และ $T_{rcc} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$



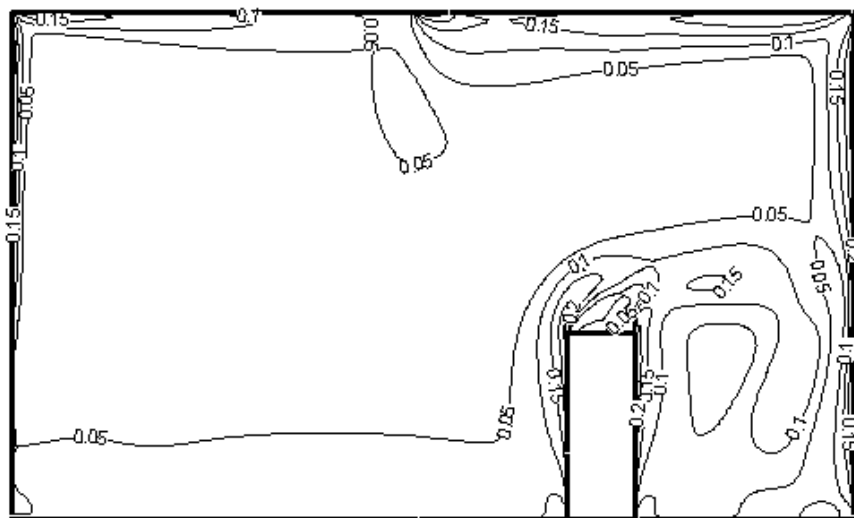
รูปที่ 5. 40 การกระจายตัวของความเร็วของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_{in} = 0.2\text{ m/s}$ และ $T_{rcc} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$

การเปรียบเทียบลักษณะการกระจายตัวของความเร็วระหว่างระบบปรับอากาศแบบแทนที่กับระบบปรับอากาศผสมจะแสดงในรูปที่ 5.41 และรูปที่ 5.42 ซึ่งทั้งสองกรณีมี อุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นมีค่าเท่ากับ $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ ความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นเท่ากับ 0.1 m/s โดยมีตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางห้อง สำหรับกรณีระบบปรับอากาศแบบผสมมีอุณหภูมิของแผงทำความเย็นมีค่าเท่ากับ $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ จากการเปรียบเทียบความแตกต่างกันจะพบว่าบริเวณด้านล่างตั้งแต่พื้นจนถึงระดับเหนือศีรษะของผู้อาศัยจะมีลักษณะการกระจายตัวของความเร็วที่คล้ายกันเนื่องมาจากอิทธิพลที่ได้รับจากอุปกรณ์จ่ายลมเย็นส่งผลต่อลักษณะการกระจายความเร็วที่บริเวณด้านล่างของห้องเป็นหลัก แต่จะแตกต่างกันที่บริเวณใกล้กับเพดาน ซึ่งมีสาเหตุมาจากการไหลของอากาศที่มีลักษณะหมุนวนที่

บริเวณด้านบนของห้องปรับอากาศแบบผสมดังที่แสดงมาก่อนหน้าในหัวข้อลักษณะการไหลของอากาศ

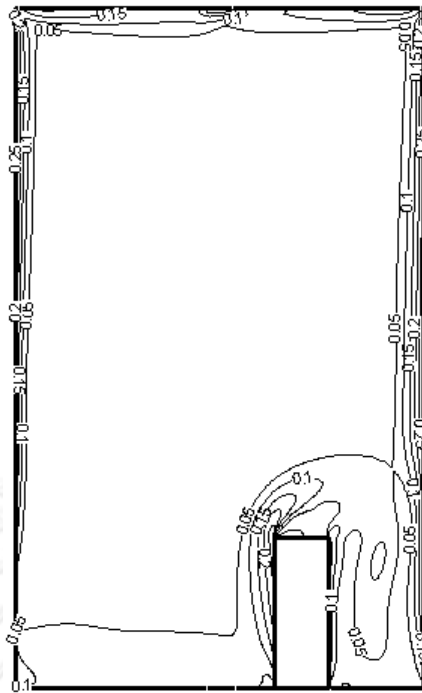


รูปที่ 5. 41 การกระจายตัวของความเร็วของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของห้อง $T_{in} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $V_{in} = 0.2\text{ m/s}$

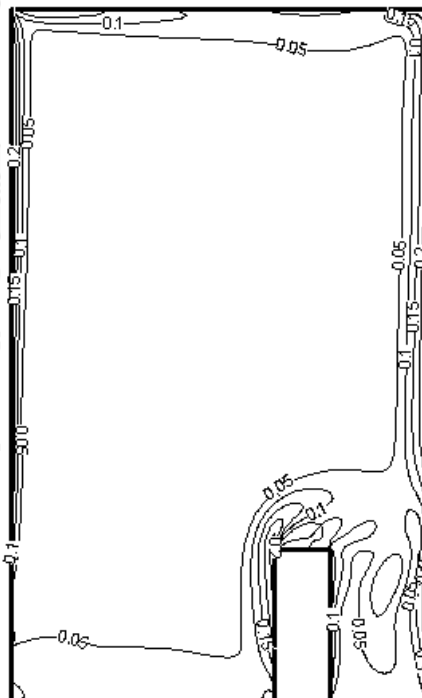


รูปที่ 5. 42 การกระจายตัวของความเร็วของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของห้อง $T_{in} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_{in} = 0.2\text{ m/s}$ และ $T_{rc} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$

สำหรับกรณีห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยมีตำแหน่งของช่องลมกลับที่ต่างกัน ดังแสดงในรูปที่ 5.43 และ 5.44 จะพบว่าความเร็วของอากาศโดยรอบตัวผู้อาศัยจะมีค่าประมาณ 0.1 ถึง 0.2 m/s ทั้งสองกรณี ความเร็วของอากาศจะมีค่าสูงขึ้นไปบริเวณผนังด้านข้างทั้งสองด้าน แต่จะมีลักษณะการกระจายตัวของความเร็วที่ต่างกันไปบริเวณใกล้กับตำแหน่งของช่องลมกลับ

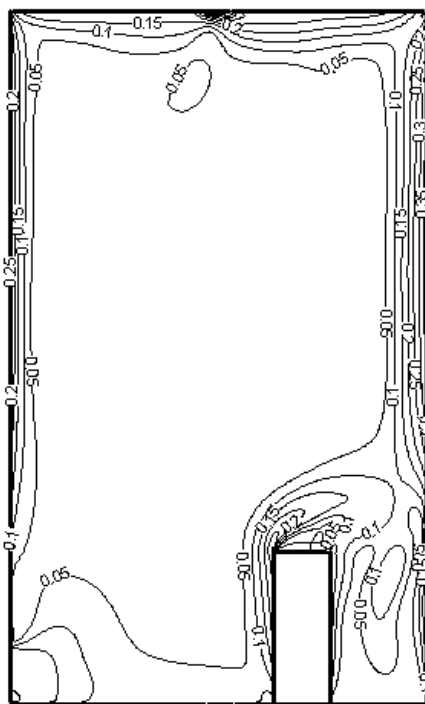


รูปที่ 5. 43 การกระจายตัวของความเร็วของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของห้อง $T_{in} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $V_{in} = 0.1\text{ m/s}$

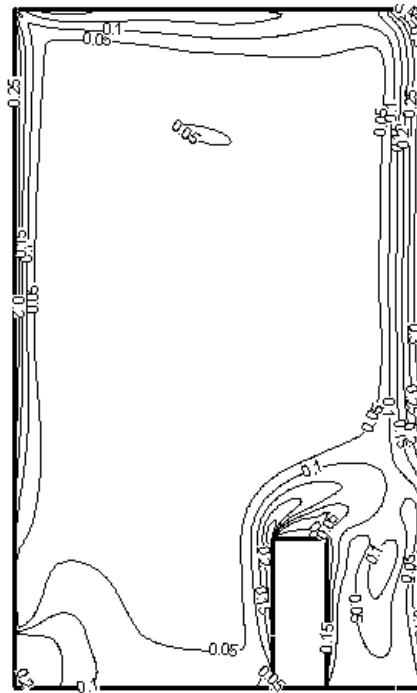


รูปที่ 5. 44 การกระจายตัวของความเร็วของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง $T_{in} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $V_{in} = 0.1\text{ m/s}$

การเปรียบเทียบลักษณะการกระจายตัวของความเร็วสำหรับกรณีห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมที่มีตำแหน่งของช่องลมกลับที่ต่างกันดังแสดงในรูปที่ 5.45 และรูปที่ 5.46 จะพบว่าความเร็วของอากาศโดยรอบตัวผู้อาศัยจะมีค่าประมาณ 0.1 ถึง 0.2 m/s ทั้งสองกรณี โดยความเร็วของอากาศจะมีค่าที่มากขึ้นที่บริเวณใกล้กับผนังทั้งสองฝั่งและจะมีความแตกต่างกันของการกระจายความเร็วที่บริเวณใกล้กับตำแหน่งของช่องลมกลับ

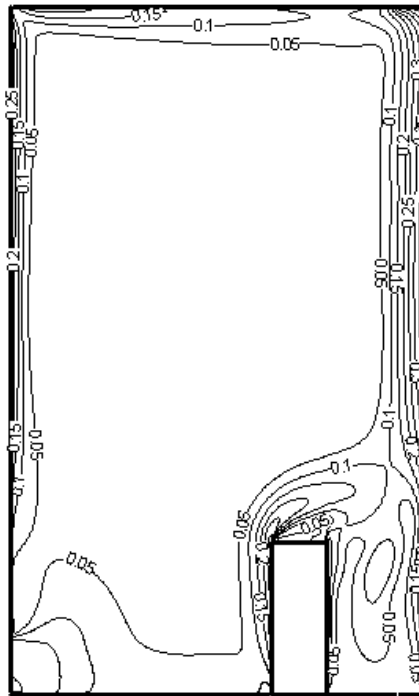


รูปที่ 5. 45 การกระจายตัวของความเร็วของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของห้อง $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_{in} = 0.2\text{ m/s}$ และ $T_{rcc} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$

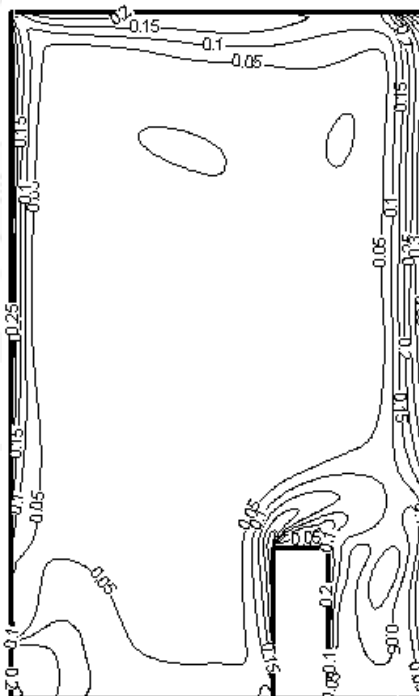


รูปที่ 5. 46 การกระจายตัวของความเร็วของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง $T_{in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_{in} = 0.2\text{ m/s}$ และ $T_{rcc} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$

สำหรับการเปรียบเทียบความแตกต่างของลักษณะของการกระจายตัวของความเร็วของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่แสดงในรูปที่ 5.47 และห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมดังแสดงในรูปที่ 5.48 ซึ่งทั้งสองระบบ อุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นมีค่าเท่ากับ $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ และความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นมีค่าเท่ากับ 0.2 m/s สำหรับกรณีระบบปรับอากาศแบบผสมที่แผงทำความเย็นที่เพดานมีอุณหภูมิเท่ากับ $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ซึ่งจากการเปรียบเทียบจะพบว่า ความเร็วของอากาศโดยรอบตัวของผู้อาศัยมีค่าเท่ากับ 0.1 ถึง 0.2 m/s ทั้งสองกรณี ส่วนการกระจายความเร็วที่ระดับความสูงจากพื้นจนถึงระดับเหนือศีรษะของผู้อาศัยจะพบว่า มีลักษณะที่คล้ายกันเนื่องมาจากอิทธิพลของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นส่งผลต่อลักษณะการกระจายความเร็วของอากาศค่อนข้างมากต่อทั้งสองระบบ ขณะที่บริเวณด้านบนของห้องจะพบว่า ลักษณะของการกระจายความเร็วมีลักษณะที่ต่างกันไป เนื่องมาจากอิทธิพลแผงทำความเย็นที่เพดานซึ่งส่งผลให้มีการไหลของอากาศในลักษณะหมุนวน



รูปที่ 5. 47 การกระจายตัวของความเร็วของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง $T_{in} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $V_{in} = 0.2\text{ m/s}$



รูปที่ 5. 48 การกระจายตัวของความเร็วของห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมโดยตำแหน่งของช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้อง $T_{in} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_{in} = 0.2\text{ m/s}$ และ $T_{rcc} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$

5.3 การวิเคราะห์ความสบายเชิงความร้อน

ในการวิเคราะห์ความสบายเชิงความร้อนของการศึกษานี้จะพิจารณาที่ เปอร์เซ็นต์ของความไม่สบายของร่างกายเนื่องจากอากาศที่หนาวเย็น (The percentage of dissatisfied people due to draft, PD) และเปอร์เซ็นต์ของความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อน (The predict percentage of dissatisfied for thermal comfort, PPD) โดยจะกำหนดให้ผู้อาศัยในห้องอยู่ในลักษณะนั่ง ซึ่งจะมีค่าระดับของระดับในการทำกิจกรรมเท่ากับ 60 W/m^2 และมีค่า Clo-value เท่ากับ 0.6 ซึ่งเป็นชุดที่ใส่ในฤดูร้อน (American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineers 2004)

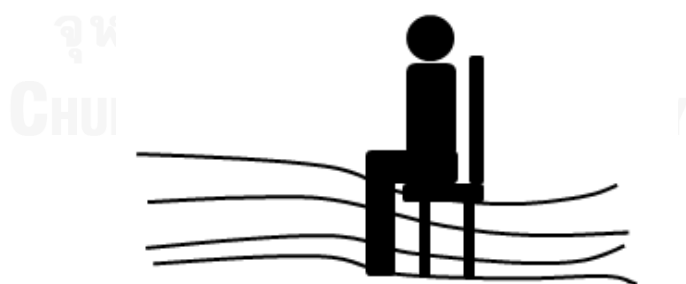
5.3.1 การวิเคราะห์ความไม่สบายของร่างกายเนื่องจากความหนาวเย็นของอากาศ (PD analysis)

ความรู้สึกไม่สบายเนื่องมาจากความหนาวเย็นซึ่งมีสาเหตุมาจากการเคลื่อนที่ของอากาศ โดยทั่วไปจะเกิดที่บริเวณส่วนล่างของร่างกาย ได้แก่ ขา ข้อเท้า และเท้า ดังรูปที่ 5.49 สำหรับตัวแปรที่มีผลต่อความรู้สึกไม่สบายนี้จะประกอบด้วย ความเร็วของอากาศ อุณหภูมิของอากาศ และ Turbulence intensity หรือ Tu ซึ่งแสดงในสมการด้านล่าง โดยสมการนี้ถูกพัฒนาโดย Fanger et al. (Fanger, Melikov et al. 1989) สำหรับการศึกษานี้จะพิจารณาความไม่สบายเนื่องจากอากาศที่เย็นที่ระดับข้อเท้าของผู้อาศัย

$$PD = (34 - T)(u - 0.05)^{0.62} (3.14 + 0.37uTu) (\%) \quad (5.1)$$

โดยมีเงื่อนไขคือ เมื่อความเร็ว, u น้อยกว่า 0.05 m/s ใช้ค่าความเร็วเท่ากับ 0.05 m/s ในกรณีที่ PD มากกว่า 100% ให้ใช้ค่า PD เท่ากับ 100% และ

$$Tu = 100(2k)^{0.5} / u (\%) \quad (5.2)$$



รูปที่ 5. 49 กระแสอากาศที่ไหลผ่านที่บริเวณส่วนล่างของร่างกาย

จากการศึกษากรณีของห้องที่มีลักษณะกว้าง ($AR = 0.6$) จะพบว่า ค่า PD ที่ระดับข้อเท้าของห้องที่ใช้ระบบระบายอากาศแบบแทนที่จะมีค่ามากกว่าห้องที่ใช้ระบบระบายอากาศแบบผสมทุกกรณีที่ทำการศึกษา และพบว่าในกรณีที่เพิ่มความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นจาก 0.1 m/s ไปเป็น

0.2 m/s จะส่งผลให้ค่า PD เพิ่มขึ้นทั้งกรณีของระบบปรับอากาศแบบแทนที่และกรณีระบบปรับอากาศแบบผสม ขณะเดียวกันการเพิ่มอุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นจะส่งผลให้ค่า PD มีค่าลดลง ทุกกรณีที่ศึกษาทั้งระบบปรับอากาศแบบแทนที่และระบบปรับอากาศแบบผสม และจากกรณีห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมจะพบว่า การเพิ่มอุณหภูมิของแผงทำความเย็นที่เพดานจะส่งผลให้ค่า PD มีค่าเพิ่มขึ้นเกือบทุกกรณีที่ทำการศึกษา และจากการเปรียบเทียบค่า PD ระหว่างตำแหน่งของช่องลมกลับทั้ง 2 ตำแหน่งจะพบว่าห้องที่มีช่องลมกลับอยู่ที่กึ่งกลางของห้องจะมีค่า PD ที่ระดับข้อเท้ามากกว่า ซึ่งจะเกิดขึ้นทั้งกรณีของห้องปรับอากาศทั้ง 2 แบบ สำหรับรายละเอียดของค่า PD ที่ระดับข้อเท้าของแต่ละกรณีจะแสดงในตารางที่ 5.9 และ 5.10

ตารางที่ 5. 9 เปอร์เซ็นต์ของความไม่สบายเนื่องจากความหนาวเย็นที่ระดับข้อเท้า (PD, %) สำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่

Return air position	T18v0.1	T18v0.2	T20v0.1	T20v0.2	T22v0.1	T22v0.2
Center	6.26	7.28	5.28	6.13	4.26	4.98
Right	5.89	6.95	4.85	5.78	3.91	4.73

ตารางที่ 5. 10 เปอร์เซ็นต์ของความไม่สบายเนื่องจากความหนาวเย็นที่ระดับข้อเท้า (PD, %) สำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม

Return air position	V_{in} (m/s)	T20 Trcc18	T20 Trcc20	T20 Trcc22	T22 Trcc18	T22 Trcc20	T22 Trcc22
Center	0.1	3.77	4.29	4.52	0.68	3.11	3.34
	0.2	5.22	5.48	5.52	3.94	4.21	4.46
Right	0.1	3.12	3.42	4.10	3.40	2.58	2.87
	0.2	4.76	5.33	5.40	3.74	3.98	4.06

สำหรับการพิจารณาค่า PD ของห้องที่มีลักษณะสูง ($AR = 1.67$) จะพบว่าในกรณีที่เพิ่มความเร็วยุของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นจาก 0.1 m/s ไปเป็น 0.2 m/s จะส่งผลให้ค่า PD มีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งจะเกิดขึ้นในกรณีของห้องปรับอากาศทั้ง 2 แบบ และการเพิ่มอุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นจะส่งผลให้ค่า PD มีค่าลดลงทุกกรณีที่ศึกษา สำหรับห้องปรับอากาศแบบผสมจะพบว่าเมื่อเพิ่มอุณหภูมิของแผงทำความเย็นที่เพดานจะส่งผลให้ค่า PD มีค่าเพิ่มขึ้น จากการเปรียบเทียบค่า PD ระหว่างตำแหน่งของช่องลมกลับทั้ง 2 ตำแหน่งจะพบว่าห้องที่มีช่องลมกลับอยู่ที่มุมขวาของห้องจะมีค่า PD ที่น้อยกว่าภายในห้องปรับอากาศทั้ง 2 ชนิด และจากการเปรียบเทียบค่า PD ของห้องปรับอากาศทั้ง 2 แบบจะพบว่ากรณีของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่จะมีค่า PD สูงกว่ากรณีห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมทุกกรณีที่ทำการศึกษาแต่ทั้งนี้ค่า PD ที่ได้จากการศึกษายังไม่เกินจากที่มาตรฐานกำหนดไว้ ดังนั้นห้องปรับอากาศที่ระบบปรับอากาศแบบแทนที่และระบบปรับอากาศแบบผสมจะไม่ก่อให้เกิดความรู้สึกไม่สบายเนื่องจากความหนาวเย็นที่บริเวณข้อเท้าให้กับผู้อาศัยทั้งกรณีของห้องกว้าง ($AR = 0.6$) และห้องสูง ($AR = 1.67$)

ตารางที่ 5. 11 เปอร์เซ็นต์ของความไม่สบายเนื่องจากความหนาวเย็นที่ระดับข้อเท้า (PD, %) สำหรับห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่

Return air position	T18v0.1	T18v0.2	T20v0.1	T20v0.2	T22v0.1	T22v0.2
Center	4.23	6.41	3.37	5.36	2.60	4.40
Right	3.58	5.91	2.93	4.89	2.30	4.00

ตารางที่ 5. 12 เปอร์เซ็นต์ของความไม่สบายเนื่องจากความหนาวเย็นที่ระดับข้อเท้า (PD, %) สำหรับห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม

Return air position	V_{in} (m/s)	T20 Trcc18	T20 Trcc20	T20 Trcc22	T22 Trcc18	T22 Trcc20	T22 Trcc22
Center	0.1	2.87	2.96	3.04	1.94	2.03	2.12
	0.2	5.08	5.14	5.20	4.06	4.11	4.18
Right	0.1	2.34	2.42	2.48	1.57	1.51	1.62
	0.2	4.66	4.71	4.76	3.70	3.72	3.80

5.3.2 การวิเคราะห์ความสบายเชิงความร้อน (PPD and PMV analysis)

ความสบายเชิงความร้อนเป็นความรู้สึกของผู้อาศัยที่รู้สึกพอใจกับสภาพแวดล้อมที่อาศัยอยู่ โดยจะมีตรรกษานี้วัดค่าความสบายเชิงความร้อนหรือ Predicted Mean Vote (PMV) ซึ่งถูกพัฒนาโดย Fanger สำหรับตัวแปรที่ส่งผลต่อค่า PMV มีทั้งหมด 6 ตัวแปร ประกอบด้วย 1. อัตราการผลิตความร้อนของร่างกาย (Metabolic rate) 2. ความต้านทานความร้อนของเสื้อผ้า (Clothing insulation) 3. อุณหภูมิของอากาศ (Air temperature) 4. อุณหภูมิการแผ่รังสี (Radiant temperature) 5. ความเร็วของอากาศ (Air speed) และ 6. ความชื้น (Humidity) ค่า PMV จะมีค่าอยู่ในช่วง -3 ถึง +3 โดยค่าทั้ง 7 (Seven point scale) มีความหมายดังต่อไปนี้ (Fanger 1970)

-3 cold

-2 cool

-1 slightly cool

0 neutral

+1 slightly warm

+2 warm

+3 hot

โดยที่ค่า PMV จะคำนวณจาก

$$PMV = [0.303 \exp(-0.036M) + 0.028]L \quad (5.3)$$

โดยที่

$$L = M - W - \{3.96 \times 10^{-8} f_{cl} [(T_{cl} + 273)^4 - (T_r + 273)^4] + f_{cl} h_c (T_{cl} - T) + 3.05 \times 10^{-3} [5733 - 6.99(M - W) - P_a] + 0.42(M - W - 58.15) + 1.7 \times 10^{-5} M(5687 - P_a) + 0.0014M(34 - T)\} \quad (5.4)$$

ค่า f_{cl} , T_{cl} และ h_c ในสมการด้านบนจะหาจาก

$$f_{cl} = 1.05 + 0.645I_{cl} \quad \text{สำหรับกรณีที่ } I_{cl} \geq 0.078$$

$$f_{cl} = 1.00 + 1.290I_{cl} \quad \text{สำหรับกรณีที่ } I_{cl} \leq 0.078$$

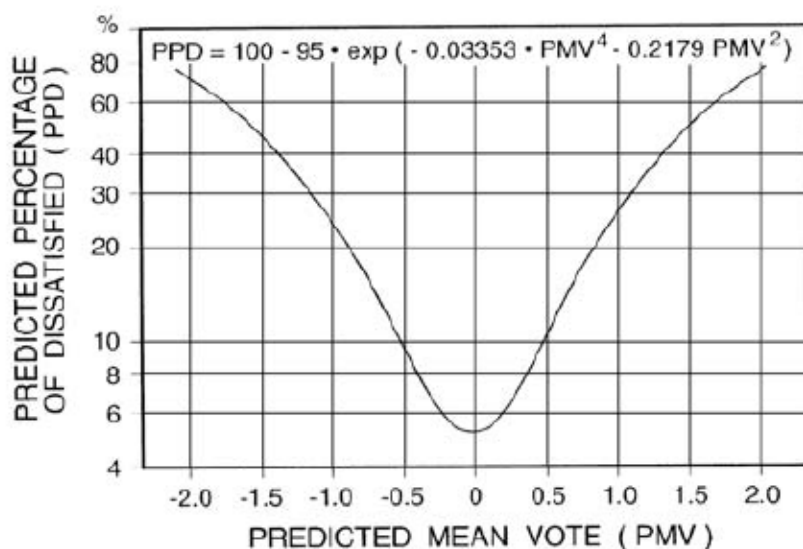
$$T_{cl} = 35.7 - 0.028(M - W) - I_{cl} \{3.96 \times 10^{-8} f_{cl} [(T_{cl} + 273)^4 - (T_r + 273)^4] + f_{cl} h_c (T_{cl} - T)\}$$

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนหรือ h_c จะหาได้จาก

$$h_c = 2.38(T_{cl} - T)^{0.25} \quad \text{สำหรับกรณีที่ } 2.38(T_{cl} - T)^{0.25} \geq 12.1u^{0.5}$$

$$h_c = 12.1u^{0.5} \quad \text{สำหรับกรณีที่ } 2.38(T_{cl} - T)^{0.25} < 12.1u^{0.5}$$

สำหรับเปอร์เซ็นต์ของความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อน (Predicted Percentage of Dissatisfied for thermal comfort, PPD) เกิดจากการเปลี่ยนค่าดัชนีความสบายเชิงความร้อน (PMV) ให้อยู่ในรูปของเปอร์เซ็นต์ของความรู้สึกไม่สบายหรือ PPD เพื่อก่อให้เกิดความเข้าใจในการหาค่าความสบายเชิงความร้อนมากยิ่งขึ้น ยกตัวอย่างเช่น กรณีที่ค่า PMV มีค่าเท่ากับ -0.30 ซึ่งค่านี้อยู่ระหว่าง Neutral กับ Slightly cool จึงไม่สามารถระบุได้ว่าจะทำให้เกิดความสบายเชิงความร้อนแก่ผู้อาศัยได้หรือไม่ ในกรณีที่เปลี่ยนเป็นค่า PPD นั้นจะมีค่าเท่ากับ 6.87% ซึ่งเป็นค่าที่ยังไม่เกินจากที่มาตรฐานแนะนำไว้คือ PPD จะต้องน้อยกว่า 10% จึงจะทำให้ผู้อาศัยเกิดความรู้สึกสบาย จากรูปที่ 5.50 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง PMV กับ PPD ซึ่งมีลักษณะกราฟเป็นรูปประฆังคว่ำที่มีความสมมาตรโดยที่ค่า PPD จะมีค่าน้อยสุดเท่ากับ 5% เมื่อค่า PMV มีค่าเท่ากับ 0



รูปที่ 5. 50 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างเปอร์เซ็นต์ของความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อนกับดรชนีความสบายเชิงความร้อน (ASHRAE Stanadard 55 2004)

ในการหาค่าความความสบายเชิงความร้อนจะพิจารณาที่ค่า ดรชนีความสบายเชิงความร้อน (PMV) และเปอร์เซ็นต์ของความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อน (PPD) สำหรับการพิจารณาในการศึกษานี้ จะพิจารณาค่า PMV ในช่วง -0.5 ถึง 0.5 ส่วนค่า PPD จะพิจารณาเมื่อ PPD มีค่าน้อยกว่า 10% ซึ่งถือว่าเป็นค่าที่มาตรฐานแนะนำ (American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineers 2004)

จากการวิเคราะห์ดรชนีความสบายเชิงความร้อนและเปอร์เซ็นต์ของความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อนของห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่จากตารางที่ 5.13 ถึง 5.16 พบว่า อุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นที่เหมาะสมควรจะเท่ากับ 20 °C โดยที่ความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นควรมีค่าเท่ากับ 0.1 m/s และกรณีที่อุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นมีค่าเท่ากับ 22 °C โดยที่ความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นควรมีค่าเท่ากับ 0.2 m/s จึงจะทำให้ได้ค่าความสบายเชิงความร้อนอยู่ในช่วงที่มาตรฐานแนะนำไว้ คือ ของดรชนีความสบายเชิงความร้อนควรมีค่าอยู่ในช่วง -0.5 ถึง 0.5 และเปอร์เซ็นต์ความไม่สบายเชิงความร้อนควรมีค่าน้อยกว่า 10% จากการเปรียบเทียบดรชนีความสบายเชิงความร้อนระหว่างความสูง 0.1 m ถึง 1.1 m กับระยะความสูง 0.1 m ถึง 1.8 m ในตารางที่ 5.13 และ 5.15 จะพบว่ามีความแตกต่างกันไม่มากนักรวมถึงเงื่อนไขของอุณหภูมิและความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นที่เหมาะสมคือเงื่อนไขเดียวกัน

ตารางที่ 5. 13 ดรรชนีความสบายเชิงความร้อน (PMV) ที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m สำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่

Return air position	T18v0.1	T18v0.2	T20v0.1	T20v0.2	T22v0.1	T22v0.2
Center	-1.04	-1.33	-0.30	-0.60	0.43	0.14
Right	-0.93	-1.23	-0.20	-0.50	0.52	0.24

ตารางที่ 5. 14 เปอร์เซนต์ของความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อน (PPD, %) ที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m สำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่

Return air position	T18v0.1	T18v0.2	T20v0.1	T20v0.2	T22v0.1	T22v0.2
Center	28.1	42.0	6.9	12.5	8.9	5.4
Right	23.4	37.0	5.8	10.8	10.8	6.2

ตารางที่ 5. 15 ดรรชนีความสบายเชิงความร้อน (PMV) ที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.8 m สำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่

Return air position	T18v0.1	T18v0.2	T20v0.1	T20v0.2	T22v0.1	T22v0.2
Center	-1.02	-1.36	-0.28	-0.63	0.45	0.11
Right	-0.92	-1.27	-0.19	-0.54	0.54	0.20

ตารางที่ 5. 16 เปอร์เซนต์ของความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อน (PPD, %) ที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.8 m สำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่

Return air position	T18v0.1	T18v0.2	T20v0.1	T20v0.2	T22v0.1	T22v0.2
Center	27.2	43.6	6.7	13.4	9.3	5.3
Right	22.9	38.9	5.7	11.1	11.2	5.8

พิจารณาตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อค่าความสบายเชิงความร้อนของกรณีห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ (ตาราง 5.13 ถึง 5.16) พบว่า อุณหภูมิและความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นมีความสำคัญต่อค่าความสบายเชิงความร้อน ยกตัวอย่างเช่น การเพิ่มของอุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นจาก 18 °C ไปเป็น 20 °C ส่งผลให้ค่าเปอร์เซนต์ของความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อนมีค่าลดลงอย่างมาก เช่นเดียวกัน การเพิ่มขึ้นของความเร็วจาก 0.1 m/s ไปเป็น 0.2 m/s ส่งผลให้เปอร์เซนต์ความไม่สบายเชิงความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นพอสมควร ขณะที่ตำแหน่งของช่องลมกลับส่งผลต่อความสบายเชิงความร้อนเพียงเล็กน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับตัวแปรอื่น ๆ

สำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมจะพบว่าอุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นที่มีความเหมาะสมคือ 22 °C ความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นที่เหมาะสมควรมีค่าอยู่ในช่วง 0.1 ถึง 0.2 m/s ส่วนอุณหภูมิของแผงทำความเย็นที่เหมาะสมควรมีค่าเท่ากับ 22 °C จึงจะทำให้ได้ความสบายเชิงความร้อนอยู่ในช่วงที่มาตรฐานแนะนำไว้ ซึ่งแสดงในตารางที่ 5.17 ถึง 5.20 และจากการเปรียบเทียบค่าดัชนีความสบายเชิงความร้อนกันระหว่างระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m (ตารางที่ 5.17) กับระยะความสูง 0.1 ถึง 1.8 m (ตารางที่ 5.20) พบว่ามีค่าแตกต่างกันเพียงเล็กน้อยเท่านั้น

ตารางที่ 5. 17 ดรรชนีความสบายเชิงความร้อน (PMV) ที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m สำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม

Return air position	V_{in} (m/s)	T20 Trcc18	T20 Trcc20	T20 Trcc22	T22 Trcc18	T22 Trcc20	T22 Trcc22
Center	0.1	-1.19	-0.99	-0.80	-0.69	-0.46	-0.26
	0.2	-1.24	-1.07	-0.90	-0.69	-0.51	-0.37
Right	0.1	-1.23	-1.05	-0.75	-0.77	-0.47	-0.23
	0.2	-1.20	-1.03	-0.85	-0.86	-0.46	-0.30

ตารางที่ 5. 18 เปอร์เซนต์ของความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อน (PPD, %) ที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m สำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม

Return air position	V_{in} (m/s)	T20 Trcc18	T20 Trcc20	T20 Trcc22	T22 Trcc18	T22 Trcc20	T22 Trcc22
Center	0.1	35.0	25.9	18.4	15.1	9.5	6.5
	0.2	37.2	29.1	22.3	15.1	10.5	7.9
Right	0.1	37.0	28.6	17.1	17.5	9.7	6.1
	0.2	35.5	27.6	20.3	14.7	9.5	6.8

ตารางที่ 5. 19 ดรรชนีความสบายเชิงความร้อน (PMV) ที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.8 m สำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม

Return air position	V_{in} (m/s)	T20 Trcc18	T20 Trcc20	T20 Trcc22	T22 Trcc18	T22 Trcc20	T22 Trcc22
Center	0.1	-1.23	-1.00	-0.80	-0.75	-0.50	-0.28
	0.2	-1.28	-1.11	-0.94	-0.74	-0.57	-0.41
Right	0.1	-1.26	-1.06	-0.77	-0.81	-0.50	-0.27
	0.2	-1.26	-1.09	-0.90	-0.74	-0.53	-0.35

ตารางที่ 5. 20 เปอร์เซนต์ของความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อน (PPD, %) ที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.8 m สำหรับห้องกว้างที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม

Return air position	V_{in} (m/s)	T20 Trcc18	T20 Trcc20	T20 Trcc22	T22 Trcc18	T22 Trcc20	T22 Trcc22
Center	0.1	36.7	26.4	18.6	16.9	10.3	6.6
	0.2	39.5	31.3	23.9	16.8	11.7	8.5
Right	0.1	38.4	29.1	17.6	18.9	10.4	6.5
	0.2	38.6	30.2	22.2	16.7	11.0	7.6

พิจารณາตารางที่ 5.17 ถึง 5.20 จะพบว่า อุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นมีความสำคัญต่อความสบายเชิงความร้อนเช่นเดียวกับกับกรณีของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ ส่วนอุณหภูมิของแผงทำความเย็นที่ติดตั้งที่เพดานและความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นมีความสำคัญรองลงมาตามลำดับ ขณะที่ตำแหน่งของช่องลมกลับส่งผลต่อความสบายเชิงความร้อนเช่นกัน แต่ถือว่าน้อยกว่าสามตัวแปรแรกที่ได้กล่าวมาก่อนข้างต้น

สำหรับกรณีห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ จากการวิเคราะห์ความแตกต่างของ दरชนีความสบายเชิงความร้อนและเปอร์เซนต์ของความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อนระหว่างระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m กับระยะความสูง 0.1 ถึง 1.8 m พบว่าไม่ต่างกันมากนักเช่นเดียวกับกรณีของห้องกว้าง พิจารณາตารางที่ 5.21 ถึง 5.24 จะพบว่าเงื่อนไขที่เหมาะสมคือ กรณีที่อุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นควรมีค่าเท่ากับ 20 °C และความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นควรมีค่าเท่ากับ 0.1 m/s และกรณีที่อุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นมีค่าเท่ากับ 22 °C รวมถึงความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นควรมีค่าอยู่ในช่วง 0.1 ถึง 0.2 m/s จึงจะทำให้ได้ค่าความสบายเชิงความร้อนอยู่ในช่วงที่มาตรฐานแนะนำ

จากการพิจารณาตัวแปรที่ส่งผลต่อค่าความสบายเชิงความร้อนของกรณีห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ จะพบว่าอุณหภูมิและความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นมีผลต่อความสบายเชิงความร้อน ขณะที่ตำแหน่งของช่องลมกลับจะส่งผลต่อความสบายเชิงความร้อนเพียงเล็กน้อย

ตารางที่ 5. 21 दरชนีความสบายเชิงความร้อน (PMV) ที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m สำหรับห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่

Return air position	T18v0.1	T18v0.2	T20v0.1	T20v0.2	T22v0.1	T22v0.2
Center	-1.07	-1.27	-0.33	-0.54	0.42	0.19
Right	-0.89	-1.17	-0.30	-0.45	0.43	0.28

ตารางที่ 5. 22 เปอร์เซนต์ของความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อน (PPD, %) ที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m สำหรับห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่

Return air position	T18v0.1	T18v0.2	T20v0.1	T20v0.2	T22v0.1	T22v0.2
Center	29.3	38.9	7.3	11.1	8.6	5.7
Right	21.7	34.0	6.8	8.9	8.9	6.6

ตารางที่ 5. 23 ดรรชนีความสบายเชิงความร้อน (PMV) ที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.8 m สำหรับห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่

Return air position	T18v0.1	T18v0.2	T20v0.1	T20v0.2	T22v0.1	T22v0.2
Center	-1.01	-1.29	-0.27	-0.56	0.48	0.17
Right	-0.87	-1.22	-0.25	-0.49	0.48	0.24

ตารางที่ 5. 24 เปอร์เซนต์ของความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อน (PPD, %) ที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.8 m สำหรับห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่

Return air position	T18v0.1	T18v0.2	T20v0.1	T20v0.2	T22v0.1	T22v0.2
Center	26.6	39.9	6.5	11.6	9.8	5.6
Right	21.1	36.4	6.3	10.1	9.8	6.2

กรณีห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม จะพบว่าอุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นควรมีค่าเท่ากับ 22 °C ความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นควรอยู่ในช่วง 0.1 ถึง 0.2 m/s และอุณหภูมิของแผงทำความเย็นที่มีความเหมาะสมควรอยู่ในช่วง 18 ถึง 22 °C จึงจะทำให้ได้ค่าความสบายเชิงความร้อนอยู่ในช่วงที่มาตรฐานแนะนำ สำหรับรายละเอียดของค่าดรรชนีความสบายเชิงความร้อนและเปอร์เซนต์ความไม่สบายเชิงความร้อนจะแสดงในตารางที่ 5.25 ถึง 5.28

พิจารณาค่าดรรชนีความสบายเชิงความร้อนและเปอร์เซนต์ความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อนจากตารางที่ 5.25 ถึง 5.28 จะพบว่า อุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นเป็นตัวแปรที่มีความสำคัญอย่างมากต่อความสบายเชิงความร้อน ขณะที่ความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นและอุณหภูมิของแผงทำความเย็นจากเพดานส่งผลกระทบท่อความสบายเชิงความร้อนรองลงมา ทั้งนี้เนื่องมาจากลักษณะของห้องที่สูงส่งผลให้อิทธิพลจากแผงทำความเย็นที่เพดานมีผลน้อยกว่าความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นที่อยู่บริเวณด้านล่างของห้อง ขณะที่ตำแหน่งของช่องลมกลับก็มีผลเพียงเล็กน้อยเมื่อเทียบกับตัวแปรตัวอื่นๆ

ตารางที่ 5. 25 ดรรชนีความสบายเชิงความร้อน (PMV) ที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m สำหรับห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม

Return air position	V_{in} (m/s)	T20 Trcc18	T20 Trcc20	T20 Trcc22	T22 Trcc18	T22 Trcc20	T22 Trcc22
Center	0.1	-0.76	-0.68	-0.56	-0.13	-0.04	0.06
	0.2	-0.87	-0.78	-0.70	-0.23	-0.14	-0.05
Right	0.1	-0.68	-0.58	-0.48	-0.12	0.03	0.13
	0.2	-0.79	-0.71	-0.62	-0.16	-0.07	0.02

ตารางที่ 5. 26 เปอร์เซนต์ของความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อน (PPD, %) ที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.1 m สำหรับห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม

Return air position	V_{in} (m/s)	T20 Trcc18	T20 Trcc20	T20 Trcc22	T22 Trcc18	T22 Trcc20	T22 Trcc22
Center	0.1	17.1	14.9	11.7	5.4	5.0	5.1
	0.2	20.9	18.0	15.3	6.1	5.4	5.0
Right	0.1	14.7	12.0	9.8	5.3	5.0	5.4
	0.2	18.2	15.6	13.1	5.5	5.1	5.0

ตารางที่ 5. 27 ดรรชนีความสบายเชิงความร้อน (PMV) ที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.8 m สำหรับห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม

Return air position	V_{in} (m/s)	T20 Trcc18	T20 Trcc20	T20 Trcc22	T22 Trcc18	T22 Trcc20	T22 Trcc22
Center	0.1	-0.75	-0.66	-0.54	-0.13	-0.03	0.08
	0.2	-0.91	-0.82	-0.73	-0.27	-0.18	-0.09
Right	0.1	-0.70	-0.59	-0.49	-0.13	0.01	0.12
	0.2	-0.86	-0.77	-0.68	-0.23	-0.14	-0.04

ตารางที่ 5. 28 เปอร์เซนต์ของความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อน (PPD, %) ที่ระยะความสูง 0.1 ถึง 1.8 m สำหรับห้องสูงที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม

Return air position	V_{in} (m/s)	T20 Trcc18	T20 Trcc20	T20 Trcc22	T22 Trcc18	T22 Trcc20	T22 Trcc22
Center	0.1	16.9	14.2	11.1	5.4	5.0	5.1
	0.2	22.6	19.3	16.4	6.6	5.7	5.2
Right	0.1	15.4	12.4	10.0	5.4	5.0	5.3
	0.2	20.7	17.6	14.8	6.1	5.4	5.0

จากการศึกษาค่าดรรชนีความสบายเชิงความร้อนและเปอร์เซนต์ของความรู้สึกไม่สบายเชิงความร้อนของระบบปรับอากาศปรับอากาศแบบแทนที่รวมถึงระบบปรับอากาศแบบผสมทั้งกรณีห้องที่มีลักษณะกว้าง (AR = 0.6) และกรณีห้องที่มีลักษณะสูง (AR = 1.67) พบว่ามีเงื่อนไขที่เหมาะสมซึ่ง

จะทำให้ค่าตรวจเช็คความสบายเชิงความร้อนและเปอร์เซ็นต์ของความชื้นสัมพัทธ์ไม่สบายเชิงความร้อนอยู่ในช่วงที่มาตรฐานแนะนำดังต่อไปนี้

ตารางที่ 5. 29 เงื่อนไขทางความร้อนที่เหมาะสมสำหรับระบบปรับอากาศแบบแทนที่

AR	Return air position	T18v0.1	T18v0.2	T20v0.1	T20v0.2	T22v0.1	T22v0.2
0.6	Center			✓		✓	✓
	Right			✓			✓
1.67	Center			✓		✓	✓
	Right			✓		✓	✓

คำอธิบายสัญลักษณ์ ยกตัวอย่างเช่น กรณี T18v0.1 คือ อุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นเท่ากับ 18 °C และความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นมีค่าเท่ากับ 0.1 m/s สำหรับกรณีของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสม ยกตัวอย่างเช่น T20Trcc18, $V_{in} = 0.1$ (m/s) คือ อุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นเท่ากับ 20 °C อุณหภูมิของแผงทำความเย็นเท่ากับ 18 °C และความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นมีค่าเท่ากับ 0.1 m/s

ตารางที่ 5. 30 เงื่อนไขทางความร้อนที่เหมาะสมสำหรับระบบปรับอากาศแบบผสม

AR	Return air position	V_{in} (m/s)	T20 Trcc18	T20 Trcc20	T20 Trcc22	T22 Trcc18	T22 Trcc20	T22 Trcc22
0.6	Center	0.1						✓
		0.2						✓
	Right	0.1						✓
		0.2						✓
1.67	Center	0.1				✓	✓	✓
		0.2				✓	✓	✓
	Right	0.1				✓	✓	✓
		0.2				✓	✓	✓

บทที่ 6

สรุปและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุป

วิทยานิพนธ์เล่มนี้ศึกษาข้อดีและข้อเสียของระบบปรับอากาศเมื่อเพิ่มการทำความเย็นจากการแผ่รังสีจากเพดานเข้าไปในระบบปรับอากาศแบบแทนที่โดยจะศึกษาด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขจากการศึกษาพบว่าเมื่อเพิ่มการทำความเย็นจากการแผ่รังสีจากเพดานเข้าไปในระบบปรับอากาศแบบแทนที่จะทำให้มีความสบายเชิงความร้อนเพิ่มขึ้น เช่น ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ระดับข้อเท้าและศีรษะจะมีค่าลดลงรวมถึงค่า PD ที่ระดับข้อเท้าจะมีค่าลดลงซึ่งจะทำให้ผู้อาศัยเกิดความสบายมากขึ้น เป็นต้น สำหรับข้อจำกัดของระบบปรับอากาศแบบแทนที่ร่วมกับการทำความเย็นโดยการแผ่รังสีจากเพดานคือจะต้องมีการออกแบบและปรับอย่างเหมาะสมระหว่างอุปกรณ์จ่ายลมเย็นกับแผงทำความเย็นที่เพดานจึงจะทำให้ห้องปรับอากาศมีค่าความสบายเชิงความร้อนดีที่สุดสำหรับรายละเอียดของการสรุปผลมีดังต่อไปนี้

- 1) ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งจากระดับข้อเท้าถึงศีรษะของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมจะมีค่าน้อยกว่าระบบปรับอากาศแบบแทนที่ ซึ่งหากความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งมีค่ามากจะส่งผลให้ผู้อาศัยเกิดความรู้สึกไม่สบายได้
- 2) อุณหภูมิและความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นรวมถึงอุณหภูมิของแผงทำความเย็นที่เพดานเป็นตัวแปรที่มีอิทธิพลต่อค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งของห้องปรับอากาศทั้ง 2 ชนิด
- 3) ตำแหน่งของช่องลมกลับมีอิทธิพลพอสมควรกับลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิของห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมแต่จะมีอิทธิพลเพียงเล็กน้อยกับห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่
- 4) อุณหภูมิและความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นเป็นตัวแปรสำคัญที่มีผลต่อค่า PD ที่ระดับข้อเท้า ซึ่งจะพบว่าการเพิ่มความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นจะส่งผลให้ PD มีค่าเพิ่มขึ้น ขณะที่การเพิ่มอุณหภูมิของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นจะส่งผลให้ค่า PD มีค่าลดลง
- 5) จากการเปรียบเทียบค่า PD ของห้องปรับอากาศทั้ง 2 ระบบจะพบว่า ห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบผสมจะมีค่า PD ที่น้อยกว่าห้องที่ใช้ระบบปรับอากาศแบบแทนที่ ซึ่งหากค่า PD ที่มีค่ามากจะส่งผลให้ผู้อาศัยเกิดความรู้สึกไม่สบายภายในห้องปรับอากาศได้
- 6) อุณหภูมิและความเร็วของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นรวมถึงอุณหภูมิของแผงทำความเย็นเป็นตัวแปรที่มีความสำคัญต่อค่าความสบายเชิงความร้อน ขณะที่ตำแหน่งของช่องลมกลับส่งผลเพียงเล็กน้อย การปรับและการออกแบบอย่างเหมาะสมจะทำให้ผู้อาศัยเกิดความรู้สึกสบายภายในห้องปรับอากาศทั้ง 2 ชนิดที่ได้ทำการศึกษา

การเพิ่มระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดานเข้าไปยังระบบปรับอากาศแบบแทนที่จะทำให้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้ง และค่า PD มีค่าลดลงเล็กน้อยดังแสดงในตารางที่ 6.1

ตารางที่ 6. 1 การเปรียบเทียบระหว่างระบบปรับอากาศแบบแทนที่กับระบบปรับอากาศแบบผสม

หัวข้อเปรียบเทียบ	เพิ่มแผงทำความเย็นที่เพดาน เข้าไปในระบบปรับอากาศ แบบแทนที่พบว่า	หมายเหตุ
1. ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้ง สำหรับกรณีห้องกว้าง (AR = 0.6)	ลดลง 0.64 °C (จากเดิม 1.45 °C)	เมื่อเปรียบเทียบ กับกรณีที่ใช้ ระบบปรับอากาศแบบ แทนที่เพียงอย่าง เดียว
2. ความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้ง สำหรับกรณีห้องสูง (AR = 1.67)	ลดลง 0.58 °C (จากเดิม 1.44 °C)	
3. ความไม่สบายเนื่องจากอากาศที่เย็น สำหรับกรณีห้องกว้าง (AR = 0.6)	ลดลง 1.73 % (จากเดิม 4.85 %)	
4. ความไม่สบายเนื่องจากอากาศที่เย็น สำหรับกรณีห้องกว้าง (AR = 1.67)	ลดลง 0.79% (จากเดิม 2.30 %)	

ข้อเสนอแนะของการศึกษา จากข้อสรุปข้างต้นพบว่าระบบปรับอากาศแบบแทนที่มีค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ระยะความสูงระหว่างศีรษะและเท้าของผู้อาศัยมากกว่า รวมถึงมีค่าเปอร์เซ็นต์ความไม่สบายของร่างกายเนื่องจากความหนาวเย็นของอากาศ (PD) ที่มากกว่าระบบปรับอากาศแบบผสมแต่ค่าเหล่านี้ยังไม่เกินจากมาตรฐานที่ ASHRAE ได้กำหนดไว้ คือ ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิในแนวตั้งที่ระยะความสูงระหว่างศีรษะถึงเท้าจะต้องมีค่าน้อยกว่า 3 °C และค่า PD ต้องมีค่าน้อยกว่า 20 % ซึ่งการใช้งานระบบปรับอากาศแบบแทนที่ระบบเดียวก็มีความเพียงพอเพราะหากเพิ่มระบบทำความเย็นแบบแผ่รังสีจากเพดานเข้ามาในระบบ จะต้องพิจารณาถึงโอกาสเกิดการกลับตัวที่แผงทำความเย็นที่บริเวณเพดานรวมถึงต้องเสียค่าใช้จ่ายเพิ่มขึ้นจากการใช้งานและการซ่อมบำรุงอุปกรณ์ที่เพิ่มเข้ามาในระบบ

6.2 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยในอนาคต

สำหรับการศึกษานี้จะพิจารณาการคำนวณการไหลและการกระจายตัวของอากาศเพียงสองมิติเท่านั้น จึงอาจเกิดความคลาดเคลื่อนเนื่องจากไม่ได้พิจารณามิติความลึกของทิศทาง เพื่อให้ผลการศึกษาที่มีความใกล้เคียงสภาพจริงมากขึ้น จึงมีข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยที่อาจดำเนินต่อไปดังนี้

- 1) พิจารณาการไหลและการกระจายตัวของอุณหภูมิเป็นสามมิติเพื่อความสมจริงและลดความคลาดเคลื่อนเนื่องมาจากความลึกของทิศทาง
- 2) เพิ่มแบบจำลองของโต๊ะ เก้าอี้ หรือเฟอร์นิเจอร์ ภายในห้องเพื่อความสมจริงของเหตุการณ์มากยิ่งขึ้น

3) พิจารณาคุณภาพของอากาศภายในห้องเพราะวิทยานิพนธ์เล่มนี้ศึกษาเฉพาะค่าความสบายเชิงความร้อนเพียงอย่างเดียว



รายการอ้างอิง

- American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineers (2004). Thermal environmental conditions for human occupy Atlanta. **ASHRAE Standard 55**.
- ANSYS FLUENT 12.0 (2009). Tutorial guide, ANSYS Inc.
- Barakos, G., E. Mitsoulis and D. Assimacopoulos (1994). "Natural convection flow in a square cavity revised: Laminar and turbulent models with wall functions." International Journal of Numerical Method in Fluids **18**: 695-719.
- Blay, D., S. Mergui and C. Niculae (1992). "Confined turbulent mixed convection in the presence of a horizontal buoyancy wall jet: Fundamental of Mixed Convection." ASME Heat Transfer Division **213**: 65-72.
- Causone, F., F. Baldin, B. F. Olesen and S. P. Corngati (2010). "Floor heating and cooling combined with displacement ventilation: Possibilities and limitations " Energy and Buildings **42**: 2338-2352.
- Chakroun, W., N. Ghaddar and K. Ghali (2011B). "Chilled ceiling and displacement ventilation aided with personalized evaporative cooler." Energy and Buildings **43**: 3250-3257.
- Chakroun, W., K. Ghali and N. Ghaddar (2011A). "Air quality in rooms conditioned by chilled ceiling and mixed displacement ventilation for energy saving." Energy and Buildings **43**: 2684-2695.
- Cheesewright, R., K. J. King and S. Ziai (1986). "Experimental data for the validation of computer codes for prediction of two-dimensional buoyancy cavity flow." Proc. ASME Meeting: 75-86.
- Chen, Q. and L. Glicksman (1999). Evaluation and development of design guidelines for displacement ventilation Building Technology Program. Massachusetts Institute of Technology.
- Cheong, K. W. D., W. J. Yu, S. C. Sekhar, K. W. Tham and R. Kosonen (2007). "Local thermal sensation and comfort study in a field environment chamber served by displacement ventilation system in the tropics." Building and Environment **42**: 525-533.
- Choi, S. K., E. K. Kim and S. O. Kim (2003). Evaluation of two different k-e-v-f turbulence models for natural convection in rectangular cavity. Proc. 5th Asian Computational Fluid Dynamics Conference, Busan, Korea.
- Fanger, P. O. (1970). Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering. New York, McGraw-Hill.

- Fanger, P. O., A. K. Melikov, H. Hanzawa and J. Ring (1989). "Turbulence and Draft." ASHRAE Journal **31**(7): 18-23.
- Federation of European Heating and Air-conditioning Associations (2002). Displacement ventilation in non-industrial premises. **REHVA**.
- Gan, G. (1995). "Numerical investigation of local thermal discomfort in offices with displacement ventilation." Energy and Buildings **23**: 73-81.
- Hao, X., G. Zhang, Y. Chen, S. Zou and D. J. Moschandreas (2007). "A combined systems of chilled ceiling, displacement ventilation and desiccant dehumidification " Building and Environment **42**: 3298-3308.
- Kang, Y., Y. Wang and K. Zhong (2011). "Effects of supply air temperature and inlet locations on particle dispersion in displacement ventilation rooms." Particuology **9**: 619-625.
- Kathaw, N. (2007). Mathematical modeling for radiation in radiant cooling room Master Degree, Chulalongkorn University.
- Kessling, W., S. Hoslt and M. Schuler (2004). Innovation design concept for the new Bangkok international airport Symposium on Improving Building System in Hot and Humid Climates. Munich, Germany, Transsolar Energietechnik.
- Krane, R. J. and J. Jessee (1983). Some detailed field measurement for a natural convection flow in a vertical square enclosure. Proc. 1st ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference
- Lari, K., M. Baneshi, S. A. Gandjalikhan Nassab, M. Komiya and S. Murayama (2011). "Combined heat transfer of radiation and natural convection in a square cavity containing participating gases." International Journal of Heat and Mass Transfer **54**: 5087-5099.
- Latest news and projects from Innovent (Scotland) Limited. (2014). "Innovent supply Halton Displacement terminals to new Kilmarnock Council Chambers." Retrieved July 14, 2014, from <http://innovent.wordpress.com/>.
- Lau, J. and Q. Chen (2006). "Energy analysis for workshops with floor-supply displacement ventilation under U.S. climates." Energy and Buildings **38**: 1212-1219.
- Lau, J. and Q. Chen (2007). "Floor-supply displacement ventilation for workshops." Building and Environment **42**: 1718-1730.
- Lauder, B. E. and D. B. Spalding (1974). "The numerical computation of turbulent flows " Computer Method in Applied Mechanics and Engineering **3**: 269-289.
- Lin, Z., T. T. Chow, K. F. Fong, Q. Wang and Y. Li (2005B). "Comparison of performances of displacement and mixing ventilation. Part I: thermal comfort " International Journal of Refrigeration **28**: 276-287.

- Lin, Z., T. T. Chow, K. F. Fong, Q. Wang and Y. Li (2005C). "Comparison of performances of displacement and mixing ventilations. Part II: indoor air quality " International Journal of Refrigeration **28**: 288-305.
- Lin, Z., T. T. Chow, C. F. Tsang, K. F. Fong and L. S. Chan (2005A). "CFD study on effect of the air supply location on the performance of displacement ventilation system." Building and Environment **40**: 1051-1067.
- Mumma, S. A. (2002). "Chilled ceiling in parallel with dedicated outdoor air systems: Addressing the concerns of condensation, capacity and cost." ASHRAE Transactions **108**(2): 220-231.
- Novoselac, A. and J. Srebric (2002). "A critical review on the performance and design of combined cooled ceiling and displacement ventilation systems " Energy and Buildings **34**: 497-509.
- Patankar, S. V. (1980). Numerical heat transfer and fluid flow. New York, Hemisphere.
- Radhakrishnan, T. D., A. K. Verma, C. Balaji and S. V. Venkateshan (2007). "An experimental and numerical investigation of mixed convection from a heat generating element in a ventilated cavity." Experimental Thermal and Fluid Science **32**: 502-520.
- Raithby, G. D. and E. H. Chui (1990). "A finite-volume method for predicting a radiant heat transfer in enclosures with participating media." Journal of Heat Transfer **112**: 415-423.
- Rees, S. J. and P. Haves (2013). "An experimental study of air flow and temperature distribution in a room with displacement ventilation and chilled ceiling." Building and Environment **59**: 358-368.
- Rohdin, P. and B. Moshfegh (2007). "Numerical predictions of indoor climate in large industrial premises. A comparison between different k-e models supported by field measurements " Building and Environment **42**: 3872-3882.
- Stamou, A. I., I. Katsiris and A. Schaelin (2008). "Evaluation of thermal comfort in Galatsi Arena of the Olympics Athens 2004 using CFD model." Applied Thermal Engineering **28** **28**: 1206-1215.
- Stetiu, C. (1999). "Energy and peak power savings potential of radiant cooling systems in U.S. commercial buildings " Energy and Buildings **30**(2): 127-138.
- Velusamy, K., T. Sundararajan and K. N. Seetharamu (2001). "Interaction effects between surface radiation and turbulent natural convection in a square and rectangular enclosures." ASME Journal of Heat Transfer **123**: 1062-1070.
- Watson, R. D. and K. S. Chapman (2002). Radiant heating and cooling handbook. New York, McGraw-Hill.

Yakhot, V., S. A. Orszag, S. Thangam and C. G. Speziale (1992). "Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique " Physics of Fluid A 4(7): 1510-1520.





ภาคผนวก

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายเฉลิมพล ไผทพฤกษ์ เกิดเมื่อวันที่ 5 ธันวาคม พุทธศักราช 2532 จังหวัดพระนครศรีอยุธยา สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต จากภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เมื่อปีการศึกษา 2555 และเข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาโทบริหารบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2555 โดยมีผลงานทางวิชาการเรื่อง Computational Study of Radiant Cooling Effects on Turbulent Natural Convection in Rectangular Enclosed Rooms ตีพิมพ์ในวารสารประชุมวิชาการระดับนานาชาติ The 4th TSME International Conference on Mechanical Engineering



จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY