

การจำลองการกระจายอุณหภูมิและการถ่ายเทความร้อนภายในช่องแช่อาหารสด
ของตู้เย็นด้วยวิธีทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

TEMPERATURE DISTRIBUTION AND HEAT TRANSFER SIMULATION
IN THE FRESH FOOD COMPARTMENT OF A HOUSEHOLD REFRIGERATOR
USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมอาหาร
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
พ.ศ. 2559
KMITL-2016-EN-M-270-053

การจำลองการกระจายอุณหภูมิและการถ่ายเทความร้อนภายในช่องแช่อาหารสด
ของตู้เย็นด้วยวิธีทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

TEMPERATURE DISTRIBUTION AND HEAT TRANSFER SIMULATION
IN THE FRESH FOOD COMPARTMENT OF A HOUSEHOLD REFRIGERATOR
USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมอาหาร

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2559

KMITL-2016-EN-M-270-053

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TEMPERATURE DISTRIBUTION AND HEAT TRANSFER SIMULATION
IN THE FRESH FOOD COMPARTMENT OF A HOUSEHOLD REFRIGERATOR
USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENTS FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING IN FOOD ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2016
KMITL-2016-EN-M-270-053

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2016

FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การจำลองการกระจายอุณหภูมิและการถ่ายเทความร้อนภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็น
ด้วยวิธีทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

Thesis Title Temperature Distribution and Heat Transfer Simulation in the Fresh Food
Compartment of a Household Refrigerator using Computational Fluid
Dynamics

นักศึกษา นายณัฐวุฒิ ชาวเมือง

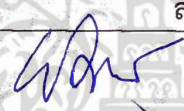




รหัสประจำตัว 57601219

ปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชา วิศวกรรมอาหาร

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผศ.ดร.มาฤดี ผ่องพิพัฒน์พงศ์

หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2016-EN-M-270-053

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
ผศ.ดร.พิมพ์เพ็ญ	พรเฉลิมพงศ์	
รศ.ดร.ดวงกมล	ณ ระนอง	
ศ.ดร.สั๊กกมน	เทพหัสติน ณ อยู่ธยา	
ดร.มธุรรดา	จิโนรส	
ผศ.ดร.มาฤดี	ผ่องพิพัฒน์พงศ์	

วัน / เดือน / ปี ที่สอบ วันอังคารที่ 28 มิถุนายน พ.ศ. 2559 เวลา 13.30-15.30 น.

สถานที่สอบ ณ อาคาร A ชั้น 5 ห้องประชุม 3

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว



(รองศาสตราจารย์ ดร. คมสัน มาลีสี)

คณบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไปอนาคตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
วันที่ 28 มิถุนายน พ.ศ. 2559
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การจำลองการกระจายอุณหภูมิและการถ่ายเทความร้อนภายในช่อง แช่อาหารสดของตู้เย็นด้วยวิธีทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ
นักศึกษา	นายณัฐวุฒิ ชาวเมือง
รหัสประจำตัว	57601291
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมอาหาร
พ.ศ.	2559
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	ผศ. ดร.มาฤดี ผ่องพิพัฒน์พงศ์

บทคัดย่อ

งานวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นการศึกษาเชิงตัวเลขสำหรับการถ่ายเทความร้อนและการไหลเวียนของอากาศภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นแบบ 2 ประตูที่มีช่องแช่แข็งด้านบน โดยตู้เย็นอยู่ภายใต้สภาวะที่มีการบรรจุไหลด์และไม่มีบรรจุไหลด์ ซึ่งการคำนวณเชิงตัวเลขของพลศาสตร์ของไหลได้ประยุกต์ใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์สำเร็จรูป SolidWorks จากผลการจำลองพบว่าลักษณะการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นแบ่งเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนที่ 1 เป็นส่วนที่มีอุณหภูมิต่ำ (อยู่ในช่วง -1.5 ถึง 1.5 องศาเซลเซียส) ซึ่งอยู่ในบริเวณช่องแช่เนื้อและชั้นวางล่าง และส่วนที่ 2 เป็นส่วนที่มีอุณหภูมิสูงกว่า (อยู่ในช่วง 1.5 ถึง 4.0 องศาเซลเซียส) ซึ่งอยู่ในบริเวณชั้นวางบนและกลาง ส่วนการไหลเวียนอากาศภายในตู้เย็นพบว่า ความเร็วของอากาศมีค่าระหว่าง 0 - 0.4 เมตร/วินาที โดยบริเวณชั้นวางล่างด้านหลังมีความเร็วสูงสุด เมื่อทำการจำลองและวิเคราะห์ผลของการบรรจุไหลด์พบว่า มีผลทำให้อุณหภูมิภายในสูงขึ้นประมาณ 2 °C และพบว่าเกิดการหมุนวนของอากาศเพิ่มขึ้นในหลายตำแหน่ง นอกจากนี้ในการศึกษายังได้ทำการเปลี่ยนลักษณะของชั้นวาง โดยใช้ลักษณะชั้นวางบนและชั้นวางกลางเป็นชั้นวางแบบทึบและแบบตะแกรง ผลการศึกษาพบว่า การกระจายอุณหภูมิภายในเมื่อใช้ชั้นวางแบบตะแกรงสามารถลดความแตกต่างของอุณหภูมิภายในตู้เย็นลงได้ 50 - 75% เมื่อเปรียบเทียบกับการใช้ชั้นวางแบบทึบ ทั้งกรณีที่ไม่บรรจุไหลด์และบรรจุไหลด์ และจากการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองที่ใช้ศึกษาด้วยการเปรียบเทียบกับผลการวัดค่าอุณหภูมิภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นในสภาพการทำงานจริง ผลที่ได้ทั้งสองไม่มีความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis	Temperature Distribution and Heat Transfer Simulation in the Fresh Food Compartment of a Household Refrigerator using Computational Fluid Dynamics
Student	Mr. Nattawut Chaomuang
Student ID.	57601291
Degree	Master of Engineering
Program	Food Engineering
Year	2016
Thesis Advisor	Asst. Prof. Dr. Maradee Phongpipatpong

ABSTRACT

A numerical simulation of the heat transfer and airflow in a frost-free refrigerator with a top-mounted freezer was carried out in this study. The fresh food compartment of the refrigerator was under loaded and unloaded conditions. The modeling and simulation of heat transfer within the refrigerator was performed using Computational Fluid Dynamic (CFD) commercial software, SolidWorks. The simulation results showed that the temperature profile within the compartment was divided into 2 zones: zone 1 (ranging between -1.5 to 1.5 °C) located at the meat chiller and the bottom shelf, and zone 2 (ranging between 1.5 to 4.0 °C) located at the top and middle shelves. The airflow velocity inside the refrigerator was found in the range between 0 and 0.4 m/s. The maximum air velocity was at the back of the bottom shelf. When the compartment was loaded, the average temperatures were increased around 2 °C. Moreover, it was also found that the vortices increased with the load amount filled in the compartment. The different shelves in the compartment (solid shelves and wire shelves) were also investigated in this study. It was found that when the top and middle shelves were replaced by wire shelves. The temperature variation was decreased by 50 - 75% compared to solid shelves, and the temperature profile in the compartment became more uniform for both unloaded and loaded conditions. Simulation results were validated with the experimental values, it can be concluded that there was no significantly differences between the both results.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และตั้งอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา ผศ. ดร.มาฤดี ผ่องพิพัฒน์พงศ์ ที่ให้การสนับสนุนและช่วยเหลือทั้งทางด้านทฤษฎีและด้านการทำงานวิจัย พร้อมด้วยการให้คำชี้แนะในการแก้ปัญหา ตลอดจนการให้ความรู้และประการณ์ที่ดีและเป็นประโยชน์แก่ข้าพเจ้า

ขอขอบคุณ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง สำหรับการสนับสนุนทุนการศึกษาระดับมหาบัณฑิตตลอดหลักสูตร 2 ปี

ขอขอบคุณ ศ. ดร.สั๊กมน เทพหัสดิน ณ อยุธยา รศ. ดร.ดวงกมล ณ ระนอง ผศ. ดร.พิมพ์เพ็ญ พรเฉลิมพงศ์ และ ดร.มธุรดา จิโนรส กรรมการสอบวิทยานิพนธ์ทุกท่าน ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำตลอดจนข้อชี้แนะ จนในที่สุดทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลงได้

ขอขอบคุณ ดร.นิวัฒน์ ภูเจริญ คุณเอกราช กาศนอก คุณปราชญา วัฒนสันติเจริญ และ คุณจเร วงษ์ผึ้ง สำหรับข้อชี้แนะแนวทางการศึกษาและการใช้งานทางด้านพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ และขอขอบคุณ Mr. Ong Yao Min สำหรับการช่วยเหลือในเรื่องการตรวจแก้ไขบทความวิชาการฉบับภาษาอังกฤษเพื่อใช้ในการเข้าร่วมงานประชุมวิชาการระดับนานาชาติ

ขอขอบคุณ Revd. Andrew Yap อ.นพดล หัทยานนท์ พร้อมด้วยพี่น้องในพระเยซูคริสต์ จากคริสตจักรแองลิกันลาดกระบัง และคริสตจักรเซนต์เจมส์สิงคโปร์ ที่หนุนใจและอธิษฐานเพื่อพร้อมด้วยการสนับสนุนที่ดีมาตลอดระยะเวลาจนสำเร็จการศึกษา

ขอขอบคุณ คุณเมธินี สงไทย ที่คอยเป็นเพื่อน ที่ปรึกษา และผู้ช่วยเหลือที่ดีมาโดยตลอด
สุดท้ายเหนือสิ่งอื่นใดข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณ คุณพ่อ คุณแม่ และคุณน้า ที่คอยอยู่เคียงข้างและให้กำลังใจ พร้อมด้วยการสนับสนุนช่วยเหลือในทุก ๆ ด้านจนทำให้การเรียนของข้าพเจ้าราบรื่นและผ่านทุกอย่างมาได้จนถึงทุกวันนี้

สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้เป็นที่ถวายพระเกียรติแด่พระเจ้าผู้ทรงสร้างฟ้าสวรรค์และโลก ตลอดจน บิดา มารดา ผู้ซึ่งเป็นที่รัก พร้อมด้วยครูอาจารย์ที่เคารพทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

ณัฐวุฒิ ชาวเมือง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และตัดทอนอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VI
สารบัญรูป	VIII
รายการคำย่อและสัญลักษณ์	XIII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการวิจัย	3
1.3 ขอบเขตของการวิจัย	3
1.4 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย	3
1.5 ประโยชน์ที่ได้รับ	4
1.6 รายละเอียดของวิทยานิพนธ์	5
บทที่ 2 การทบทวนวรรณกรรม	6
2.1 ตู๋เยิ่น	6
2.2 ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน	7
2.3 พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ	9
2.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	20
บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย	27
3.1 ขั้นตอนการทดลอง	27
3.2 การสร้างแบบจำลอง	31
3.3 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลอง	37

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และตั้ง IV อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.4 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง	41
บทที่ 4 ผลการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง	44
4.1 แบบจำลองของตู้เย็นไม่บรรจุหลอด.....	44
4.2 แบบจำลองของตู้เย็นบรรจุหลอด	47
4.3 แบบจำลองของตู้เย็นไม่บรรจุหลอดที่ใช้ชั้นวางแบบตะแกรง	49
4.4 แบบจำลองของตู้เย็นบรรจุหลอดที่ใช้ชั้นวางแบบตะแกรง	51
บทที่ 5 ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล	54
5.1 การไหลเวียนของอากาศภายในตู้เย็น	54
5.2 ผลการจำลองภายในตู้เย็นที่ไม่มีการบรรจุหลอด	55
5.3 ผลการจำลองภายในตู้เย็นที่มีการบรรจุหลอด	59
5.4 ผลการใช้ชั้นวางแบบตะแกรง	64
5.5 สรุปผลการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็น	69
บทที่ 6 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ	70
6.1 สรุปผลการวิจัย	70
6.2 ข้อเสนอแนะ	71
บรรณานุกรม	72
ภาคผนวก ก ผลการวิเคราะห์ทางสถิติ	76
ภาคผนวก ข ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการทำวิทยานิพนธ์และได้รับการตีพิมพ์	83
ประวัติผู้เขียน	92

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และตัดย้อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1	ค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อน (Emissivity) ของผนังตู้เย็นที่ศึกษา 30
3.2	สมบัติทางความร้อนของวัสดุของแข็งที่ใช้ในแบบจำลอง 37
3.3	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมของผนังด้านต่าง ๆ 40
3.4	เงื่อนไขขอบเขตที่ใช้ในแบบจำลองการถ่ายเทความร้อนของตู้เย็นที่ศึกษา 41
3.5	จำนวนเซลล์ทั้งหมดของแบบจำลองที่ขนาดการแบ่งเมช 3 ระดับ 42
4.1	อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองเปรียบเทียบกับอุณหภูมิเฉลี่ยจากผลการทดลองในบริเวณต่าง ๆ ภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นไม่บรรจุไหลด์ 46
4.2	อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองเปรียบเทียบกับอุณหภูมิเฉลี่ยจากผลการทดลองในบริเวณต่าง ๆ ภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นบรรจุไหลด์ 49
4.3	อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองเปรียบเทียบกับอุณหภูมิเฉลี่ยจากผลการทดลองในบริเวณต่าง ๆ ภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นไม่บรรจุไหลด์และใช้ชั้นวางแบบตะแกรง 51
4.4	อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองเปรียบเทียบกับอุณหภูมิเฉลี่ยจากผลการทดลองในบริเวณต่าง ๆ ภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นบรรจุไหลด์และใช้ชั้นวางแบบตะแกรง 53
5.1	อุณหภูมิเฉลี่ยภายในตู้เย็นที่มีโครงสร้างภายในช่องแช่อาหารสดลักษณะต่าง ๆ 69
ก.1	ข้อมูลเชิงพรรณนาของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับ กรณีตู้เย็นไม่บรรจุไหลด์..... 76
ก.2	ผลการทดสอบการกระจายของกลุ่มตัวอย่างค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับ กรณีตู้เย็นไม่บรรจุไหลด์ 76
ก.3	ผลการวิเคราะห์ความแปรปรวนของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับ กรณีตู้เย็นไม่บรรจุไหลด์ 77
ก.4	ค่าสถิติสำหรับทดสอบความแตกต่างของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับแบบจับคู่พหุคูณ (Multiple comparison) กรณีตู้เย็นไม่บรรจุไหลด์ 77
ก.5	ข้อมูลเชิงพรรณนาของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับ กรณีตู้เย็นบรรจุไหลด์ 78
ก.6	ผลการทดสอบการกระจายของกลุ่มตัวอย่างค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับ กรณีตู้เย็นบรรจุไหลด์ 78

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และตั้งชื่ออ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่	หน้า
ก.7 ผลการวิเคราะห์ความแปรปรวนของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมฆ 3 ระดับ กรณี คู่เย็นบรรจุกโหลด	78
ก.8 ค่าสถิติสำหรับทดสอบความแตกต่างของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมฆ 3 ระดับ แบบจับคู่พหุคูณ (Multiple comparison) กรณีคู่เย็นบรรจุกโหลด	79
ก.9 ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและการทดลองกรณีคู่เย็นไม่บรรจุกโหลด	79
ก.10 ผลการวิเคราะห์ Independent-samples T-test ของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลอง และการทดลองกรณีคู่เย็นไม่บรรจุกโหลด ที่ระดับความเชื่อมั่น 99%	80
ก.11 ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและการทดลองกรณีคู่เย็นบรรจุกโหลด	80
ก.12 ผลการวิเคราะห์ Independent-samples T-test ของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลอง และการทดลองกรณีคู่เย็นบรรจุกโหลด ที่ระดับความเชื่อมั่น 99%	80
ก.13 ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและการทดลองกรณีคู่เย็นไม่บรรจุกโหลดและใช้ชั้น วางแบบตะแกรง	81
ก.14 ผลการวิเคราะห์ Independent-samples T-test ของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลอง และการทดลองกรณีคู่เย็นไม่บรรจุกโหลดและใช้ชั้นวางแบบตะแกรง ที่ระดับความเชื่อมั่น 99%	81
ก.15 ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและการทดลอง กรณีคู่เย็นบรรจุกโหลดและใช้ชั้นวาง แบบตะแกรง	82
ก.16 ผลการวิเคราะห์ Independent-samples T-test ของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลอง และการทดลองกรณีคู่เย็นบรรจุกโหลดและใช้ชั้นวางแบบตะแกรง ที่ระดับความเชื่อมั่น 99%	82

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 ระบบการทำความเย็นแบบอัดไอของของตู้เย็นโดยทั่วไป	7
2.2 รูปแบบการแสดงผลพีชของการวิเคราะห์ปัญหาของพลศาสตร์ของไหลในรูปแบบ (a) การพล็อตแบบเวกเตอร์ของความเร็ว และ (b) การพล็อตแบบเส้นชั้นด้วยสีต่าง ๆ ของอุณหภูมิ	12
2.3 วงจรความต้านทานความร้อนสำหรับการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมของผนังตู้เย็น	16
2.4 การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมด้วยวิธีการทดสอบอัตราการสูญเสียความร้อนแบบย้อนกลับ (Reverse heat loss rate test)	19
2.5 ความต้านทานความร้อนระหว่างเครื่องระเหย (Evaporator) กับบรรยากาศภายนอก	20
2.6 รูปแบบการบรรจุกลุ่มวัตถุทรงกลมกลวงจำนวน 4 กลุ่มภายในตู้เย็นตัวอย่าง	21
2.7 การกระจายอุณหภูมิบนแกนสมมาตรภายในตัวอย่างตู้เย็น (a) แบบตู้เปล่า (b) แบบตู้ที่มีการติดตั้งชั้นวาง และ (c) แบบตู้ที่มีการบรรจุไหลตบนชั้นวาง	22
2.8 การเปรียบเทียบรูปแบบการไหลวนของอากาศภายในตู้เย็นที่มีโครงสร้างภายใน (a) แบบตู้เปล่าและ (b) แบบตู้ที่มีการบรรจุไหลตบนชั้นวางภายใน	24
2.9 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในตู้เย็นเมื่อเทียบกับเวลา	25
2.10 รูปแบบและโครงสร้างของ (a) ชั้นวางติดประตู้เย็นแบบตันและแบบมีช่องเปิด และ (b) ชั้นวางตู้เย็นแบบตันและแบบตะแกรง (Wire shelf)	26
3.1 ตู้เย็นชนิดสองประตูที่มีช่องแช่แข็งด้านบน ยี่ห้อ Mitsubishi Electric รุ่น MR-F26D	27
3.2 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิชนิดบันทึกค่าอัตโนมัติในตัวแบบไร้สาย ยี่ห้อ Thermochron iButton รุ่น DS1921G	28
3.3 ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์วัดและบันทึกอุณหภูมิภายในช่องแช่อาหารสดของ (a) ตู้เย็นแบบไม่มีการบรรจุไหลต และ (b) ตู้เย็นแบบมีการบรรจุไหลต	29
3.4 (a) อุปกรณ์วัดความเร็วลมชนิด Hot-wire anemometer ยี่ห้อ Digicon รุ่น DA-47 และ (b) ตำแหน่งของช่องปล่อยอากาศเย็นบริเวณ Zone A และ Zone B	29
3.5 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิชนิดอินฟราเรด ยี่ห้อ Fluke รุ่น 66	30

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และข้อมูลอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.6 ตัวอย่างการเปรียบเทียบความสอดคล้องของค่าอุณหภูมิที่วัดได้จากอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ แสดงค่าเป็นตัวเลข โดยใช้สายเทอร์โมคัปเปิลกับอุปกรณ์วัดอุณหภูมิชนิดอินฟราเรดเพื่อหาค่าค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อนของผนังตู้เย็น	31
3.7 ลักษณะรูปร่างของแบบจำลองช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นสภาวะไม่บรรจุโหลด (a) มุมมอง 3 มิติ และ (b) มุมมองด้านข้าง	33
3.8 ลักษณะรูปร่างของแบบจำลองช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นสภาวะบรรจุโหลด (a) มุมมอง 3 มิติ และ (b) มุมมองด้านข้าง	33
3.9 มุมมองภาพตัด (Section view) แสดงส่วนประกอบภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็น (a) สภาวะบรรจุโหลด และ (b) สภาวะไม่บรรจุโหลด	34
3.10 ลักษณะรูปร่างและขนาดของช่องปล่อยอากาศเย็นเข้า (a) มุมมองด้านหน้า และ (b) มุมมอง 3 มิติ	34
3.11 ลักษณะรูปร่างและขนาดของช่องอากาศไหลเวียนออกจากช่องแช่อาหารสดมุมมองด้านบน	35
3.12 ลักษณะรูปร่างและขนาดของส่วนประกอบต่าง ๆ ภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็น (a) ช่องแช่เนื้อ (b) ชั้นวางหลัก (c) ช่องแช่ผักสด (d) ชั้นวางติดประตู และ (e) โหลด	35
3.13 ลักษณะรูปร่างและขนาดของชั้นวางแบบตะแกรงลวด	36
3.14 อุณหภูมิจุดต่าง ๆ บนผนังตู้เย็น (a) ด้านซ้าย (b) ด้านขวา (c) ด้านหน้า และ (d) ด้านหลัง	40
3.15 โครงสร้างของเมชของแบบจำลองตู้เย็นที่ไม่มีการบรรจุโหลดที่ขนาดการแบ่งเมช (a) ระดับ 1 (b) ระดับ 2 และ (c) ระดับ 3	42
3.16 โครงสร้างของเมชของแบบจำลองตู้เย็นที่มีการบรรจุโหลดที่ขนาดการแบ่งเมช (a) ระดับ 1 (b) ระดับ 2 และ (c) ระดับ 3.....	42
4.1 ผลการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นที่ไม่บรรจุโหลดที่ได้จากแบบจำลองบนระนาบสมมาตร ($y = 22.5$ cm) เปรียบเทียบกับอุณหภูมิเฉลี่ยจากผลการทดลองในบริเวณ (a) ด้านหน้า (b) กึ่งกลาง และ (c) ด้านหลัง	45
4.2 ตำแหน่งของหลอดไฟภายในช่องแช่ผัก และตำแหน่งการติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ	46

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.3 ตัวอย่างโปรไฟล์อุณหภูมิภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นไม่บรรจุไหลตเทียบกับเวลาจากการทดลองภายใต้การทำงานจริง	46
4.4 ผลการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นที่บรรจุไหลตที่ได้จากแบบจำลองบนระนาบสมมาตร ($y = 22.5$ cm) เปรียบเทียบกับอุณหภูมิเฉลี่ยจากผลการทดลองในบริเวณ (a) ด้านหน้า (b) กึ่งกลาง และ (c) ด้านหลัง	49
4.5 ผลการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นที่ไม่บรรจุไหลตและใช้ชั้นวางแบบตะแกรงที่ได้จากแบบจำลองบนระนาบสมมาตร ($y = 22.5$ cm) เปรียบเทียบกับอุณหภูมิเฉลี่ยจากผลการทดลองในบริเวณ (a) ด้านหน้า (b) กึ่งกลาง และ (c) ด้านหลัง	51
4.6 ผลการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นที่บรรจุไหลตและใช้ชั้นวางแบบตะแกรงที่ได้จากแบบจำลองบนระนาบสมมาตร ($y = 22.5$ cm) เปรียบเทียบกับอุณหภูมิเฉลี่ยจากผลการทดลองในบริเวณ (a) ด้านหน้า (b) กึ่งกลาง และ (c) ด้านหลัง	52
5.1 ลักษณะการไหลเวียนของอากาศภายในตู้เย็นแบบ 2 ประตูที่มีช่องแช่แข็งด้านบน	55
5.2 (a) ผลการกระจายอุณหภูมิ และ (b) สนามความเร็วภายในตู้เย็นที่ไม่บรรจุไหลตบนระนาบสมมาตรของตู้เย็น ($y = 22.5$ cm)	57
5.3 (a) ผลการกระจายอุณหภูมิ และ (b) สนามความเร็วภายในตู้เย็นที่ไม่บรรจุไหลตบนระนาบที่ตัดผ่านกึ่งกลางของช่องปล่อยอากาศเข้า ($y = 16.0$ cm)	57
5.4 (a) ผลการกระจายอุณหภูมิ และ (b) สนามความเร็วภายในตู้เย็นที่ไม่บรรจุไหลตจากมุมมองด้านหน้า ($x = 18.8$ cm)	58
5.5 ผลการกระจายอุณหภูมิจากมุมมองด้านบนเหนือ (a) ช่องแช่เนื้อที่ความสูงเหนือฐานมากกว่า 10 cm (b) ช่องแช่เนื้อที่ความสูงเหนือฐานน้อยกว่า 10 cm (c) ชั้นวางบน (d) ชั้นวางกลาง (e) ชั้นวางล่าง และ (f) ช่องแช่ผัก	59
5.6 (a) ผลการกระจายอุณหภูมิ และ (b) สนามความเร็วภายในตู้เย็นที่บรรจุไหลตบนระนาบสมมาตรของตู้เย็น ($y = 22.5$ cm)	60
5.7 ผลการกระจายอุณหภูมิเฉลี่ยภายในตู้เย็นที่ไม่บรรจุไหลตและบรรจุไหลต	61

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.8 ผลการกระจายอุณหภูมิจากมุมมองด้านหน้า ($x = 18.8$ cm) ภายในตู้เย็น (a) ไม่บรรจุโพลด์ และ (b) บรรจุโพลด์	61
5.9 ผลการกระจายอุณหภูมิจากมุมมองด้านบนเหนือชั้นวางบน ชั้นวางกลาง และชั้นวางล่าง ภายในตู้เย็นไม่มีการบรรจุโพลด์ (บน) และบรรจุโพลด์ (ล่าง)	62
5.10 สนามความเร็วบนระนาบที่ตัดผ่านกึ่งกลางของช่องปล่อยอากาศเข้า ($y = 16.0$ cm) ภายในตู้เย็น (a) ไม่บรรจุโพลด์ และ (b) บรรจุโพลด์	63
5.11 ภาพขยายของสนามความเร็วบนระนาบที่ตัดผ่านกึ่งกลางช่องปล่อยอากาศเข้า ($y = 16.0$ cm) บริเวณมุมล่างด้านหลังตู้เย็นที่มีการบรรจุโพลด์	63
5.12 (a) ผลการกระจายอุณหภูมิ และ (b) สนามความเร็วภายในตู้เย็นที่ไม่บรรจุโพลด์บนระนาบสมมาตรของตู้เย็น ($y = 22.5$ cm) เมื่อใช้ชั้นวางแบบตะแกรง	65
5.13 ผลการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นไม่มีการบรรจุโพลด์จากมุมมองด้านบนเหนือชั้นวางกลาง (a) แบบตัน และ (b) แบบตะแกรง	65
5.14 ผลการกระจายอุณหภูมิภายในช่องแช่อาหารสดเปรียบเทียบระหว่างการใช้ชั้นวางบนและกลางแบบตันและแบบตะแกรง บนระนาบสมมาตร ($y = 22.5$ cm) บริเวณ (a) ด้านหน้า (b) กึ่งกลาง และ (c) ด้านหลัง	66
5.15 (a) ผลการกระจายอุณหภูมิ และ (b) สนามความเร็วภายในตู้เย็นที่บรรจุโพลด์บนระนาบสมมาตรของตู้เย็น ($y = 22.5$ cm) เมื่อใช้ชั้นวางแบบตะแกรง	68
5.16 ภาพขยายของสนามความเร็ว บนระนาบที่ตัดผ่านกึ่งกลางช่องปล่อยอากาศเข้า ($y = 16.0$ cm) บริเวณมุมล่างด้านหลังตู้เย็นที่มีการบรรจุโพลด์ใช้ชั้นวางแบบตะแกรง.....	68
5.17 สนามความเร็วภายในตู้เย็นที่บรรจุโพลด์พร้อมผลการกระจายอุณหภูมิที่เกิดขึ้น (Corresponding Temperature Profile : CTP) บนระนาบที่ตัดผ่านกึ่งกลางช่องปล่อยอากาศเข้า ($y = 16.0$ cm) เมื่อใช้ (a) ชั้นวางแบบตัน และ (b) ชั้นวางแบบตะแกรง.....	69
ก.1 อุณหภูมิที่ระดับการแบ่งขนาดเมซต่าง ๆ บนระนาบสมมาตรภายในตู้เย็นที่ไม่มีการบรรจุโพลด์บริเวณ (a) ด้านหน้า (b) กึ่งกลาง และ (c) ด้านหลัง	77

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
ก.2	อุณหภูมิต่ำระดับการแบ่งขนาดเมฆต่าง ๆ บนระนาบสมมาตรภายในตู้เย็นที่มีการบรรจุโหลด
	บริเวณ (a) ด้านหน้า (b) กึ่งกลาง และ (c) ด้านหลัง 79



รายการคำย่อและสัญลักษณ์

A	=	พื้นที่ที่ตั้งฉากกับทิศทางการถ่ายเทความร้อน (m^2)
A_s	=	พื้นที่ผิวของวัตถุ (m^2)
c_p	=	ความจุความร้อนจำเพาะของของไหล ($J/kg \cdot K$)
F	=	แรงเนื่องจากตัววัตถุ (Body force, N)
g	=	แรงเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (m/s^2)
h	=	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Convective heat transfer coefficient, $W/m^2 \cdot K$)
h_a	=	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศภายนอก ($W/m^2 \cdot K$)
h_r	=	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเทียบเท่าเนื่องจากการแผ่รังสีความร้อน (Equivalent radiative heat transfer coefficient)
\bar{h}	=	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยตลอดความยาว ($W/m^2 \cdot K$)
I	=	เมทริกซ์เอกลักษณะ (Unit tensor)
k	=	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal conductivity, $W/m \cdot K$)
k_w	=	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของผนังอุปกรณ์ ($W/m \cdot K$)
L	=	ความยาวของผนังตู้เย็นแนวตั้ง (m)
P	=	ความดันอุทกพลวัต (Hydrodynamic pressure, Pa)
p	=	ความดันปรากฏ (Pa)
Q	=	ปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้นเอง (W/kg)
q_x	=	อัตราการถ่ายเทความร้อนในทิศทาง x (Watt, W หรือ J/s)
T	=	อุณหภูมิ (K)
T_a	=	อุณหภูมิบรรยากาศ (K)
T_s	=	อุณหภูมิผิวสมบรูณ์ (K)
T_{surr}	=	อุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม (K)
T_∞	=	อุณหภูมิของไหล (K)
t	=	เวลา (s)
t_w	=	ความหนาของผนังอุปกรณ์ (m)
\vec{V}	=	เวกเตอร์ความเร็ว (m/s) โดย $\vec{V} = ui + vj + wk$ $u \ v \ w$ คือ ความเร็วย่อยในทิศแกน $x \ y$ และ z ตามลำดับ (m/s)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และข้อมูลอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

ν	=	ความหนืดจลน์ (Kinematic viscosity, m^2/s) ซึ่งเป็นอัตราส่วนของความหนืดพลวัต (Dynamic viscosity, μ) ต่อความหนาแน่นของของไหล
$\frac{dT}{dx}$	=	การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิต่อระยะทางตามทิศทาง x (Temperature gradient, K/m)
ΔT	=	ผลต่างของอุณหภูมิ (K)
α	=	ค่าการแพร่กระจายความร้อน (Thermal diffusivity) ซึ่งเป็นอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของของไหลต่อความหนาแน่นและค่าความจุความร้อนของของไหล หรือ $\alpha = \frac{k}{\rho c_p}$
β	=	ค่าสัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงความร้อน ($1/K$)
ε	=	ค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อน (Emissivity) ซึ่งมีค่าระหว่าง 0 ถึง 1
μ	=	ความหนืดพลวัต (Dynamic viscosity, m^2/s)
ρ	=	ความหนาแน่นของของไหล (kg/m^3)
σ	=	ค่าคงที่ของ Stefan-Boltzmann ซึ่งมีค่าเท่ากับ $5.67 \times 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$
$\vec{\nabla}$	=	Del operator โดย $\vec{\nabla} = \frac{\partial}{\partial x} \hat{i} + \frac{\partial}{\partial y} \hat{j} + \frac{\partial}{\partial z} \hat{k}$
Nu_L	=	เลขนัสเซิลต์ (Nusselt number) เฉลี่ยตลอดความยาว L
Pr	=	เลขพรันด์เทิล (Prandtl number) ซึ่งคำนวณได้จาก $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$
Ra	=	เลขเรย์ลี (Rayleigh number)
0	=	คุณสมบัติที่สภาวะอ้างอิง

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา

โซ่ความเย็น (Cold chain) ถือเป็นโซ่อุปทานที่เชื่อมต่อระหว่างผู้ผลิตกับผู้บริโภคที่สำคัญ โดยเฉพาะในอุตสาหกรรมอาหาร การควบคุมอุณหภูมิตลอดโซ่ความเย็นอย่างมีประสิทธิภาพสามารถนำมาใช้เป็นเครื่องมือรับรองว่าผลิตภัณฑ์อาหารตั้งแต่ต้นทางไปจนถึงมือผู้บริโภคอยู่ในความปลอดภัย ในช่วงหลายสิบปีที่ผ่านมาได้มีความพยายามลดความเสี่ยงของการเกิดอาหารเป็นพิษจากเชื้อจุลินทรีย์ ด้วยการออกแบบระบบควบคุมต่าง ๆ ที่มีประสิทธิภาพ เช่น การวิเคราะห์อันตรายและการควบคุมจุดวิกฤต (Hazard Analysis and Critical Control Points, HACCP) หรือการปฏิบัติที่ดีในการผลิตอาหาร (Good Manufacturing Practices, GMPs) อย่างไรก็ตามระบบดังกล่าวสามารถควบคุมได้ในช่วงต้นของโซ่ความเย็นเท่านั้น การควบคุมระหว่างการขนส่ง การค้าปลีก รวมถึงการเก็บรักษาในครัวเรือนที่ไม่รัดกุมย่อมส่งผลให้ระบบที่มีประสิทธิภาพเหล่านี้รั่วประโยชน์ จากข้อมูลพบว่าการเก็บรักษาอาหารในตู้เย็นที่ใช้ในครัวเรือนเป็นจุดเชื่อมต่อที่ด้อยที่สุดของการจัดการความปลอดภัยของอาหารในโซ่ความเย็น กล่าวคือตู้เย็นจำนวนมากในประเทศยุโรปทำงานอยู่ที่อุณหภูมิเฉลี่ย 6.4 °C โดยตู้เย็นร้อยละ 64.1 ทำงานที่ระดับอุณหภูมิสูงกว่า 5 °C ซึ่งเป็นอุณหภูมิแนะนำมาตรฐานในการเก็บรักษาอาหาร (Koutsoumanis & Gougouli, 2015; James et al., 2008; Laguerre & Flick, 2004) ในขณะที่ประเทศไทยพบว่าตู้เย็นร้อยละ 90 ของแผงค้าอาหารทำงานที่ระดับอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิแนะนำ (ณัฐวุฒิ ชาวเมือง และวิสนีย์ ราชจำปี, 2555) จากข้อมูลเหล่านี้ชี้ให้เห็นว่าความปลอดภัยของผู้บริโภคอยู่ในสถานการณ์ที่น่าเป็นห่วง อย่างไรก็ตามแม้ว่าอุณหภูมิเฉลี่ยภายในตู้เย็นจะเพียงพอ แต่ในหลาย ๆ กรณีของการใช้งาน การเพิ่มขึ้นหรือลดลงของอุณหภูมิในตำแหน่งจำเพาะต่าง ๆ ก็ไม่สามารถควบคุมได้ เนื่องจากอยู่นอกเหนือสภาพการทำงานที่ออกแบบไว้ (Off-design condition) การเข้าไปสำรวจเพื่อวัดอุณหภูมิในสถานการณ์การทำงานจริงจึงมีความจำเป็น เพื่อตรวจสอบสมรรถภาพของตู้เย็นนั้น ๆ แต่ด้วยวิธีการสำรวจเป็นวิธีการที่มีค่าใช้จ่ายสูงและใช้เวลาในการดำเนินการค่อนข้างมาก อีกทั้งวิธีนี้ยังมีข้อจำกัดในเรื่องตำแหน่งการติดตั้งเครื่องมือวัดทำให้ผลการวัดที่ได้เป็นข้อมูลแบบไม่ต่อเนื่อง การวิเคราะห์ด้วยวิธีการคำนวณพลศาสตร์ของไหล (Computational Fluid Dynamics, CFD) จึงได้เข้ามามีบทบาทเพื่อหลีกเลี่ยงปัญหาดังกล่าว ซึ่งสามารถทำให้ผู้ควบคุมเข้าใจปรากฏการณ์ของการไหลและการกระจายอุณหภูมิภายในได้เป็นอย่างดี เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เป็นผลให้สามารถใช้งานอุปกรณ์ได้อย่างเหมาะสม และในด้านของผู้ผลิตก็สามารถปรับปรุง คัดแปลง รูปแบบของการออกแบบจนได้อุปกรณ์ที่เป็นที่น่าพอใจ ซึ่งสามารถช่วยลดค่าใช้จ่ายและเวลาลงไปได้ อย่างมากเมื่อเปรียบเทียบกับวิธีการทดลองแต่เพียงอย่างเดียว

นอกจากนี้ตู้เย็นยังเป็นเครื่องใช้ไฟฟ้าภายในครัวเรือนที่มีการใช้อย่างแพร่หลายและเป็น อุปกรณ์ที่มีการใช้พลังงานสูง การทำให้ตู้เย็นเกิดการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพจึงมีความจำเป็น วิธีการหนึ่งที่สามารถทำได้คือการเพิ่มประสิทธิภาพทางอุณหพลศาสตร์ (Thermodynamics performance) ของเครื่องอัดไอในระบบทำความเย็น อย่างไรก็ตามการปรับปรุงประสิทธิภาพของตู้เย็นไม่ได้ขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพทางอุณหพลศาสตร์ของระบบทำความเย็นเพียงอย่างเดียว แต่ยังขึ้นอยู่กับอิทธิพล ของการถ่ายเทความร้อนและการไหลเวียนของอากาศภายในตู้เย็นด้วย ซึ่งมีงานวิจัยรายงานว่า การสูญเสียพลังงานของตู้เย็นส่วนใหญ่เกิดจากรูปแบบการไหลและการกระจายของอุณหภูมิภายในช่อง แชนจ์ต่าง ๆ ของตู้เย็น (Yang et al., 2010; Zhang & Lian, 2014) ด้วยเหตุนี้ความรู้และความเข้าใจ ปรากฏการณ์ของรูปแบบการไหลของอากาศและการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นจึงมีความสำคัญ อย่างมาก

ในหลายปีที่ผ่านมางานวิจัยด้านการศึกษาลักษณะปรากฏการณ์ของการถ่ายเทความร้อนที่ เกิดขึ้นภายในตู้เย็นทั้งในเชิงทฤษฎีและเชิงปฏิบัติก็ได้รับความสนใจและศึกษาอย่างกว้างขวาง แต่ งานวิจัยส่วนใหญ่ได้มุ่งความสนใจไปที่ตู้เย็นแบบ 1 ประตูที่มีการถ่ายเทความร้อนแบบธรรมชาติ กล่าวคือการถ่ายเทความร้อนภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นประเภทนี้เป็นการพาความร้อนโดย อาศัยแรงโน้มถ่วงของโลก (Laguerre & Flick, 2004; Laguerre et al., 2007; Laguerre & Flick, 2010; Zhang & Lian, 2014) ในขณะที่งานวิจัยน้อยมากที่ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการ ไหลเวียนของอากาศภายในตู้เย็นแบบ 2 ประตูซึ่งแบ่งช่องแช่อาหารสดและแช่แข็งออกจากกัน ทั้ง ๆ ที่ ตู้เย็นแบบนี้มีการใช้งานอย่างกว้างขวาง (Gupta et al., 2007; Yang et al., 2010) อย่างไรก็ตาม งานวิจัยที่ศึกษาตู้เย็นประเภทหลังเหล่านั้นทั้งหมดศึกษาเฉพาะตู้เย็นที่อยู่ภายใต้สภาวะที่ไม่มีการ บรรจุโหลด แต่ในความเป็นจริงแล้วตู้เย็นมีการบรรจุโหลดหรืออาหารเมื่อมีการใช้งาน ซึ่ง เปรียบเสมือนเป็นสิ่งกีดขวางการไหลของอากาศภายในตู้เย็น และทำให้รูปแบบการไหลและการ กระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นเปลี่ยนแปลงไปได้ ข้อเสนอของงานวิจัยนี้จึงได้จัดทำขึ้น โดยมีวัตถุประสงค์ เพื่อศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการกระจายของอุณหภูมิภายในตู้เย็นแบบ 2 ประตู ดังกล่าว ซึ่งอยู่ภายใต้สภาวะที่มีการบรรจุโหลดและไม่มีการบรรจุโหลด ด้วยการประยุกต์ใช้โปรแกรม คอมพิวเตอร์เข้ามาช่วยในการวิเคราะห์และจำลองปรากฏการณ์การไหลของอากาศและการกระจาย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุณหภูมิภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นประเภทนี้ นอกจากนี้ได้ดำเนินการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองโดยการเปรียบเทียบกับผลการทดลองกับตู้เย็นภายใต้สภาวะการทำงานจริง

1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการวิจัย

1. เพื่อศึกษาลักษณะการกระจายของอุณหภูมิและการไหลเวียนของอากาศภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นแบบ 2 ประตูที่มีโครงสร้างภายในแบบต่าง ๆ ได้แก่ ตู้เย็นที่ไม่มีการบรรจุไหลตตู้เย็นที่มีการบรรจุไหลต และตู้เย็นที่มีการใช้ชั้นวางแบบตะแกรงแทนชั้นวางแบบตัน

2. เพื่อประยุกต์ใช้โปรแกรมการคำนวณทางด้านพลศาสตร์ของไหล (CFD software) ในการศึกษาได้อย่างเหมาะสมและถูกต้อง

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1. ตู้เย็นที่ใช้ศึกษาเป็นตู้เย็นประเภท 2 ประตู ที่มีช่องแช่อาหารสดและแช่แข็งแยกกันและมีระบบขจัดฝ้าน้ำแข็งอัตโนมัติ (Frost-free refrigerator with a top-mounted freezer) โดยการศึกษาพิจารณาเฉพาะบริเวณภายในช่องแช่อาหารสด (Fresh food compartment) ของตู้เย็นเท่านั้น ซึ่งขนาดปริมาตรบรรจุไม่เกิน 186.3 ลิตร

2. โครงสร้างภายใน (Configuration) ของตู้เย็นที่ศึกษาประกอบด้วย ตู้เย็นที่ไม่มีการบรรจุไหลต (Unloaded condition) ตู้เย็นที่มีการบรรจุไหลต (Loaded condition) และตู้เย็นที่มีการใช้ชั้นวางแบบตะแกรง (Wire shelves) สำหรับไหลตที่เลือกใช้คือน้ำบริสุทธิ์ เนื่องจากน้ำเป็นวัสดุที่มีค่าของสมบัติทางความร้อนแน่นอน

3. การจำลองการถ่ายเทความร้อนภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นเป็นการถ่ายเทความร้อนลักษณะแบบ 3 มิติภายใต้สภาวะคงตัว (Steady state) โดยตั้งสมมติฐานให้การถ่ายเทความร้อนเป็นการพาความร้อนแบบตามธรรมชาติ (Natural convection) ทั้งนี้ไม่มีพิจารณาการถ่ายเทมวลและการเปลี่ยนแปลงความชื้น

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

1. ทบทวนวรรณกรรมที่เกี่ยวข้องกับทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน การทำงานของโปรแกรมพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ และงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนภายในตู้เย็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. วางแผนและดำเนินการทดลองเพื่อเก็บค่าอุณหภูมิและความเร็วลมภายในตู้เย็นที่ใช้ศึกษา เพื่อนำข้อมูลไปใช้ในการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลอง และเพื่อตรวจสอบความสอดคล้องของแบบจำลอง

3. สร้างแบบจำลองการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นภายในตู้เย็นตามโครงสร้างภายในที่ศึกษา ด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ผ่านโปรแกรมคอมพิวเตอร์ สำหรับงานวิจัยนี้เลือกใช้โมดูล Flow Simulation ในโปรแกรม SolidWorks เป็นเครื่องมือในการจำลองระบบ โดยพิจารณาการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบ 3 มิติภายใต้สภาวะคงตัว

4. วิเคราะห์ความไวของขนาดตาราง (Mesh sensitivity analysis) เพื่อหาขนาดตารางอิสระหรือตารางที่ใหญ่ที่สุดที่ไม่ทำให้ค่าที่ได้จากแบบจำลองเปลี่ยนแปลง

5. ตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง โดยการเปรียบเทียบอุณหภูมิจากผลการทดลองและแบบจำลองที่สร้างขึ้นด้วยวิธีทางสถิติ

6. วิเคราะห์และวิจารณ์ผลการกระจายอุณหภูมิและการถ่ายเทความร้อนภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นที่เกิดขึ้นตามโครงสร้างภายในที่กำหนด

1.5 ประโยชน์ที่ได้รับ

1. มีความเข้าใจปรากฏการณ์การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นประเภท 2 ประตูที่มีช่องแช่แข็งด้านบนที่มีโครงสร้างภายในแบบต่าง ๆ อย่างลึกซึ้งครอบคลุม ซึ่งประกอบด้วยความเข้าใจรูปแบบการไหลวนของอากาศและการกระจายอุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายในช่องแช่ ซึ่งจะสามารถใช้เป็นตัวชี้วัดประสิทธิภาพการทำงานของอุปกรณ์ว่ามีลักษณะการกระจายอุณหภูมิภายในเหมาะสมและเพียงพอต่อการเก็บรักษาอาหารหรือไม่ นอกจากนี้ภาพการจำลองการกระจายอุณหภูมิภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นนี้ทำให้ผู้ใช้งานสามารถระบุตำแหน่งที่เหมาะสมสำหรับเก็บรักษาอาหารชนิดต่าง ๆ ที่ต้องการอุณหภูมิในการเก็บรักษาไม่เท่ากันได้อย่างเหมาะสม

2. สามารถประยุกต์ใช้โปรแกรมการคำนวณทางด้านพลศาสตร์ของไหล (CFD software) ในการศึกษาได้อย่างเหมาะสมและมีความถูกต้อง ซึ่งเป็นองค์ความรู้ที่สามารถนำไปประยุกต์ใช้กับงานทางด้านอื่น ๆ ได้ในอนาคตต่อไป

3. ได้รับข้อมูลที่เป็นประโยชน์เบื้องต้นในการปรับปรุงและพัฒนาให้ตู้เย็นมีประสิทธิภาพในการทำงานมากยิ่งขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.6 รายละเอียดของวิทยานิพนธ์

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ได้แบ่งเนื้อหาออกเป็นทั้งหมด 6 บท ซึ่งเนื้อหาแต่ละบทมีรายละเอียดโดยสังเขปดังนี้

บทที่ 1 กล่าวถึงความเป็นมา ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการวิจัย ขอบเขตของการวิจัย ขั้นตอนการดำเนินการวิจัยโดยย่อ ประโยชน์ที่ได้รับจากการวิจัย และรายละเอียดของวิทยานิพนธ์

บทที่ 2 กล่าวถึงหลักการและทฤษฎีที่มีความสำคัญต่องานวิจัยนี้ ทั้งนี้เพื่อเป็นแนวทางในการกำหนดและดำเนินกระบวนการวิจัย ซึ่งประกอบด้วย ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน หลักการของพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics, CFD) และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

บทที่ 3 กล่าวถึงขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย ซึ่งประกอบด้วยขั้นตอนวิธีการทดลองและขั้นตอนการสร้างแบบจำลอง

บทที่ 4 กล่าวถึงผลการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง โดยการเปรียบเทียบกับผลการทดลอง

บทที่ 5 กล่าวถึงผลการวิเคราะห์การกระจายอุณหภูมิที่ได้จากแบบจำลองตู้เย็นที่มีโครงสร้างภายในแบบต่าง ๆ

บทที่ 6 กล่าวถึงบทสรุปของการวิจัย ข้อเสนอแนะและแนวทางการนำองค์ความรู้ไปใช้ต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

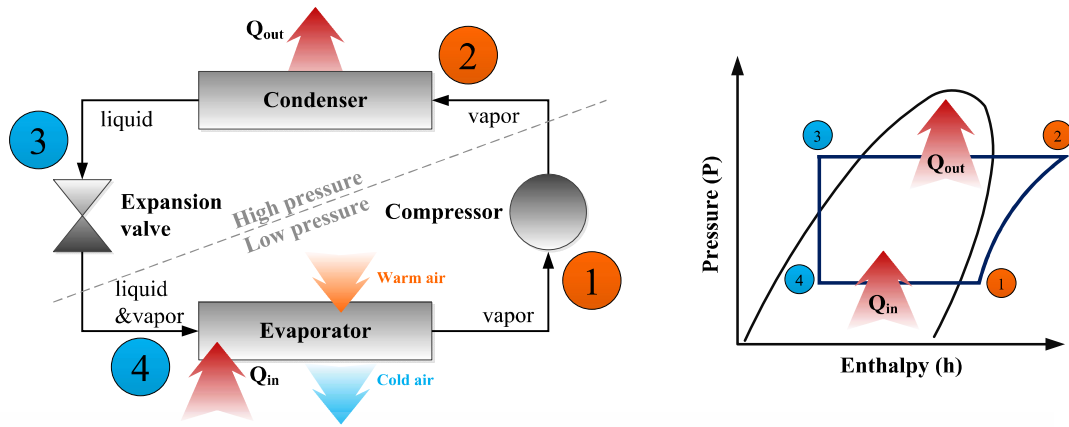
การทบทวนวรรณกรรม

ในบทนี้กล่าวถึงทฤษฎีที่จำเป็นในการดำเนินงานวิจัย ซึ่งประกอบด้วย พื้นฐานการทำงาน ระบบการทำความเย็นของตู้เย็น ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนเบื้องต้น พื้นฐานพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ และงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนภายในตู้เย็น

2.1 ตู้เย็น

ตู้เย็นเป็นเครื่องใช้ไฟฟ้าที่มีหน้าที่ทำความเย็น เนื่องจากความร้อนที่เกิดขึ้นภายในตู้เย็น ทั้งจากการถ่ายเทความร้อนผ่านทางผนังตู้เย็น การรั่วไหลของอากาศจากภายนอกบริเวณประตูตู้เย็น และความร้อนจากอาหารหรือสิ่งของที่นำเข้ามาแช่ภายในตู้เย็น ตู้เย็นจึงจำเป็นต้องถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นเหล่านี้ออกไปเพื่อรักษาระดับอุณหภูมิเฉลี่ยภายในไม่ให้เกินค่าที่ตั้งไว้ตลอดการทำงาน ซึ่งมาตรฐานต้องไม่เกิน 5 ± 1 °C (สำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม, 2547) สำหรับระบบทำความเย็นที่ใช้กับตู้เย็นจะเป็นระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor compression system) ซึ่งมีส่วนประกอบหลัก ได้แก่ เครื่องอัดไอ (Compressor) เครื่องควบแน่น (Condenser) วาล์วระเหยสารทำความเย็น (Expansion valve) และเครื่องระเหย (Evaporator) ซึ่งมีหลักการทำงาน (รูปที่ 2.1) คือ เครื่องอัดไออัดสารทำความเย็นที่อยู่ในสถานะแก๊สเพื่อทำให้อุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็นสูงขึ้น จากนั้นสารทำความเย็นจะไหลเข้าสู่เครื่องควบแน่นที่อยู่บริเวณด้านหลังหรือด้านข้างของตู้เย็นเพื่อระบายความร้อนออก จากนั้นสารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากก๊าซเป็นของเหลว และระหว่างสารทำความเย็นไหลผ่านเอ็กแพนชันวาล์ว ความดันของสารทำความเย็นจะลดลงอย่างรวดเร็ว ทำให้สารทำความเย็นที่อยู่ในสถานะของเหลวเปลี่ยนเป็นสถานะผสมระหว่างของเหลวและก๊าซ จากนั้นสารทำความเย็นจะไหลผ่านเครื่องระเหยและรับความร้อนจากอากาศภายในตู้เย็น และระเหยกลายเป็นก๊าซทั้งหมด จากนั้นจะไหลเข้าสู่เครื่องอัดไอเป็นวัฏจักรแบบนี้ตลอดกระบวนการทำความเย็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.1 ระบบการทำความเย็นแบบอัดไอของของตู้เย็นโดยทั่วไป

2.2 ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน (Heat transfer principle)

การกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นมีความเกี่ยวข้องโดยตรงกับการถ่ายเทความร้อน โดยกลไกการถ่ายเทความร้อนแบ่งออกเป็นทั้งหมด 3 รูปแบบ ได้แก่ การนำความร้อน (Conduction) การพาความร้อน (Convection) และการแผ่รังสีความร้อน (Radiation) (Incropera et al., 2007) ซึ่งโดยทั่วไปกลไกการถ่ายเทความร้อนทั้ง 3 รูปแบบจะเกิดขึ้นพร้อมกัน

2.2.1 การนำความร้อน (Conduction)

การนำความร้อนหรือการแพร่กระจายความร้อน (Heat diffusion) เป็นรูปแบบหนึ่งของการถ่ายเทความร้อนที่มีการแลกเปลี่ยนพลังงานจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำ โดยอาศัยการเคลื่อนที่แบบจลน์ (Kinetic motion) หรือการเคลื่อนที่ชนกันแบบไร้ทิศทาง (Random motion) ของโมเลกุลในตัวกลาง จากกฎของฟูเรียร์ (Fourier's Law) กล่าวว่า อัตราการนำความร้อนในทิศทางใด ๆ เป็นสัดส่วนโดยตรงกับพื้นที่ที่ตั้งฉากกับทิศทางของการถ่ายเทความร้อนนั้น และการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิต่อระยะทางตามทิศทางนั้น (Temperature gradient) ดังสมการที่ 2.1

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

- เมื่อ q_x คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนในทิศทาง x (Watt, W หรือ J/s)
 k คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal conductivity, W/m·K)
 A คือ พื้นที่ที่ตั้งฉากกับทิศทางการถ่ายเทความร้อน (m^2)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$\frac{dT}{dx}$ คือ การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิต่อระยะทางตามทิศทาง x (Temperature gradient, K/m)

2.2.2 การพาความร้อน (Convection)

เมื่อของไหลไหลผ่านพื้นผิววัตถุที่เป็นของแข็ง โดยอุณหภูมิของของไหลและพื้นผิววัตถุมีค่าแตกต่างกัน ทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและพื้นผิววัตถุนั้น ลักษณะนี้เรียกว่า การพาความร้อน ซึ่งแบ่งออกเป็น 2 รูปแบบ ดังนี้

1. การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced convection) การเคลื่อนที่ของของไหลเป็นผลมาจากการกระทำของแรงภายนอก เช่น การใช้พัดลมหรือปั๊มเป็นตัวบังคับให้เกิดการเคลื่อนที่ของของไหล

2. การพาความร้อนแบบตามธรรมชาติหรือแบบอิสระ (Natural or free convection) การเคลื่อนที่ของของไหลเกิดขึ้นได้เองเนื่องจากแรงลอยตัว (Buoyancy force) ที่ไม่เท่ากัน ซึ่งเป็นผลมาจากอุณหภูมิของของไหลที่ไม่เท่ากัน กล่าวคือ ความแตกต่างของอุณหภูมิทำให้ความหนาแน่นของของไหลไม่เท่ากันเป็นผลให้ของไหลที่มีอุณหภูมิสูง (ความหนาแน่นต่ำ) จะลอยตัวสูงขึ้น ในขณะที่ของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า (ความหนาแน่นสูง) จะลอยตัวต่ำลง

สำหรับอัตราการพาความร้อนสามารถหาได้จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน (Newton's law of cooling) ดังสมการที่ 2.2

$$q = hA\Delta T \quad (2.2)$$

เมื่อ h คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Convective heat transfer coefficient, $W/m^2 \cdot K$)

A คือ พื้นที่ผิวที่สัมผัสของไหล (m^2)

ΔT คือ ผลต่างของอุณหภูมิ (K)

2.2.3 การแผ่รังสีความร้อน (Radiation)

การแผ่รังสีความร้อน คือ พลังงานความร้อนในรูปคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า (Electromagnetics wave) ในย่านของคลื่นความร้อน (Thermal radiation) ที่ปล่อยออกมาจากวัตถุในสถานะใด ๆ ที่มีอุณหภูมิพื้นผิวมากกว่าศูนย์องศาสัมบูรณ์ (0 K) โดยไม่จำเป็นต้องมีตัวกลางใน

การถ่ายเทความร้อน และจะมีประสิทธิภาพมากที่สุดในสุญญากาศ (นวกัทราน หนูนาค, 2557) โดยเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการแผ่รังสีความร้อนจากวัตถุ สามารถคำนวณโดยอาศัยกฎของสเตฟาน-โบลทซ์มานน์ (Stefan-Boltzman's law) กรณีวัตถุทางอุดมคติหรือวัตถุดำ (Black body) คำนวณได้จากสมการที่ 2.3 และกรณีวัตถุจริง ซึ่งจะแผ่รังสีได้น้อยกว่าวัตถุทางอุดมคติที่มีอุณหภูมิเดียวกัน คำนวณได้จากสมการที่ 2.4

$$q = A_s \sigma T_s^4 \quad (2.3)$$

$$q = \varepsilon A_s \sigma T_s^4 \quad (2.4)$$

เมื่อ A_s คือ พื้นที่ผิวของวัตถุ (m^2)

σ คือ ค่าคงที่ของ Stefan-Boltzmann ซึ่งมีค่าเท่ากับ $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

T_s คือ อุณหภูมิผิวสมบูรณ์ (K)

ε คือ ค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อน (Emissivity) ซึ่งมีค่าระหว่าง 0 ถึง 1

สำหรับอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนสุทธิระหว่างพื้นผิวกับสิ่งแวดล้อม สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.5

$$q = \varepsilon A_s \sigma (T_s^4 - T_{surr}^4) \quad (2.5)$$

เมื่อ T_{surr} คือ อุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม (K)

นอกจากนี้ในบางกรณีสมการอาจเขียนอยู่ในรูปของการพาความร้อนได้ดังนี้

$$q = h_r A_s (T_s - T_{surr}) \quad (2.6)$$

เมื่อ $h_r = \varepsilon \sigma (T_s + T_{surr})(T_s^2 + T_{surr}^2)$ คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเทียบเท่า เนื่องจากการแผ่รังสีความร้อน (Equivalent radiative heat transfer coefficient)

2.3 พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics, CFD)

การวิเคราะห์ปัญหาการไหลเพื่อทำความเข้าใจปรากฏการณ์ของการไหล การถ่ายเทความร้อนรวมถึงปรากฏการณ์อื่น ๆ ในอดีตจำเป็นต้องพึ่งพาการทดลองซึ่งเป็นวิธีการที่ใช้เวลานานและมีค่าใช้จ่ายสูง และเมื่อผลลัพธ์ไม่เป็นไปตามที่ต้องการหรือมีความต้องการจะแก้ไขเปลี่ยนแปลง เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบบจำลองเพิ่มเติมก็จำเป็นต้องกลับไปทดลองซ้ำใหม่อีกครั้งหรือมากกว่า โดยไม่สามารถทราบได้เลยว่ารูปแบบที่แก้ไขและเปลี่ยนแปลงไปจะทำให้ได้ผลลัพธ์ที่ดีขึ้นหรือแย่ลงอย่างไร ด้วยเหตุนี้การศึกษาทางด้านวิทยาศาสตร์หรืองานด้านการออกแบบทางวิศวกรรมด้วยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณหรือ Computational Fluid Dynamics (CFD) จึงได้เข้ามามีบทบาทสำคัญและก่อประโยชน์เป็นอย่างมากในปัจจุบัน (ปราโมทย์ เดชะอำไพ, 2010) เพราะสามารถศึกษาพฤติกรรมของของไหลได้ในทุกสภาวะ และทุกรูปทรง โดยมีค่าใช้จ่ายในการดำเนินการถูกกว่า อีกทั้งไม่มีความเสี่ยงต่อความปลอดภัยของผู้ออกแบบอีกด้วย

พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเป็นวิทยาการที่ผสมความรู้ทางด้านระเบียบวิธีเชิงตัวเลข (Numerical methods) และใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อแก้สมการเชิงอนุพันธ์ย่อย (Partial differential equations) ซึ่งเป็นสมการที่อธิบายลักษณะทางกายภาพของพฤติกรรมของการไหล การถ่ายเทความร้อน หรือพฤติกรรมต่าง ๆ ของพลศาสตร์ของไหล (Fluid dynamics) นั้น ก่อให้เกิดผลลัพธ์ที่สามารถแสดงผลของการไหล เช่น ความเร็ว ความดัน อุณหภูมิ ฯลฯ ที่อยู่ในรูปแบบภาพกราฟิกสี (Color graphics) อย่างชัดเจน ทำให้นักวิเคราะห์สามารถเข้าใจในปรากฏการณ์ของการไหลได้ดี เป็นผลให้สามารถปรับปรุง ดัดแปลงรูปแบบของการออกแบบได้สะดวกรวดเร็วและใช้เวลาน้อยกว่า อย่างไรก็ตามพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณไม่ได้เข้ามาแทนที่ทฤษฎีหรือการทดลองแต่อย่างใด หากแต่เป็นเพียงการเสริมสร้างความเข้าใจและยืนยันผลที่ได้จากทฤษฎีและการทดลองเท่านั้น (รณชาติ มั่นศิลป์, 2008)

2.3.1 องค์ประกอบของพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

การวิเคราะห์ปัญหาของพลศาสตร์ของไหลทั้งปัญหาการไหลของของไหลและปัญหาของการถ่ายเทความร้อน ผลลัพธ์ที่ได้จากการวิเคราะห์ปัญหาเหล่านี้ขึ้นอยู่กับองค์ประกอบหลัก 3 องค์ประกอบคือ

1. สมการเชิงอนุพันธ์ย่อยที่ครอบคลุม (Governing equations) พฤติกรรมทางกายภาพของปัญหานั้น
2. เงื่อนไขขอบเขต (Boundary conditions) สำหรับปัญหาที่ทำการศึกษานั้น และหากเป็นปัญหาแบบไม่อยู่ตัว (Unsteady) เงื่อนไขเริ่มต้น (Initial condition) จำเป็นต้องถูกประยุกต์เข้าด้วยเช่นกัน
3. ลักษณะรูปร่าง (Geometry/Configuration) ของปัญหานั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยทั้ง 3 องค์ประกอบนี้หากองค์ประกอบใดองค์ประกอบหนึ่งเปลี่ยนแปลงไป ผลลัพธ์ที่เกิดขึ้นก็จะเปลี่ยนแปลงตามไปด้วย การวิเคราะห์ปัญหาด้วยการคำนวณจึงจำเป็นต้องเข้าใจ องค์ประกอบทั้งสามองค์ประกอบนี้อย่างลึกซึ้ง

2.3.2 ขั้นตอนการทำงานของโปรแกรมพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

โปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณถูกสร้างและพัฒนาขึ้นมาเพื่อใช้แก้ระบบสมการเชิงอนุพันธ์ย่อยของการไหล โดยสามารถกำหนดเงื่อนไขขอบเขต และลักษณะรูปร่างของปัญหาได้โดยสะดวก ขั้นตอนการทำงานของโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณโดยทั่วไปจึงแบ่งได้เป็น 3 ขั้นตอนใหญ่ ๆ ดังนี้

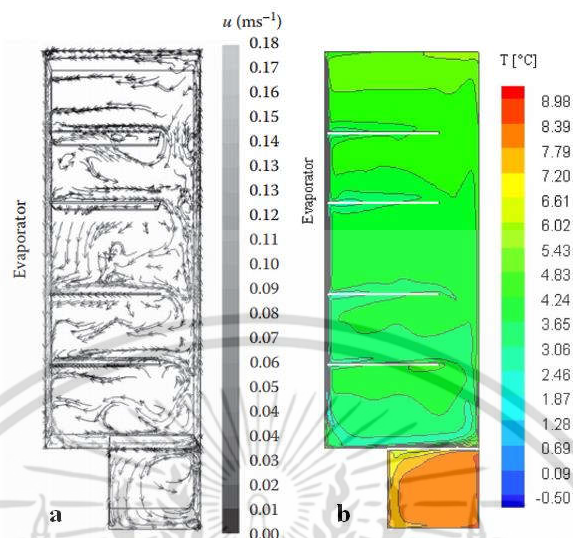
1. ขั้นตอนของกระบวนการขั้นต้น (Pre-processing) ประกอบด้วยการสร้างโดเมนของการไหล (Physical domain) ที่ต้องการทำการวิเคราะห์ จากนั้นแบ่งโดเมนของการไหลที่สร้างขึ้นออกเป็นเอลิเมนต์ (Element) หรือตาราง (Mesh) ย่อย ๆ โดยเส้นตารางเหล่านี้จะตัดกันที่จุดต่อ (Grid or Node) ซึ่งเป็นตำแหน่งที่จะคำนวณหาค่าผลลัพธ์ของการไหล แล้วจึงกำหนดคุณสมบัติของของไหล รูปแบบการไหล (แบบราบเรียบหรือปั่นป่วน) และเงื่อนไขขอบเขตสำหรับปัญหาที่ศึกษา ตามลำดับ

2. ขั้นตอนการวิเคราะห์แก้ปัญหาหรือประมวลผล (Analysis or Processing) จัดได้ว่าเป็นหัวใจของโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำเร็จรูป โดยวิธีการวิเคราะห์ซึ่งเป็นที่นิยมใช้กันมากคือระเบียบวิธีผลต่างสืบเนื่อง (Finite difference method) ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์หรือขั้นประกอบจำกัด (Finite element method) และระเบียบวิธีไฟไนต์วอลุ่ม (Finite volume method)

3. ขั้นตอนของกระบวนการขั้นท้าย (Post-processing) เป็นขั้นตอนการแสดงผลลัพธ์ที่เกิดขึ้นจากขั้นตอนของการวิเคราะห์การไหลนั้น โดยปกติมักประกอบด้วย ความเร็วย่อยในทิศแกนต่าง ๆ ความดันและอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งใด ๆ ในโดเมนของการไหลนั้น โดยผลลัพธ์เหล่านี้มีจำนวนมากตามจำนวนของจุดต่อและต่างก็อยู่ในรูปแบบของค่าตัวเลขซึ่งมีความยากมากที่จะเข้าใจในความหมายทางกายภาพของสภาวะการไหลที่เกิดขึ้น ผลลัพธ์เหล่านี้โดยทั่วไปจึงถูกแสดงออกมาในรูปของกราฟิก เช่น การพล็อตเวกเตอร์ (Vector) ของทุกจุดต่อตลอดทั้งโดเมนการไหลเพื่อแสดงลักษณะและทิศทางการไหลและสภาวะการหมุนวนในบริเวณต่าง ๆ การพล็อตด้วยเส้นชั้น (Contour line) หรือการพล็อตด้วยสีต่าง ๆ กัน (Color contour) ตัวอย่างดังรูปที่ 2.2 ซึ่งแสดงผลลัพธ์ของการวิเคราะห์การกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นในรูปแบบการพล็อตเวกเตอร์ความเร็ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และการพล็อตอุณหภูมิด้วยสี ซึ่งจากการแสดงผลพีธในลักษณะเหล่านี้ทำให้ผู้วิเคราะห์เข้าใจปัญหาได้รวดเร็วและลึกซึ้งมากขึ้น



รูปที่ 2.2 รูปแบบการแสดงผลพีธของการวิเคราะห์ปัญหาของพลศาสตร์ของไหลในรูปแบบ (a) การพล็อตแบบเวกเตอร์ของความเร็ว และ (b) การพล็อตแบบเส้นชั้นด้วยสีต่าง ๆ ของอุณหภูมิ (Laguerre et al., 2007)

2.3.3 สมการควบคุม (Governing equations)

สมการควบคุมที่บรรจุอยู่ในโมดูล Flow Simulation ของโปรแกรม SolidWorks คือระบบสมการนาเวียร์-สโตกส์ (Navier–Stokes equations) (SolidWorks, 2012) ซึ่งประกอบด้วย สมการเชิงอนุพันธ์มวลหรือสมการความต่อเนื่อง สมการเชิงอนุพันธ์โมเมนตัม และสมการเชิงอนุพันธ์พลังงาน รายละเอียดดังนี้

1. สมการเชิงอนุพันธ์มวล (Mass conservation)

สมการเชิงอนุพันธ์มวล หรืออีกชื่อหนึ่งคือ สมการความต่อเนื่อง (Continuity) มีพื้นฐานมาจากการสมดุลมวลของปริมาตรควบคุม (Control volume) ตามกฎการอนุรักษ์มวลซึ่งใช้อธิบายถึงอัตราการเปลี่ยนแปลงมวลภายในปริมาตรควบคุม ซึ่งจะต้องมีค่าเท่ากับผลต่างของอัตราการไหลของมวลที่ไหลเข้ากับมวลที่ไหลออกปริมาตรควบคุม (Jiji, 2006) โดยสามารถเขียนสมการให้อยู่ในรูปแบบอนุพันธ์ได้ดังนี้

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.7)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อการไหลไม่เกิดการอัดตัว (Incompressible flow) กล่าวคือค่าความหนาแน่น (ρ) คงที่ สมการเชิงอนุพันธ์มวลสามารถลดรูปลงได้เป็น

$$\nabla \cdot (\vec{V}) = 0 \quad (2.8 \text{ ก})$$

หรือ

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.8 \text{ ข})$$

2. สมการเชิงอนุพันธ์โมเมนตัม (Momentum conservation)

สมการนี้มีพื้นฐานมาจากกฎข้อที่สองของนิวตัน (Newton's second law) ซึ่งใช้เพื่ออธิบายถึงผลรวมของแรงทั้งหมดที่กระทำกับปริมาตรควบคุม ได้แก่ แรงอันเนื่องมาจากความดัน (p) ความเค้นตั้งฉาก (Normal stress, σ) และความเค้นเฉือน (Shear stress, τ) และแรงเนื่องจากน้ำหนักของตัวเอง (Body force, F) ซึ่งจะต้องมีค่าเท่ากับผลรวมของอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมภายในปริมาตรควบคุม (Jiji, 2006) โดยสามารถเขียนสมการให้อยู่ในรูปแบบอนุพันธ์สำหรับของไหลแบบนิวตัน (Newtonian fluid) ได้ดังนี้

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \quad (2.9 \text{ ก})$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (2.9 \text{ ข})$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \quad (2.9 \text{ ค})$$

หรือเขียนให้อยู่ในรูปเวกเตอร์ (Vector form) จะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \rho \vec{V} \cdot \nabla \vec{V} = -\rho \vec{g} - \nabla p + \frac{4}{3} \nabla (\mu \nabla \cdot \vec{V}) + \nabla (\vec{V} \cdot \nabla \mu) - \vec{V} \nabla^2 \mu + \nabla \mu \times (\nabla \cdot \vec{V}) - (\nabla \cdot \vec{V}) \nabla \mu - \nabla \times (\nabla \times \mu \vec{V}) \quad (2.10)$$

เมื่อการไหลไม่เกิดการอัดตัว (Incompressible flow) คือค่าความหนาแน่นคงที่ และของไหลมีความหนืดคงที่ ($\nabla \mu = 0$) สมการเชิงอนุพันธ์โมเมนตัมสามารถลดรูปลงได้เป็น

$$\rho (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = -\rho \vec{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (2.11)$$

หรือเขียนในรูปตามแนวแกนระบบพิกัดฉากได้ดังนี้

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2.12 ก)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2.12 ข)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (2.12 ค)$$

ในกรณีการพาความร้อนแบบตามธรรมชาติ การเคลื่อนที่ของของไหลที่เกิดจากแรงโน้มถ่วงของโลกหรือแรงลอยตัว (Buoyant force) กล่าวคือของไหลที่มีอุณหภูมิสูงจะลอยตัวขึ้น ในขณะที่ของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำจะเคลื่อนตัวลง การเคลื่อนที่ของของไหลลักษณะนี้ทำให้ไม่สามารถตั้งสมมติฐานให้ค่าความหนาแน่น (ρ) คงที่ได้ ดังนั้นการวิเคราะห์การไหลอาจทำได้ด้วยการประมาณโดยใช้สมการของ Boussinesq approximation ซึ่งมีหลักการพื้นฐานคือ การประมาณให้ค่าความหนาแน่นคงที่ในสมการความต่อเนื่องและในเทอมของความเฉื่อย (Inertia term) ของสมการโมเมนตัม แต่อนุญาตให้เปลี่ยนแปลงได้ตามอุณหภูมิในเทอมของแรงเนื่องจากน้ำหนักของตัวเอง (Jiji, 2006) ดังนั้นสมการเชิงอนุพันธ์โมเมนตัมสำหรับการพาความร้อนแบบตามธรรมชาติคือ

$$(\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = -\beta \vec{g} (T - T_0) - \frac{1}{\rho_0} \nabla (p - p_0) + \nu \nabla^2 \vec{V} \quad (2.13)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. สมการเชิงอนุรักษ์พลังงาน (Energy conservation)

สมการนี้มีพื้นฐานมาจากกฎข้อที่หนึ่งของอุณหพลศาสตร์ (The first law of Thermodynamics) คืออัตราการเปลี่ยนแปลงของพลังงานในมวลจะเท่ากับปริมาณความร้อน (Heat flux) ที่ให้แก่มวลรวมกับอัตราของงานที่เกิดขึ้นเนื่องจากแรงต่าง ๆ ที่กระทำต่อมวลนั้น (Jiji, 2006) โดยสามารถเขียนสมการให้อยู่ในรูปแบบอนุรักษ์ได้ดังนี้

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p \vec{V} \cdot \nabla T = \rho Q + \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (2.14 ก)$$

หรือ

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \rho Q + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (2.14 ข)$$

เมื่อ	c_p	คือ ความจุความร้อนจำเพาะของของไหล (J/kg·K)
	F	คือ แรงเนื่องจากตัววัตถุ (Body force, N)
	g	คือ แรงเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (m/s ²)
	I	คือ เมทริกซ์เอกลักษณ์ (Unit tensor)
	k	คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (W/m·K)
	P	คือ ความดันอุทกพลวัต (Hydrodynamic pressure, Pa)
	p	คือ ความดันปรากฏ (Pa)
	Q	คือ ปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้นเอง (W/kg)
	T	คือ อุณหภูมิ (K)
	t	คือ เวลา (s)
	\vec{V}	คือ เวกเตอร์ความเร็ว (m/s) โดย $\vec{V} = ui + vj + wk$ และ
	u v และ w	คือ ความเร็วย่อยในทิศแกน x y และ z ตามลำดับ (m/s)
	ρ	คือ ความหนาแน่นของของไหล (kg/m ³)
	μ	คือ ความหนืดพลวัต (Dynamic viscosity, m ² /s)
	$\vec{\nabla}$	คือ Del operator โดย $\vec{\nabla} = \frac{\partial}{\partial x} \hat{i} + \frac{\partial}{\partial y} \hat{j} + \frac{\partial}{\partial z} \hat{k}$
	0	คือคุณสมบัติที่สภาวะอ้างอิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3.4 เงื่อนไขขอบเขต (Boundary condition)

เงื่อนไขขอบเขตจะเป็นตัวกำหนดผลลัพธ์ที่ได้จากการแก้ระบบสมการสมการนาเวียร์-สโตกส์ที่ได้กล่าวมาข้างต้น การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตได้อย่างถูกต้องเหมาะสมยอมทำให้ผลลัพธ์ที่วิเคราะห์ได้ออกมามีค่าใกล้เคียงกับความเป็นจริงมากที่สุด แต่ถ้าหากการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตที่ไม่เหมาะสม อาจส่งผลให้ผลลัพธ์ที่ได้ไม่มีความถูกต้องทั้งที่ใช้ระบบสมการชุดเดียวกัน

2.3.4.1 เงื่อนไขขอบเขตที่บริเวณผิวของผนัง

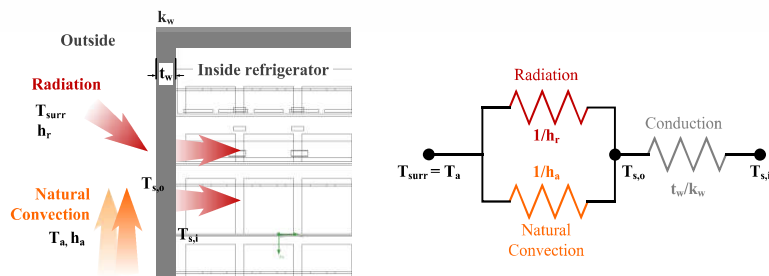
สำหรับของไหลที่มีความหนืดไหลผ่านผนังที่อยู่นิ่ง เงื่อนไขขอบเขตที่บริเวณผิวของผนังจะมีความเร็วของของไหลมีค่าเท่ากับศูนย์ (No slip condition) (SolidWorks, 2012)

$$u = v = w = 0 \tag{2.15}$$

เมื่อ u v และ w คือ ความเร็วย่อยในทิศทาง x y และ z ตามลำดับ (m/s)

2.3.4.2 การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม (Overall heat transfer coefficient, U) ในงานวิจัยนี้หมายถึง สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากผลรวมของสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของผนังตู้เย็น สัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบตามธรรมชาติของอากาศที่ไหลผ่านผนังตู้เย็นด้านนอก และสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเทียบเท่าจากผลของการแผ่รังสีความร้อน ซึ่งสามารถหาได้จากการประมาณด้วยวิธีการคำนวณความต้านทานความร้อน (Thermal resistance) (Gupta et al., 2007) โดยรูปที่ 2.3 แสดงวงจรความร้อน (Thermal circuit) สำหรับการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมของผนังตู้เย็น ซึ่งสามารถเขียนให้อยู่ในรูปแบบสมการทางคณิตศาสตร์ได้ดังสมการที่ 2.16



รูปที่ 2.3 วงจรความต้านทานความร้อนสำหรับการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมของผนังตู้เย็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_a + h_r} + \frac{t_w}{k_w} \quad (2.16)$$

- เมื่อ h_a คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศภายนอก ($W/m^2 \cdot K$)
 h_r คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเทียบเท่าเนื่องจากการแผ่รังสีความร้อน ($W/m^2 \cdot K$)
 t_w คือ ค่าความหนาของผนังอุปกรณ์ (m)
 k_w คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของผนังอุปกรณ์ ($W/m \cdot K$)

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบตามธรรมชาติของอากาศที่ไหลผ่านผนังภายนอกผู้เขียนสามารถคำนวณได้จากสมการสหสัมพันธ์ (Correlation equation) ที่เสนอโดย Ostrach (1953) (Jiji, 2006) ดังสมการที่ 2.17

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k} = \left[\frac{Pr}{2.435 + 4.884 Pr^{1/2} + 4.953 Pr} \right]^{1/4} (Ra_L)^{1/4} \quad (2.17)$$

โดยสมการสหสัมพันธ์นี้สามารถใช้ได้ภายใต้เงื่อนไขดังต่อไปนี้

- (1) ผนังเป็นผนังราบแนวตั้ง
- (2) ผนังมีอุณหภูมิผิวสม่ำเสมอ (Uniform)
- (3) การไหลเป็นการไหลแบบราบเรียบ
- (4) $10^4 < Ra_L < 10^9$
- (5) $Pr > 0$ และ
- (6) สมบัติทางความร้อนของของไหลทั้งหมดอ้างอิงที่อุณหภูมิฟิล์ม $T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$

เมื่อ \overline{Nu}_L คือ เลขนัสเซลต์ (Nusselt number) เฉลี่ยตลอดความยาว L

Pr คือ เลขพรันด์เทิล (Prandtl number) ซึ่งคำนวณได้จาก $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$

Ra คือ เลขเรย์ลี (Rayleigh number)

\bar{h} คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยตลอดความยาว ($W/m^2 \cdot K$)

ν คือ ความหนืดจลน์ (Kinematic viscosity, m^2/s) ซึ่งเป็นอัตราส่วนของ

ความหนืดพลวัต (Dynamic viscosity, μ) ต่อความหนาแน่นของของไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

α คือ ค่าการแพร่กระจายความร้อน (Thermal diffusivity) ซึ่งเป็นอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของของไหลต่อความหนาแน่นและค่าความจุความร้อนของของไหล

$$\text{หรือ } \alpha = \frac{k}{\rho c_p}$$

สำหรับสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเทียบเท่าจากผลของการแผ่รังสีความร้อน (Pitts and Sissom, 1998) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.18

$$\bar{h}_r = \varepsilon_s \sigma (T_s + T_a) (T_s^2 + T_a^2) \quad (2.18)$$

เมื่อ \bar{h}_r คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเทียบเท่าจากผลของการแผ่รังสีความร้อนเฉลี่ย ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)

ε คือ สัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อนของผิววัตถุ

σ คือ ค่าคงที่ของ Stefan-Boltzmann ซึ่งมีค่าเท่ากับ $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

T_s คือ อุณหภูมิผิว (K)

T_a คือ อุณหภูมิบรรยากาศ (K)

การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมนอกจากการคำนวณด้วยวิธีการประมาณความต้านทานความร้อนแล้ว ยังสามารถหาด้วยวิธีการทดลองวัดจริงด้วยวิธีการทดสอบอัตราการสูญเสียความร้อนแบบย้อนกลับ (Reverse heat loss rate test) และวิธีการวัดด้วยฟลักซ์มิเตอร์ (Heat flux meter) (Melo et al., 2000; Laguerre et al., 2007) โดยวิธีการทดสอบอัตราการสูญเสียความร้อนแบบย้อนกลับมีหลักการคือการทำให้อุณหภูมิภายในตู้เย็นร้อนกว่าอุณหภูมิบรรยากาศภายนอก โดยการใช้เครื่องทำความร้อน (Heater) ติดตั้งภายในช่องแช่ของตู้เย็นดังรูปที่ 2.4 จากนั้นคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมจากสมการที่ 2.19

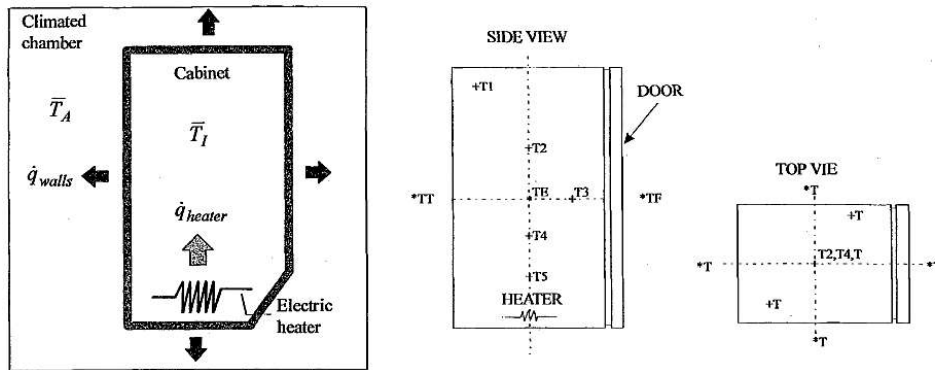
$$UA = \frac{\dot{q}_{heater}}{(\bar{T}_I - \bar{T}_A)} = \frac{\dot{q}_{wall}}{(\bar{T}_I - \bar{T}_A)} \quad (2.19)$$

เมื่อ \bar{T}_I คือ อุณหภูมิเฉลี่ยจากการวัดอุณหภูมิภายในตู้เย็นทั้งหมด 5 จุด

$$(T_1, T_2, T_3, T_4, T_5)$$

\bar{T}_A คือ อุณหภูมิอากาศภายนอกเฉลี่ย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.4 การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมด้วยวิธีการทดสอบอัตราการสูญเสียความร้อนแบบย้อนกลับ (Reverse heat loss rate test) (Melo et al., 2000)

2.3.4.3 เกณฑ์กำหนดลักษณะการไหลของของไหล (Flow regime)

สำหรับการพาความร้อนแบบตามธรรมชาติพารามิเตอร์ที่สำคัญที่ใช้เป็นตัวกำหนดลักษณะของการไหลว่าเป็นแบบราบเรียบ (Laminar flow) หรือแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) คือค่าของเลขเรย์ลี (Rayleigh number, Ra) (Jiji, 2006) ซึ่งคำนวณได้จาก

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (2.20)$$

เมื่อ g คือ ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลกซึ่งมีค่าเท่ากับ 9.81 m/s^2

β คือ ค่าสัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงความร้อน ($1/K$)

T_s คือ อุณหภูมิผิว (K)

T_∞ คือ อุณหภูมิของไหล (K)

L คือ ความยาวของผนังตั้งแนวตั้ง (m)

ν คือ ความหนืดจลน์ (Kinematic viscosity, m^2/s) ซึ่งเป็นอัตราส่วนของความหนืดพลวัต (Dynamic viscosity, μ) ต่อความหนาแน่นของของไหล

α คือ ค่าการแพร่กระจายความร้อน (Thermal diffusivity) ซึ่งเป็นอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของของไหลต่อความหนาแน่นและค่าความจุความร้อนของของไหล

$$\text{หรือ } \alpha = \frac{k}{\rho c_p}$$

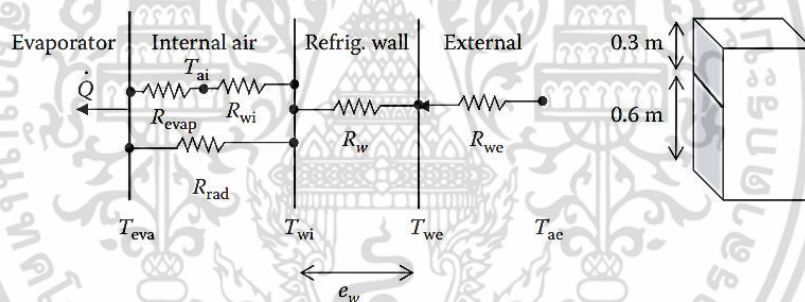
โดย Ra วิถีที่ลักษณะการไหลเริ่มเปลี่ยนจากการไหลแบบราบเรียบเป็นการไหลแบบปั่นป่วนคือ $Ra_c \approx 10^9$ (Jiji, 2006)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.4.1 การศึกษาการถ่ายเทความร้อนภายในตู้เย็นชนิดหนึ่งประตู

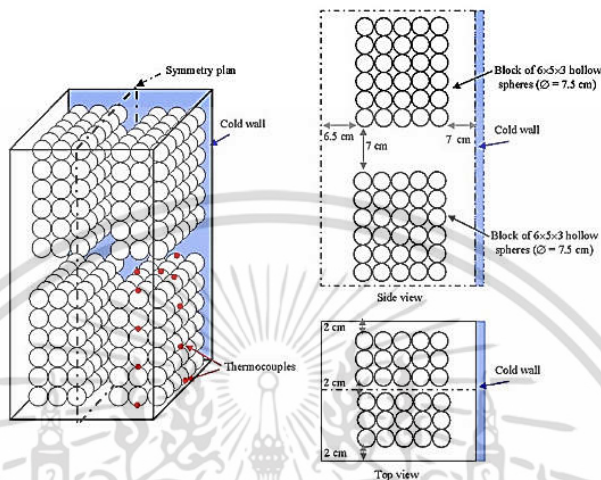
Laguerre and Flick (2004) ได้ทดลองและศึกษาเชิงตัวเลขของปรากฏการณ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนแบบตามธรรมชาติภายในตู้เย็นชนิดหนึ่งประตูที่มีการใช้งานภายในครัวเรือน ด้วยสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ด้วยวิธีความต้านทานความร้อน (รูปที่ 2.5) เพื่อทำนายปริมาณการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อน การนำความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน การศึกษาพบว่าผลการทำนายค่าอุณหภูมิของอากาศและปริมาณการถ่ายเทความร้อนมีค่าใกล้เคียงกับค่าจากการทดลอง โดยผลการศึกษาชี้ให้เห็นว่าค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อนมีความสำคัญในระดับเดียวกันกับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบตามธรรมชาติสำหรับตัวอย่างตู้เย็นนี้ นอกจากนี้งานวิจัยได้พัฒนาแบบจำลองเพื่อคำนวณเวลาที่ใช้ในการลดอุณหภูมิอาหารเมื่อนำมาแช่ในตู้เย็น ผลการศึกษาพบว่าตัวอย่างอาหารที่อุณหภูมิ 25 °C ต้องใช้เวลาอย่างน้อย 2 ชั่วโมงเพื่อลดอุณหภูมิลงมาเป็น 5 °C ซึ่งเป็นอุณหภูมิแนะนำสำหรับการเก็บรักษาอาหารประเภทเนื้อสัตว์



รูปที่ 2.5 ความต้านทานความร้อนระหว่างเครื่องระเหย (Evaporator) กับบรรยากาศภายนอก (Laguerre and Flick, 2004)

Laguerre et al. (2005) ได้ศึกษาและทดลองเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนแบบตามธรรมชาติระหว่างอากาศกับผนังแนวตั้งด้านอุณหภูมิต่ำและด้านอื่น ๆ ที่มีอุณหภูมิสูงกว่าภายในตัวอย่างตู้เย็น โดยทำการตรวจสอบโปรไฟล์ของอุณหภูมิภายในชั้นขอบเขต (Boundary layer) และภายในบริเวณกึ่งกลางของตัวอย่างตู้เย็นเปล่า โดยสังเกตการแบ่งชั้นของอุณหภูมิ (Temperature stratification) ในทิศทางแนวตั้งบริเวณอุณหภูมิต่ำด้านล่างและบริเวณอุณหภูมิสูงด้านบนภายในตู้เย็น พร้อมทั้งศึกษาผลของอุณหภูมิและพื้นที่ผิวของผนังอุณหภูมิต่ำต่ออุณหภูมิอากาศภายในตู้เย็น นอกจากนี้มีการใส่กลุ่มวัตถุทรงกลมกลางจำนวน 4 กลุ่มภายในตู้เย็นตัวอย่าง ดังรูปที่ 2.6 เพื่อศึกษาผลของสิ่งกีดขวางต่อโปรไฟล์ของอุณหภูมิของอากาศ และทำการเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

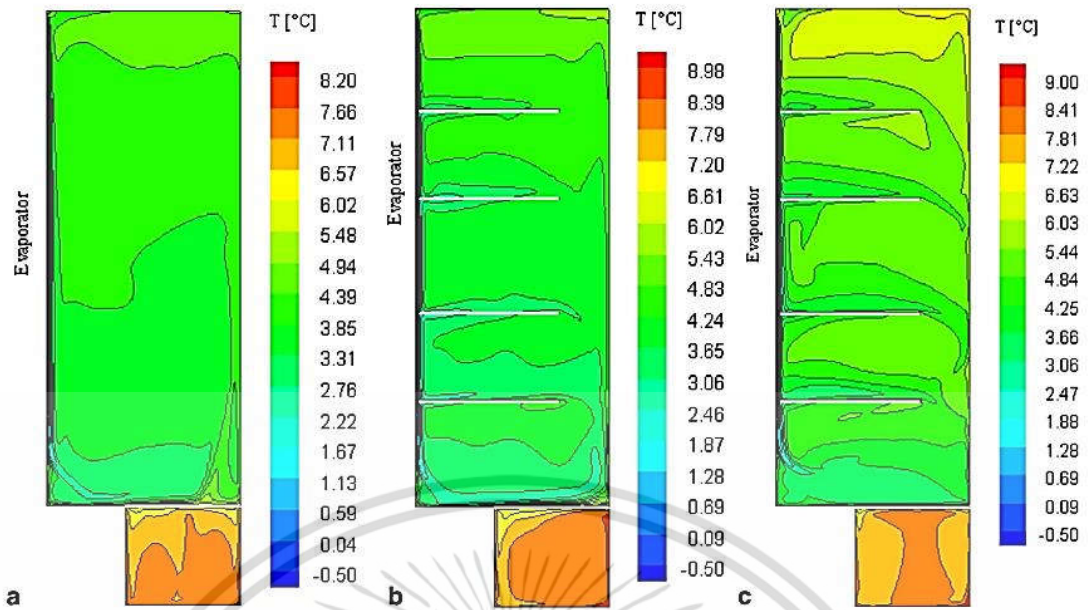
เปรียบเทียบระหว่างโปรไฟล์ของอุณหภูมิแบบไม่มีและมีส่วนขีดขวาง ผลการศึกษาพบว่าตู้เย็นที่มีสิ่งกีดขวางจะมีอุณหภูมิของอากาศต่ำกว่าในทุก ๆ จุด และดูเหมือนว่ากลุ่มวัตถุตัวอย่างจะทำให้การถ่ายเทความร้อนบริเวณใกล้กับผนังอุณหภูมิต่ำที่ขึ้นกล่าวคือตู้เย็นที่ใส่ผลิตภัณฑ์จะมีอุณหภูมิสูงกว่าตู้เย็นเปล่าเสมอไป



รูปที่ 2.6 รูปแบบการบรรจุกลุ่มวัตถุทรงกลมกลวงจำนวน 4 กลุ่มภายในตู้เย็นตัวอย่าง (Laguerre et al., 2005)

Laguerre et al. (2007) ได้ศึกษาทั้งเชิงทดลองและเชิงตัวเลขของการพาความร้อนแบบตามธรรมชาติในตู้เย็นครัวเรือน โดยได้ศึกษาตู้เย็นที่มีโครงสร้างภายใน 3 รูปแบบคือ ตู้เย็นเปล่า ตู้เย็นเปล่าที่มีการติดตั้งชั้นวางและตู้เย็นที่มีการบรรจุไหลดบนชั้นวาง และได้วิเคราะห์เปรียบเทียบผลของการมีการแผ่รังสีความร้อนและไม่มีการแผ่รังสีความร้อนต่อการถ่ายเทความร้อนทั้งหมด ภายใต้สมมติฐานอุณหภูมิของเครื่องระเหยคงที่และการไหลของอากาศเป็นการไหลแบบราบเรียบทั้งสามทิศทาง ผลการศึกษาพบว่าผลการจำลองจะมีความสอดคล้องกับผลการทดลองก็ต่อเมื่อพิจารณาผลของการแผ่รังสีความร้อน โดยผลการทดลองเชิงตัวเลขนี้แสดงให้เห็นถึงการแบ่งชั้นของอุณหภูมิในบริเวณช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นทั้งสามโครงสร้างกล่าวคือ บริเวณด้านล่างของช่องแช่จะมีอุณหภูมิที่ต่ำและบริเวณด้านบนจะมีอุณหภูมิสูงกว่า ดังรูปที่ 2.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.7 การกระจายอุณหภูมิบนแกนสมมาตรภายในตัวอย่างตู้เย็น (a) แบบตู้เปล่า (b) แบบตู้ที่มี การติดตั้งชั้นวาง และ (c) แบบตู้ที่มีการบรรจุหลอดบนชั้นวาง (Laguerre et al., 2007)

Laguerre and Flick (2010) ได้สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์อย่างง่าย สำหรับการทำนายอุณหภูมิของอากาศและของไหลภายในตู้เย็นชนิดหนึ่งประตู โดยเปลี่ยนแปลง ค่าพารามิเตอร์ 2 ค่าได้แก่อุณหภูมิห้องและเทอร์โมสแตท (Thermostat) ด้วยวิธี Deterministic and Stochastic approaches แบบจำลองนี้ครอบคลุมรูปแบบการไหลเวียนของอากาศ การเปลี่ยนแปลง ความร้อนโดยการพาความร้อนระหว่างอากาศกับผนังด้านต่าง ๆ และระหว่างอากาศกับไหลภายใน ตู้ตัวอย่างตู้เย็น รวมถึงการพิจารณาการแผ่รังสีของผนังและของไหล ลักษณะสมการแบบจำลองแสดง ดังสมการที่ 2.21 การศึกษาพบว่าค่าที่ได้จากคำนวณจากแบบจำลองที่สร้างขึ้นสอดคล้องกับผลการ ทดลอง จากผลการศึกษานี้ทำให้สามารถนำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์นี้ไปประยุกต์ใช้เป็นเครื่องมือ ในการประเมินความเสี่ยงของผู้บริโภคในโซ่ความเย็นได้อย่างมีประสิทธิภาพ

$$X = \Gamma \cdot T_e + (1 - \Gamma) T_{th} \quad (2.21)$$

เมื่อ $\Gamma = A^{-1} \cdot B$ และ 1 คือ Unity column vector โดย

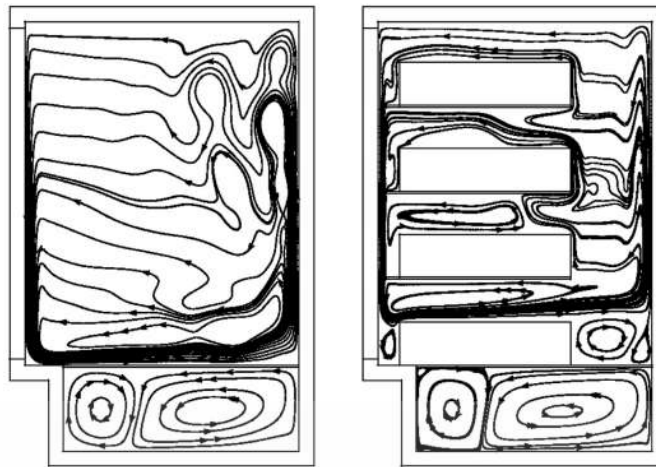
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$A = \begin{bmatrix} \alpha_c - 1 & -\alpha_c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -\alpha_w & \alpha_w - 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -\alpha_s & 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha_s - 1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & \alpha_s - 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 & -(\beta_e + \beta_{rwt} + \beta_{rwb}) & \beta_{rwb} & \beta_{rwt} & 0 \\ \beta_{rct} & -1 & 1 & 0 & \beta_{rwt} & 0 & 0 & -(\beta_{rct} + \beta_{rwt}) \\ -\beta_{rcb} & 0 & 0 & 1 & -\beta_{rwb} & (\beta_{rwb} + \beta_{rcb}) & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$X = \begin{bmatrix} T_c \\ T_{act} \\ T_{awt} \\ T_{awb} \\ T_w \\ T_{sb} \\ T_{st} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\beta_e \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \\ \alpha_s \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Zhang and Lian (2014) ได้ศึกษาเชิงตัวเลขของรูปแบบการไหลเวียนของอากาศและการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นแบบหนึ่งประตูด้วยวิธีการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล โดยพิจารณาการถ่ายเทความร้อนแบบโดยรวมพจน์ของการพาความร้อนกับการนำความร้อนภายในของแข็งเข้าด้วยกัน (Conjugate heat transfer) การศึกษาได้จำลองการถ่ายเทความร้อนและการไหลเวียนของอากาศภายในตู้เย็นที่มีโครงสร้างภายในที่แตกต่างกันจำนวน 3 รูปแบบซึ่งประกอบด้วยตู้เย็นเปล่า ตู้เย็นที่มีการติดตั้งชั้นวางภายในและตู้เย็นที่มีการบรรจุไหลตบนชั้นวางภายใน เพื่อศึกษาอิทธิพลของโครงสร้างภายในต่อการกระจายอุณหภูมิ สนามการไหลของอากาศและการสูญเสียความร้อน นอกจากนี้ได้ศึกษาผลของการแผ่รังสีความร้อนต่อการถ่ายเทความร้อน สนามการไหลของอากาศและสนามอุณหภูมิเช่นเดียวกัน ผลการศึกษาพบว่า การแผ่รังสีความร้อนทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างเครื่องระเหยของตู้เย็นกับผนังภายในตู้เย็นเพิ่มขึ้น ซึ่งนำไปสู่การเค้นอุณหภูมิของโพนฉนวนกันความร้อนที่สูงขึ้นทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนมากขึ้น การแผ่รังสีความร้อนยังส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนด้วยการพาความร้อนแบบตามธรรมชาติลดลง ในขณะที่ทำให้การไหลวนของอากาศบริเวณชั้นวางมีรูปแบบที่ซับซ้อนมากขึ้น สำหรับอิทธิพลของโครงสร้างภายในผลการศึกษแสดงให้เห็นว่ามีการแบ่งชั้นของอุณหภูมิตามแนวตั้งในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นของทั้งสามโครงสร้าง ยิ่งโครงสร้างภายในมีความซับซ้อนมากยิ่งขึ้นยิ่งทำให้ชั้นวางด้านล่างมีอุณหภูมิสูงมากขึ้น โดยการเค้นอุณหภูมิตามแนวตั้งจะเพิ่มขึ้นตามความซับซ้อนของโครงสร้างภายใน ซึ่งทำให้ความเป็นเนื้อเดียวกันของอุณหภูมิแยลง นอกจากนี้โครงสร้างภายในที่ซับซ้อนทำให้เกิดการไหลวนของอากาศระหว่างชั้นวางมากยิ่งขึ้น อย่างไรก็ตามรูปแบบการไหลของอากาศภายในช่องแช่ผักของทั้งสามโครงสร้างมีความคล้ายกันคือจะมีการไหลวนของอากาศสองกลุ่มแบบทวนเข็มนาฬิกา ดังรูปที่ 2.8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(a) C_1 : Empty refrigerator (b) C_3 : Refrigerator with food

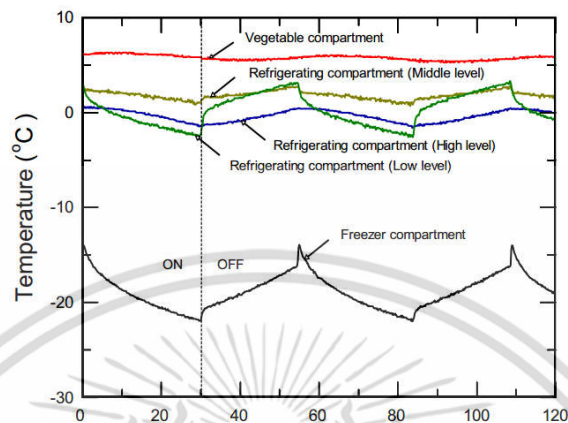
รูปที่ 2.8 การเปรียบเทียบรูปแบบการไหลวนของอากาศภายในตู้เย็นที่มีโครงสร้างภายใน (a) แบบตู้เปล่าและ (b) แบบตู้ที่มีการบรรจุไหลคบนชั้นวางภายใน (Zhang & Lian, 2014)

2.4.2 การศึกษาการถ่ายเทความร้อนภายในตู้เย็นชนิดมากกว่าหนึ่งประตู

Gupta et al. (2007) ได้ศึกษาและพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับการถ่ายเทความร้อนและการไหลเวียนของอากาศภายในตู้เย็นสองประตูที่มีช่องแช่แข็งด้านบนด้วยโปรแกรมการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล (CFD software) การศึกษาได้พิจารณาและวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นทั้งภายในช่องแช่แข็งและช่องแช่เย็นของตู้เย็นภายใต้สภาวะคงตัวและไม่มีการบรรจุไหลคภายใน ผลการจำลองและผลการทดลองพบว่าสอดคล้องกัน ด้วยแบบจำลองนี้สามารถนำไปเป็นข้อมูลพื้นฐานเพื่อเพื่อนำไปใช้ปรับปรุงประสิทธิภาพการทำงานของตู้เย็นให้มีความเป็นเนื้อเดียวของอุณหภูมิและการไหลเวียนของอากาศที่ดีขึ้นต่อไปได้

Yang et al. (2010) ได้ศึกษาและนำเสนอแบบจำลองการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นชนิดสามประตูโดยมีช่องแช่แข็งอยู่ด้านบนและช่องแช่ผักอยู่ด้านล่าง ผลการศึกษาพบว่าช่องแช่แข็งและช่องแช่อาหารสดมีการขึ้นลงของอุณหภูมิสอดคล้องกันตามรอบการทำงานเปิด/ปิดการทำงานของเครื่องอัดไอ (Compressor) ในขณะที่ช่องแช่ผักไม่ได้เป็นไปตามรอบการทำงานเมื่อเทียบกับช่องแช่ทั้งสอง ดังรูปที่ 2.9 ที่ได้แสดงโปรไฟล์ของอุณหภูมิเทียบกับเวลาภายในตัวอย่างตู้เย็นที่ศึกษา ซึ่งสามารถสังเกตได้ถึงความไม่สอดคล้องของอุณหภูมิภายในช่องแช่ผักเมื่อเทียบกับช่องแช่แข็งและช่องแช่อาหารสด จากผลการจำลองที่มีความสอดคล้องกับผลการทดลองทำให้คณะวิจัยเข้าใจปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้น เป็นผลให้คณะวิจัยได้เสนอแนวทางการออกแบบช่องปล่อยลมเข้าสู่ช่องแช่เย็นพร้อมปรับเปลี่ยนตำแหน่งของช่องปล่อยลมเพื่อให้อุณหภูมิอากาศภายในตู้เย็นมีความสม่ำเสมอมากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบผลการจำลองก่อนการปรับปรุงและหลังการปรับปรุงพบว่าอากาศภายในเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตู้เย็นที่มีการออกแบบช่องปล่อยลมแบบใหม่มีความสม่ำเสมอเพิ่มขึ้นและอุณหภูมิเฉลี่ยสูงสุดภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นลดลงจาก 7.17 °C เป็น 3.57 °C โดยมีความแปรปรวนเท่ากับ 3.17 °C และ 1.55 °C ตามลำดับ



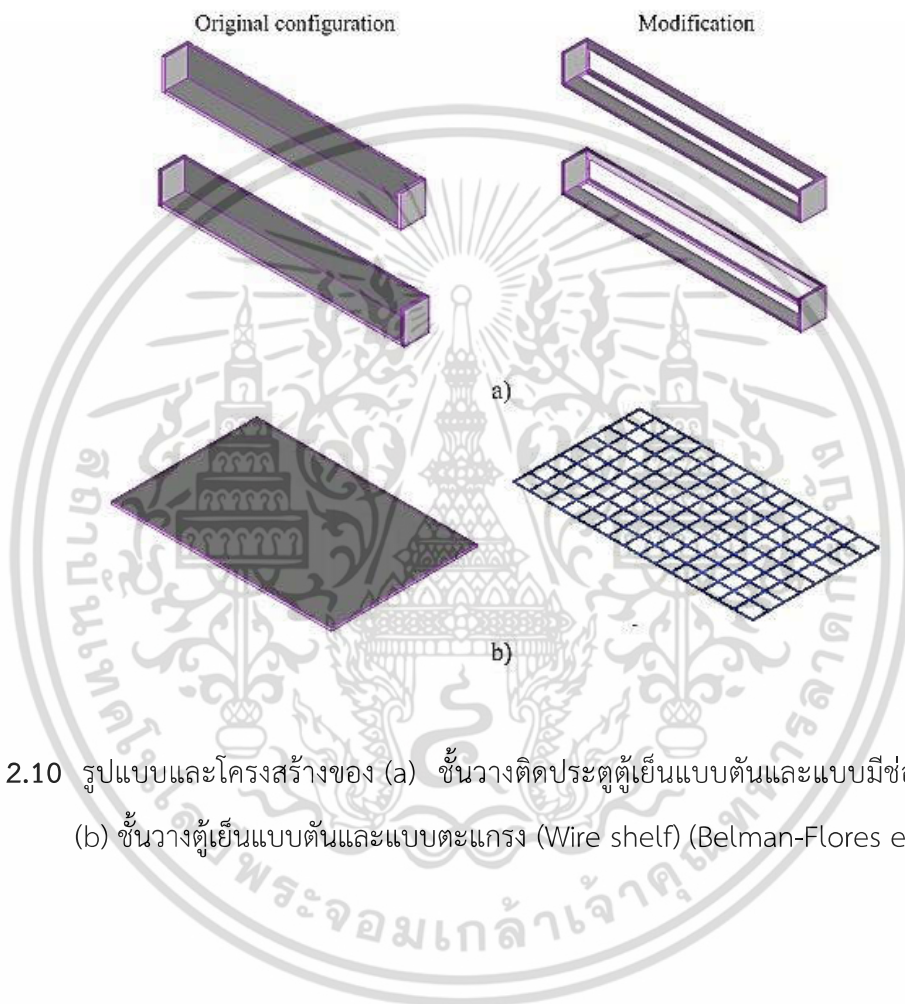
รูปที่ 2.9 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในตู้เย็นเมื่อเทียบกับเวลา (Yang et al., 2010)

ณัฐวุฒิ ชาวเมืองและวิสนีย์ ราชจำปี (2012) ได้ทำการศึกษารายการถ่ายเทความร้อนและการกระจายอุณหภูมิภายในอุปกรณ์เก็บรักษาความเย็นที่ใช้ในแผงค้าอาหารทั่วไป ซึ่งประกอบด้วยตู้เย็นและถังน้ำแข็ง โดยตู้เย็นที่ศึกษาเป็นตู้เย็นชนิดสองประตูที่มีช่องแช่แข็งด้านบนและถังน้ำแข็งพลาสติกซึ่งใช้น้ำแข็งบดเป็นแหล่งให้ความเย็น การศึกษาได้ทำการทดลองโดยวัดค่าอุณหภูมิภายในอุปกรณ์ทั้งสองภายใต้สภาวะที่มีและไม่มีการบรรจุโหลด แล้วนำผลการทดลองที่ได้มาเปรียบเทียบกับผลการคำนวณอุณหภูมิด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ จากการศึกษาพบว่าค่าอุณหภูมิภายในตู้เย็นจากการคำนวณมีค่าใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากการทดลอง ในขณะที่ถังน้ำแข็งค่าจากการทำนายมีค่าสูงกว่าค่าจากการทดลอง โดยอุณหภูมิภายในตู้เย็นและถังน้ำแข็งเปล่าอยู่ในช่วง 0-5 °C และ 0-8 °C ตามลำดับ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับตำแหน่งภายในอุปกรณ์ การจัดวางอาหารแต่ละชนิดภายในอุปกรณ์ในตำแหน่งที่เหมาะสมจึงเป็นปัจจัยสำคัญในการควบคุมการเก็บรักษาอาหารให้อยู่ภายใต้เกณฑ์ความปลอดภัยทางอาหาร นอกจากนี้ผลการศึกษานำไปประยุกต์ใช้ร่วมกับแบบจำลองทำนายอายุการเก็บรักษาอาหารจะสามารถทำนายอายุการเก็บรักษาอาหารและประเมินความเสี่ยงของผู้บริโภคได้

Belman-Flores et al. (2014) ได้ศึกษาและวิเคราะห์การแบ่งชั้นของอุณหภูมิในช่องแช่อาหารสดและช่องแช่แข็งของตู้เย็นแบบที่มีการพาความร้อนแบบบังคับ โดยโครงสร้างของตู้เย็นมีการติดตั้งช่องแช่แข็งอยู่ด้านล่าง การศึกษาดำเนินการด้วยวิธีการทดลองและการจำลองเชิง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวเลขด้วยโปรแกรมการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล ผลการจำลองพบว่าโปรไฟล์อุณหภูมิภายในช่องแช่อาหารสดตู้เย็นที่ไม่เหมาะสมขณะวิจัยจึงได้เสนอแนวทางการออกแบบโดยปรับเปลี่ยนรูปแบบและโครงสร้างของชั้นวางติดประตูตู้เย็นและชั้นวางจากแบบตันเป็นแบบตะแกรง ดังรูปที่ 2.10 ผลการศึกษาพบว่าในช่องแช่อาหารสดการไหลของอากาศดีขึ้นและการกระจายอุณหภูมิมีความคงที่เมื่อมีการออกแบบชั้นวางใหม่



รูปที่ 2.10 รูปแบบและโครงสร้างของ (a) ชั้นวางติดประตูตู้เย็นแบบตันและแบบมีช่องเปิด และ (b) ชั้นวางตู้เย็นแบบตันและแบบตะแกรง (Wire shelf) (Belman-Flores et al., 2014)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

วิธีดำเนินการวิจัย

ในบทนี้กล่าวถึงขั้นตอนการดำเนินงานวิจัยซึ่งประกอบด้วย 2 ส่วนหลักคือ การดำเนินการทดลองเพื่อวัดอุณหภูมิภายในตู้เย็นภายใต้สภาวะศึกษา และการสร้างแบบจำลองเพื่อจำลองการกระจายอุณหภูมิและการไหลเวียนของอากาศภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นโดยการใช้โปรแกรมพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD software)

3.1 ขั้นตอนการทดลอง (Experimental setup)

การทดลองกับตู้เย็นที่ใช้ในการศึกษานี้จัดทำขึ้นเพื่อนำผลการทดลองที่ได้ไปใช้กำหนดขอบเขตเงื่อนไขและตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองที่สร้างขึ้น ซึ่งมีรายละเอียดขั้นตอนการทดลองดังนี้

1. การทดลองเลือกใช้ตู้เย็นชนิดสองประตูที่มีช่องแช่แข็งด้านบน ยี่ห้อ Mitsubishi Electric รุ่น MR-F26D (ประเทศญี่ปุ่น) ขนาดบรรจุ 8 คิวบิกฟุต (240 L) โดยขนาดของช่องแช่อาหารสดเท่ากับ 186.3 L (0.45 m x 0.45 m x 0.92 m)



รูปที่ 3.1 ตู้เย็นชนิดสองประตูที่มีช่องแช่แข็งด้านบน ยี่ห้อ Mitsubishi Electric รุ่น MR-F26D

2. การวัดอุณหภูมิภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นใช้อุปกรณ์วัดอุณหภูมิชนิดบันทึกค่าอัตโนมัติแบบไร้สาย (Wireless digital thermometer) ยี่ห้อ ThermoChron iButton รุ่น DS1921G

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

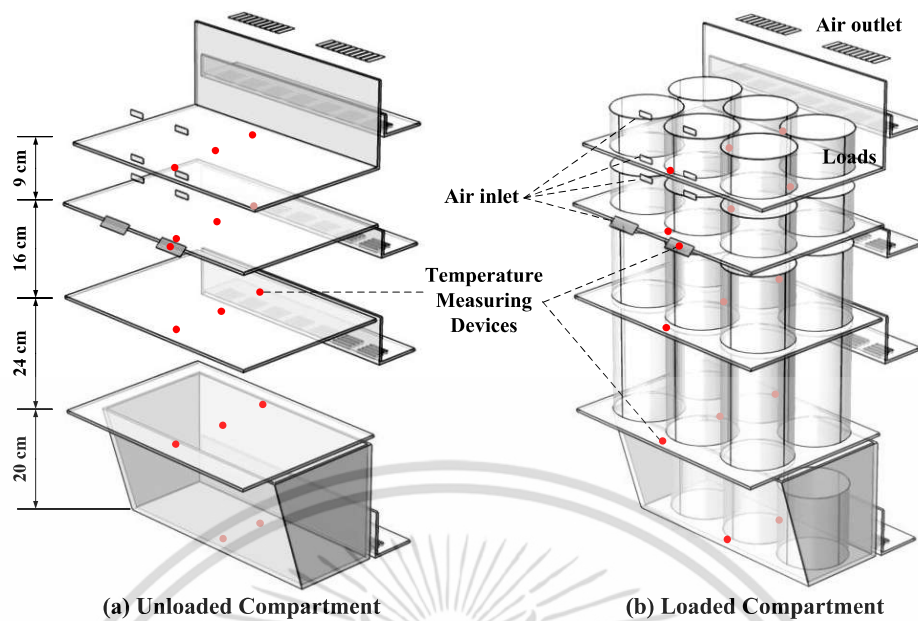
(ประเทศสหรัฐอเมริกา) ดังรูปที่ 3.2 ซึ่งมีช่วงวัดอุณหภูมิ $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ถึง $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ความแม่นยำ $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยการทดลองกำหนดให้อุปกรณ์บันทึกค่าอุณหภูมิทุก 1 นาที เป็นเวลา 6 ชั่วโมง ทั้งนี้เริ่มบันทึกค่าอุณหภูมิภายหลังที่ได้เปิดให้ตู้เย็นทำงานแล้วเป็นเวลา 24 ชั่วโมง



รูปที่ 3.2 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิชนิดบันทึกค่าอัตโนมัติในตัวแบบไร้สาย ยี่ห้อ ThermoChron iButton รุ่น DS1921G

ตำแหน่งการติดตั้งอุปกรณ์วัดภายในช่องแช่อาหารสดทั้งในสภาวะตู้เย็นเปล่าและตู้เย็นบรรจุหลอด แสดงดังรูปที่ 3.3 ซึ่งติดตั้งทั้งหมด 15 ตำแหน่งบนระนาบสมมาตรตามแนวตั้ง ประกอบด้วย บริเวณช่องแช่เนื้อ (M) ชั้นวางบน (T) ชั้นวางกลาง (Mi) และชั้นวางล่าง (B) บริเวณละ 3 ตำแหน่ง ได้แก่ ด้านหน้า (f) ตรงกลาง (m) และด้านหลัง (b) สำหรับบริเวณช่องแช่ผัก (V) ติดตั้ง 2 ตำแหน่ง ได้แก่ ด้านหน้าและด้านหลัง และบริเวณช่องปล่อยอากาศเย็น 1 ตำแหน่ง นอกจากนี้ได้ติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิอากาศภายนอกตู้เย็นอีก 3 ตำแหน่ง ได้แก่ บริเวณผนังด้านซ้าย ด้านขวา และด้านหน้า ทั้งนี้ตู้เย็นได้ตั้งอยู่ภายในห้องควบคุมอุณหภูมิ ($24.7\pm 0.4\text{ }^{\circ}\text{C}$) โดยอุณหภูมิอากาศภายในช่องแช่อาหารสดที่วัดได้ในบริเวณต่าง ๆ ทั้งหมด 15 ตำแหน่งนี้จะนำไปหาค่าเฉลี่ยและนำไปตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองที่สร้างขึ้นตามตำแหน่งนั้น ๆ ในขณะที่อุณหภูมิบริเวณช่องปล่อยอากาศเย็นจะนำไปหาค่าเฉลี่ยและนำไปใช้กำหนดค่าอุณหภูมิอากาศเย็นในแบบจำลอง ส่วนอุณหภูมิอากาศภายนอกตู้เย็นที่วัดได้จะนำไปหาค่าเฉลี่ยแล้วนำไปคำนวณเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม (Overall heat transfer coefficient) ของผนังตู้เย็นด้านต่าง ๆ ด้วยวิธีการประมาณค่าความต้านทานความร้อนต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.3 ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์วัดและบันทึกอุณหภูมิภายในช่องแช่อาหารสดของ (a) ตู้เย็นแบบไม่มีการบรรจุโหลด และ (b) ตู้เย็นแบบมีการบรรจุโหลด

3. การวัดความเร็วลมจากช่องปล่อยอากาศเย็นเข้าสู่บริเวณช่องแช่อาหารสดดำเนินการวัดด้วยอุปกรณ์วัดความเร็วลมชนิด Hot-wire anemometer ยี่ห้อ Digicon รุ่น DA-47 (ประเทศสหรัฐอเมริกา) ซึ่งมีช่วงการวัด 0.2-20.0 m/s ความแม่นยำ $\pm 5\%$ ของค่าที่วัดได้ โดยการวัดความเร็วลมแบ่งเป็น 2 บริเวณ คือบริเวณ Zone A จำนวน 6 ช่อง และบริเวณ Zone B จำนวน 2 ช่อง และหาค่าเฉลี่ยของแต่ละบริเวณ (รูปที่ 3.4) จากนั้นบันทึกค่าเพื่อนำความเร็วลมเฉลี่ยที่ได้ไปใช้ในการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตในแบบจำลองต่อไป



รูปที่ 3.4 (a) อุปกรณ์วัดความเร็วลมชนิด Hot-wire anemometer ยี่ห้อ Digicon รุ่น DA-47 และ (b) ตำแหน่งของช่องปล่อยอากาศเย็นบริเวณ Zone A และ Zone B

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. การวัดอุณหภูมิพื้นผิวผนังด้านนอกของตู้เย็น 4 ด้านวัดด้วยอุปกรณ์วัดอุณหภูมิชนิดอินฟราเรด (Infrared thermometer) ยี่ห้อ Fluke รุ่น 66 (ประเทศสหรัฐอเมริกา) ซึ่งมีช่วงการวัดเท่ากับ $-32\text{ }^{\circ}\text{C}$ ถึง $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ ความแม่นยำ $\pm 1\%$ ของค่าที่อ่านได้ (รูปที่ 3.5) โดยวัดอุณหภูมิผนังทั้งหมด 35 จุดและคำนวณหาค่าเฉลี่ย เพื่อนำผลการวัดไปใช้กำหนดเงื่อนไขขอบเขตในแบบจำลองที่สร้างขึ้น



รูปที่ 3.5 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิชนิดอินฟราเรด ยี่ห้อ Fluke รุ่น 66

ค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อน (Emissivity) ของผนังแต่ละด้าน ดังแสดงอยู่ในตารางที่ 3.1 ได้มาจากการเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิที่ได้จากอุปกรณ์วัดอุณหภูมิแสดงค่าเป็นตัวเลข (Digital thermometer) ยี่ห้อ Fluke รุ่น 54IIB (ประเทศสหรัฐอเมริกา) พร้อมสายเทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) เทียบกับค่าอุณหภูมิที่ได้จากอุปกรณ์วัดอุณหภูมิชนิดอินฟราเรดที่ค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อนใด ๆ ที่ทำให้ค่าที่อ่านได้จากอุปกรณ์ทั้งสองสอดคล้องกัน ดังตัวอย่างในรูปที่ 3.6

ตารางที่ 3.1 ค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อน (Emissivity) ของผนังตู้เย็นที่ศึกษา

ผนังตู้เย็น	ค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อน
ด้านซ้าย	0.95
ด้านขวา	0.95
ด้านหน้า	0.85
ด้านหลัง	0.20

5. การบรรจุไหลตกภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็น เลือกใช้น้ำสะอาดบรรจุด้วยพลาสติกทรงกระบอกปิดฝาสนิท ขนาด 425 mL จำนวน 48 ถ้วย วางกระจายภายในช่องแช่อาหารสด (รูปที่ 3.3b) ซึ่งคิดเป็นปริมาณบรรจุประมาณร้อยละ 26 ของปริมาตรบรรจุทั้งหมด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.6 ตัวอย่างการเปรียบเทียบความสอดคล้องของค่าอุณหภูมิที่วัดได้จากอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ แสดงค่าเป็นตัวเลข โดยใช้สายเทอร์โมคัปเปิลกับอุปกรณ์วัดอุณหภูมิชนิดอินฟราเรดเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อนของผนังตู้เย็น

3.2 การสร้างแบบจำลอง (Modelling)

การสร้างแบบจำลองในการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นชนิดสองประตูที่มีช่องแช่แข็งด้านบนด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD software) ในงานวิจัยนี้เลือกใช้โมดูล Flow Simulation ของโปรแกรม SolidWorks ซึ่งอาศัยระเบียบวิธีไฟไนต์วอลุ่ม (Finite volume method) ในการแก้ระบบสมการนาเวียร์-สโตกส์ (Navier–Stokes equations)

3.2.1 สมมติฐานของการจำลอง (Assumptions)

1. การคำนวณการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบ 3 มิติภายใต้สภาวะคงตัว (Steady-state three-dimensional heat transfer)
2. รูปแบบการถ่ายเทความร้อนภายในช่องแช่อาหารสดเป็นการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนแบบตามธรรมชาติ (Natural convection) เนื่องจากพัดลมไม่ได้ติดตั้งอยู่ภายในช่องแช่อาหารสด อากาศเย็นที่ไหลเข้าสู่ภายในช่องแช่จึงเคลื่อนที่โดยอาศัยแรงลอยตัวและแรงโน้มถ่วงของโลก ซึ่งเป็นผลมาจากความแตกต่างของอุณหภูมิ
3. การไหลเป็นแบบไม่อัดตัว (Incompressible flow) เนื่องจากการไหลเกิดจากแรงลอยตัวและแรงโน้มถ่วงของโลกทำให้ความเร็วของอากาศมีค่าน้อย
4. ลักษณะการไหลเป็นแบบราบเรียบ (Laminar flow) เนื่องจากค่าเลขเรย์ลี (Rayleigh number) ในแบบจำลองที่ศึกษานี้มีค่าประมาณ 10^8 (รายละเอียดการคำนวณอยู่ในหัวข้อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3) ซึ่งมีค่าน้อยกว่าค่าเลขเรย์ลีวิกฤติที่ทำให้การไหลเปลี่ยนจากแบบราบเรียบเป็นปั่นป่วนซึ่งมีค่าเท่ากับ 10^9 (Jiji, 2016)

5. ไม่พิจารณาการแผ่รังสีความร้อนระหว่างผนังและชั้นวางภายในช่องแช่อาหารสด เนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิพื้นผิวผนังและชั้นวางแตกต่างกันน้อยมาก เมื่อเทียบกับอุณหภูมิพื้นผิวของเครื่องระเหย ซึ่งไม่ได้ติดตั้งอยู่ภายในช่องแช่อาหารสด

6. ไม่พิจารณาการรั่วไหลของอากาศ การเกิดผลึกน้ำแข็ง และการถ่ายเทมวลภายในระบบ

7. อุณหภูมิและความเร็วของอากาศเย็นที่ไหลออกมาจากช่องปล่อยอากาศเข้าภายในช่องแช่อาหารสดกำหนดให้มีค่าคงที่

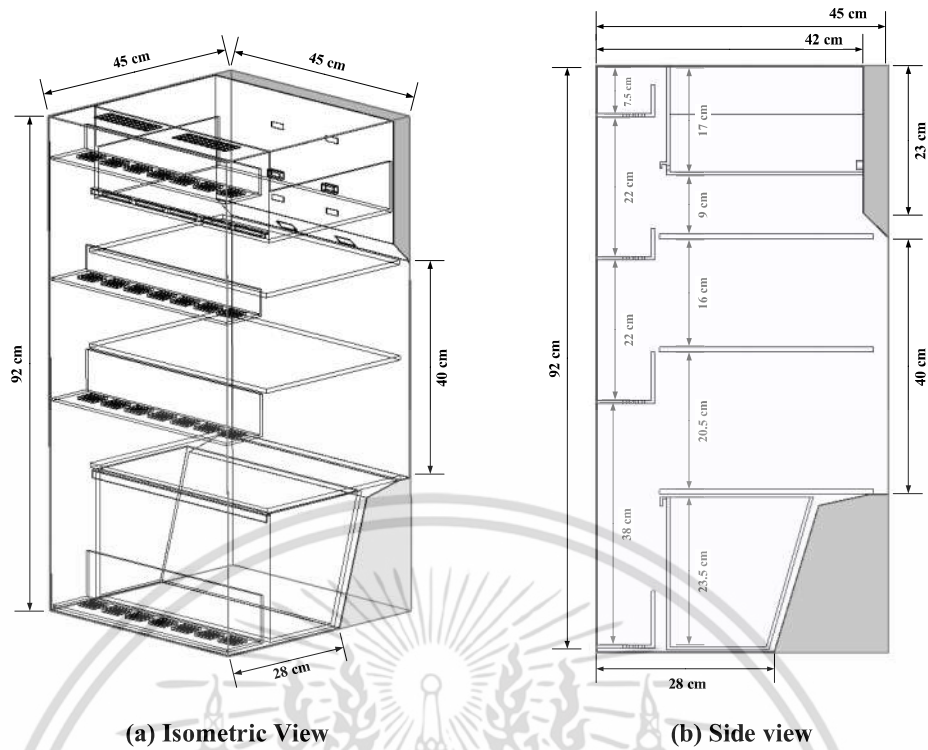
8. ไม่มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างผนังช่องแช่แข็งด้านบนลงสู่ช่องแช่อาหารสดด้านล่าง (ฉนวนสมบูรณ์) เช่นเดียวกับไม่มีการถ่ายเทความร้อนจากผนังด้านล่างเข้าสู่ภายในช่องแช่อาหารสด

9. การถ่ายเทความร้อนจากผนังภายนอกด้านซ้าย ขวา หน้าและหลังเข้าสู่ภายในกำหนดให้มีปริมาณความร้อน (Heat flux) คงที่ โดยการกำหนดค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม

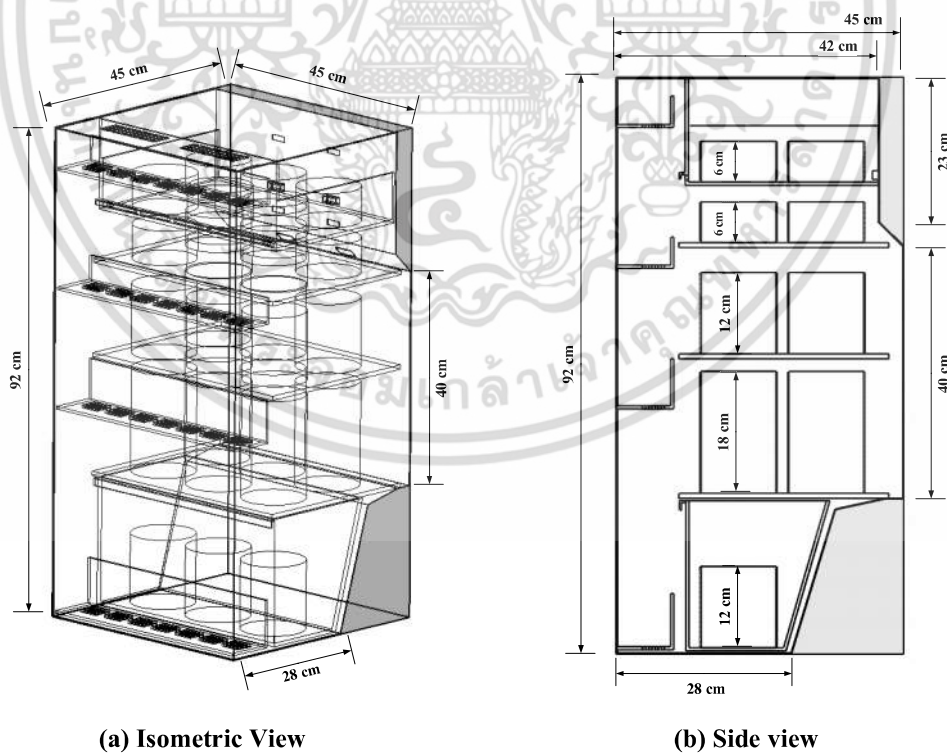
3.2.2 ลักษณะรูปร่างของแบบจำลองตู้เย็น (Refrigerator geometry)

1. ลักษณะรูปร่างของแบบจำลองช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นสภาวะไม่บรรจุไหลแสดงดังรูปที่ 3.7 และช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นสภาวะบรรจุไหลแสดงดังรูปที่ 3.8 โดยขนาดภายในของช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นได้จากการวัดขนาดจริงจากตู้เย็นตัวอย่าง ซึ่งมีความกว้าง 0.45 m ความลึก 0.45 m และความสูง 0.92 m ภายในประกอบด้วยช่องแช่เนื้อ ชั้นวางหลัก 3 ชั้น ช่องแช่ผักสด และชั้นวางติดประตู 4 ชั้น กรณีตู้เย็นสภาวะบรรจุไหลจะมีสิ่งทดสอบบรรจุอยู่ด้วย ดังรูปที่ 3.9

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

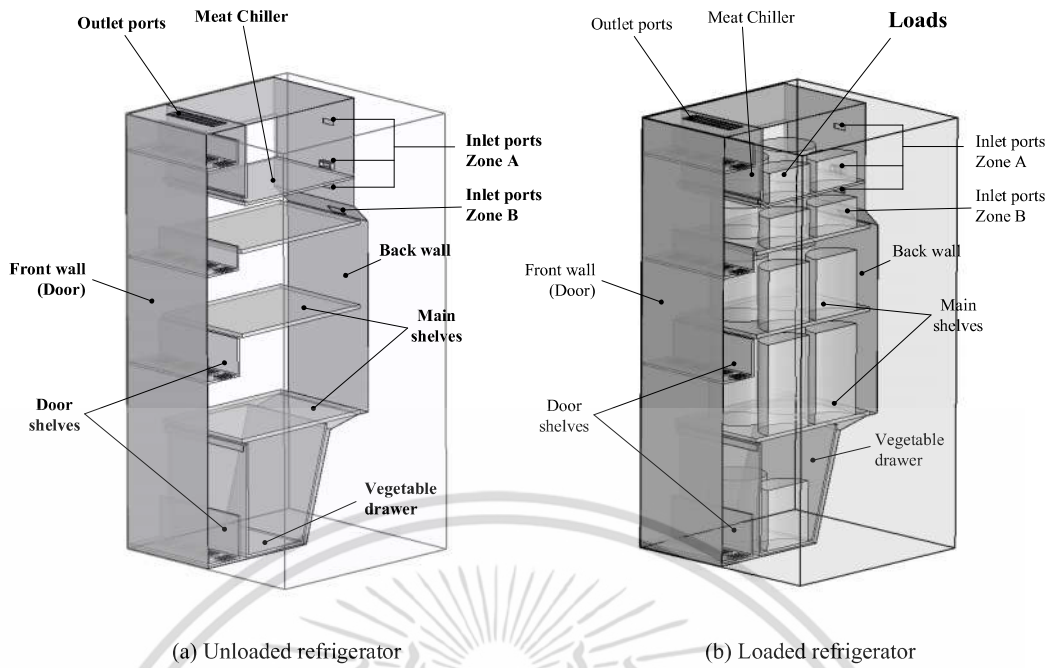


รูปที่ 3.7 ลักษณะรูปร่างของแบบจำลองช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นสภาวะไม่บรรจุไหลด์ (a) มุมมอง 3 มิติ และ (b) มุมมองด้านข้าง



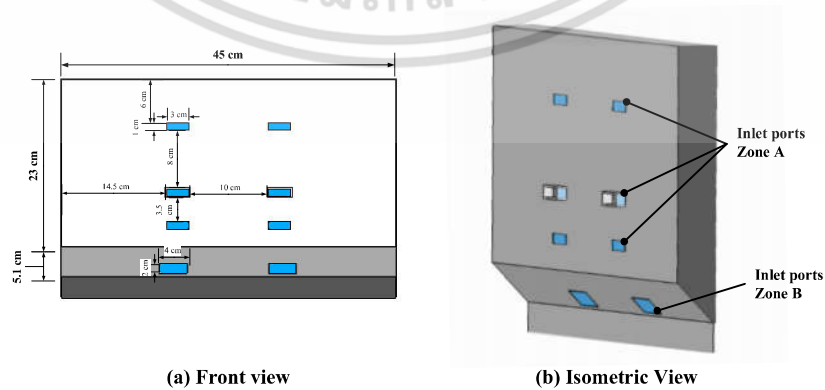
รูปที่ 3.8 ลักษณะรูปร่างของแบบจำลองช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นสภาวะบรรจุไหลด์ (a) มุมมอง 3 มิติ และ (b) มุมมองด้านข้าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.9 มุมมองภาพตัด (Section view) แสดงส่วนประกอบภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็น (a) สภาวะบรรจุโหลด และ (b) สภาวะไม่บรรจุโหลด

2. ลักษณะรูปร่างบริเวณช่องปล่อยอากาศเย็นเข้า (Inlet port) ภายในช่องแช่อาหารสดแสดงดังรูปที่ 3.10 โดยช่องปล่อยอากาศเย็นเข้าจะอยู่บริเวณด้านบนข้างหลังของตู้เย็นแบ่งออกเป็น 2 บริเวณ ได้แก่ บริเวณ Zone A ซึ่งเป็นบริเวณที่อากาศเย็นจะไหลในทิศทางตามแนวราบไปด้านหน้า (Horizontal direction) มีจำนวนช่องปล่อยทั้งหมด 6 ช่อง ขนาด 3 x 1 cm โดยช่องปล่อย 4 ช่องจะอยู่ในบริเวณช่องแช่เนื้อ ส่วนอีก 2 ช่องจะอยู่เหนือบริเวณชั้นวางบน และบริเวณ Zone B ซึ่งเป็นบริเวณที่อากาศเย็นจะไหลในทิศทางตามแนวตั้งลงด้านล่าง (Vertical direction) มีช่องปล่อยจำนวน 2 ช่อง ขนาด 4 x 2 cm

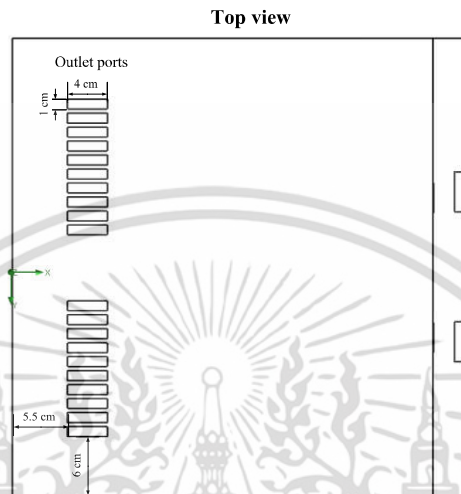


รูปที่ 3.10 ลักษณะรูปร่างและขนาดของช่องปล่อยอากาศเย็นเข้า (a) มุมมองด้านหน้า และ (b)

มุมมอง 3 มิติ

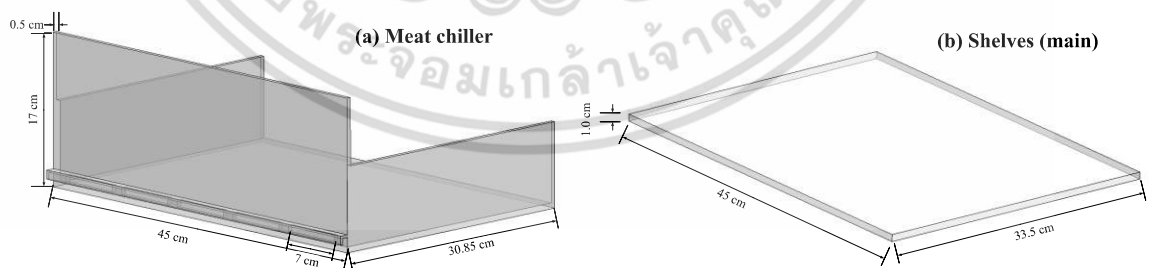
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. ลักษณะรูปร่างบริเวณช่องอากาศไหลเวียนออกจากช่องแช่อาหารสด (Outlet port) แสดงดังรูปที่ 3.11 โดยช่องอากาศไหลเวียนออกจะอยู่บริเวณด้านบนข้างหน้าตู้เย็น แบ่งออกเป็น 2 บริเวณ คือบริเวณด้านซ้ายและด้านขวา โดยแต่ละด้านจะประกอบด้วยช่องปล่อย จำนวน 10 ช่อง ขนาด 1×4 cm



รูปที่ 3.11 ลักษณะรูปร่างและขนาดของช่องอากาศไหลเวียนออกจากช่องแช่อาหารสดมุมมองด้านบน

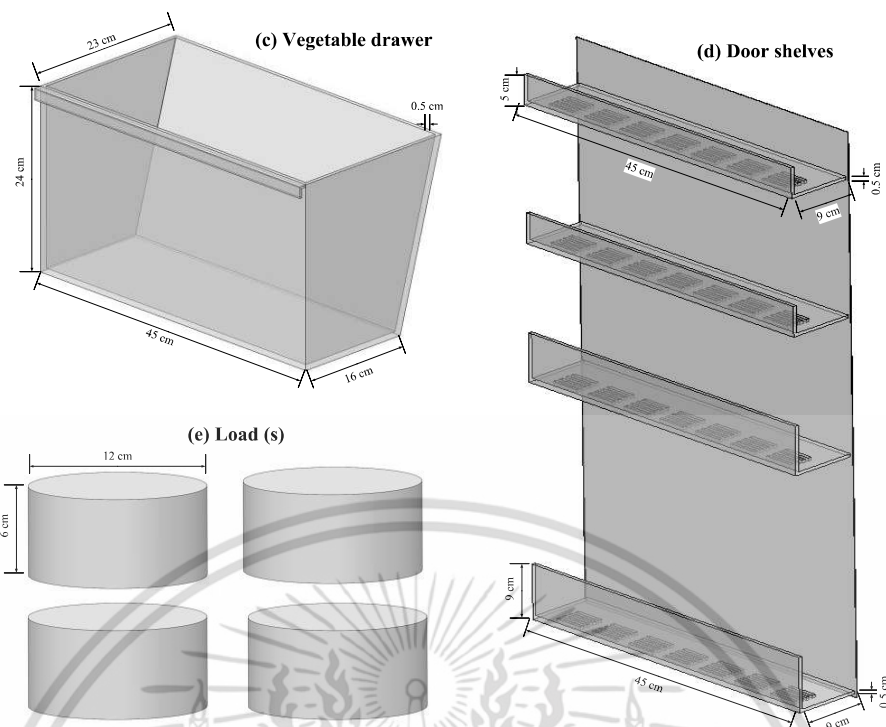
4. ส่วนประกอบภายในช่องแช่อาหารสดประกอบด้วย 4 ส่วนประกอบหลัก ได้แก่ ช่องแช่เนื้อ ชั้นวางหลัก ช่องแช่ผักสด และชั้นวางติดประตู ในกรณีตู้เย็นสภาวะบรรจุโหลสดจะมี ส่วนประกอบเพิ่มอีก 1 ส่วนประกอบคือ สิ่งทดสอบที่บรรจุภายใน โดยลักษณะรูปร่างและขนาดของแต่ละส่วนประกอบแสดงดังรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.12 ลักษณะรูปร่างและขนาดของส่วนประกอบต่าง ๆ ภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็น

(a) ช่องแช่เนื้อ (b) ชั้นวางหลัก (c) ช่องแช่ผักสด (d) ชั้นวางติดประตู และ (e) โหลสด

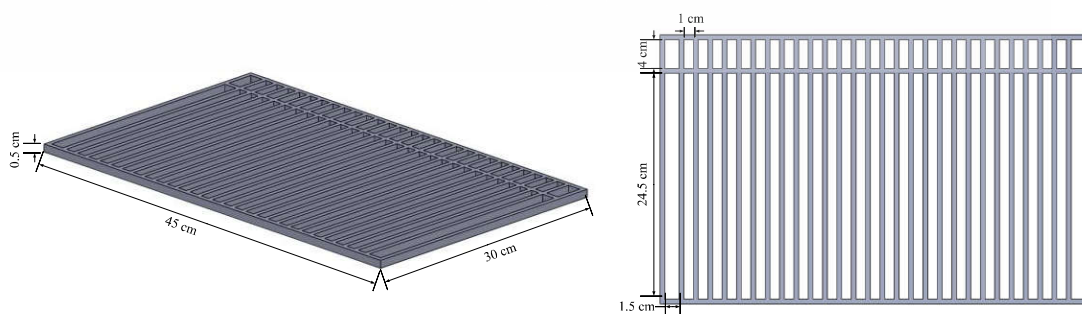
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.12 (ต่อ) ลักษณะรูปร่างและขนาดของส่วนประกอบต่าง ๆ ภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็น (a) ช่องแช่เนื้อ (b) ชั้นวางหลัก (c) ช่องแช่ผักสด (d) ชั้นวางติดประตู และ (e) โหลด

5. ลักษณะรูปร่างของชั้นวางแบบตะแกรงลวด (Wire shelf) แสดงดังรูปที่

3.13 ซึ่งเป็นรูปแบบชั้นวางที่เสนอขึ้นมาในงานวิจัยนี้เพื่อทดแทนการใช้ชั้นวางแบบตัน (Solid shelf) บริเวณชั้นวางบนและชั้นวางกลาง ทั้งนี้เพื่อสังเกตลักษณะการกระจายอุณหภูมิที่เกิดขึ้น ซึ่งคาดว่า การกระจายอุณหภูมิภายในช่องแช่จะดีขึ้นเมื่อเทียบกับการใช้ชั้นวางแบบเดิม เนื่องจากอากาศสามารถไหลผ่านช่องว่างระหว่างตะแกรงเหล่านั้น สำหรับชั้นวางล่างยังคงใช้แบบตันเหมือนเดิม เนื่องจากชั้นวางล่างทำหน้าที่เสมือนฝาปิดช่องแช่ผักสด กล่าวคือ ทำหน้าที่ป้องกันไม่ให้อากาศเย็นไหลเข้าไปภายในช่องแช่ผักสดมากเกินไป เพราะจะทำให้ผักสดมีอายุการเก็บรักษาสั้นลง



รูปที่ 3.13 ลักษณะรูปร่างและขนาดของชั้นวางแบบตะแกรงลวด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลอง (Boundary conditions)

1. สมบัติทางความร้อน (Thermal properties) ของวัสดุของแข็งที่ใช้ในแบบจำลอง
สรุปไว้ดังตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 สมบัติทางความร้อนของวัสดุของแข็งที่ใช้ในแบบจำลอง

วัสดุ	ส่วนประกอบ	ความหนาแน่น (kg/m ³)	ความร้อนจำเพาะ (J/kg·K)	สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (W/m·K)
แก้ว ¹	ชั้นวาง	2457.6	834.61	0.74976
พลาสติกโพลีเอทิลีนความหนาแน่นสูง ¹ (High Density Polyethylene, HDPE)	แบบตัน ช่องแช่เนื้อ ช่องแช่ผัก ชั้นวางประตู	950	1900	0.48
น้ำ ¹ (ของแข็ง)	โพลด	999.8	4185	0.5894
เหล็กกล้าคาร์บอน ¹ (Plain carbon steel)	ชั้นวางแบบตะแกรงลวด	7800	440	43
ฉนวนกันความร้อนชนิดไซโคลเพนเทน ² (Cyclopentane, C ₅ H ₁₀)	โครงตู้เย็น	35	1783	0.0205

¹ SolidWorks material database

² National Oceanic and Atmospheric Administration (NOAA) (1999)

2. รูปแบบการไหลภายในระบบ (Flow regime) แบบการไหลแบบราบเรียบ พิจารณาจากค่าเลขเรย์ลี (Rayleigh number) ที่มากที่สุดที่สามารถเกิดขึ้นได้ภายในระบบที่ศึกษา ซึ่งคำนวณจากสมการที่ 2.20 โดยมีรายละเอียดการคำนวณดังนี้

สารทำงานที่พิจารณาคือ อากาศแห้ง โดยมีอุณหภูมิอากาศเฉลี่ย (T_{∞}) เท่ากับ -6 °C และอุณหภูมิสูงสุด (T_s) เท่ากับ 4 °C (ค่าอุณหภูมิทั้ง 2 ค่าได้จากการวัดอุณหภูมิภายในช่องแช่อาหารสดภายในระยะเวลา 6 ชั่วโมง)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากความแตกต่างของอุณหภูมิเท่ากับ $\Delta T = T_s - T_\infty = 4 - (-6) = 10^\circ\text{C}$ ซึ่งที่ $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ มีค่าสมบัติทางความร้อนของอากาศสำหรับใช้ในการคำนวณ (McQuillan et al., 1984) ดังนี้

- ความหนาแน่น (ρ) เท่ากับ 1.247 kg/m^3
 - ความร้อนจำเพาะ (c_p) เท่ากับ $1006 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
 - สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (k) เท่ากับ $0.025 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
 - สัมประสิทธิ์การแพร่กระจายความร้อน (α) เท่ากับ $1.98 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
 - ความหนืดไคเนมาติก (Kinematic viscosity, ν) เท่ากับ $1.42 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
 - สัมประสิทธิ์การขยายตัวเชิงความร้อน (β) เท่ากับ $3.53 \times 10^{-3} \text{ 1/K}$
- ความสูงของช่องแช่อาหารสด (L) เท่ากับ 0.92 m

ดังนั้น

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} = \frac{(9.81)(3.53 \times 10^{-3})(10)(0.92)^3}{1.42 \times 10^{-5}(1.98 \times 10^{-5})}$$

$$Ra_L = 9.59 \times 10^8 < 10^9$$

3. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม (Overall heat transfer coefficient) ของผนังตู้เย็นด้านหน้า ด้านซ้าย ด้านขวาและด้านหลัง คำนวณจากสมการที่ 2.16 โดยมีรายละเอียดขั้นตอนการคำนวณดังนี้

จาก

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_a + h_r} + \frac{t_w}{k_w}$$

สำหรับผนังด้านซ้ายของผนังตู้เย็นมีความหนา (t_w) เท่ากับ 0.05 m ซึ่งวัสดุฉนวนกันความร้อนทำจากสารไซโคเพนเทน (Cyclopentane, C_5H_{10}) มีค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (k_w) เท่ากับ $0.0205 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ (NOAA, 1999)

สำหรับ h_a คำนวณจาก

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k} = \left[\frac{\text{Pr}}{2.435 + 4.884 \text{Pr}^{1/2} + 4.953 \text{Pr}} \right]^{1/4} (Ra_L)^{1/4}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยผนังด้านซ้ายของผนังตั้งขึ้นมีความสูง (L) เท่ากับ 0.92 m และที่อุณหภูมิอ้างอิง $T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = 29.16 \text{ }^\circ\text{C}$ (T_s เท่ากับ $33.81 \text{ }^\circ\text{C}$ และ T_∞ เท่ากับ $24.50 \text{ }^\circ\text{C}$ ซึ่งทั้งสองค่าได้จากการวัด) สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (k) เท่ากับ $0.0263 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ค่าเลขพรีนดท์เทิล (Prandtl number, Pr) เท่ากับ 0.7115 และค่าเลขเรย์ลี (Rayleigh number) $Ra = 6.594 \times 10^8$ จะได้

$$\begin{aligned}\bar{h} &= \frac{k}{L} \left[\frac{\text{Pr}}{2.435 + 4.884 \text{Pr}^{1/2} + 4.953 \text{Pr}} \right]^{1/4} (Ra_L)^{1/4} \\ h_a &= \frac{0.0263}{0.92} \left[\frac{0.7115}{2.435 + 4.884(0.7115)^{1/2} + 4.953(0.7115)} \right]^{1/4} (6.594 \times 10^8) \\ h_a &= 2.3418 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}\end{aligned}$$

สำหรับ h_r คำนวณจาก $\bar{h}_r = \varepsilon_s \sigma (T_s + T_a)(T_s^2 + T_a^2)$ โดยค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อน (ε) เท่ากับ 0.95 (ตารางที่ 3.1) ค่าคงที่ของ Stefan-Boltzmann (σ) เท่ากับ $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ T_s เท่ากับ $33.81 \text{ }^\circ\text{C}$ และ T_a เท่ากับ $24.50 \text{ }^\circ\text{C}$ ซึ่งทั้งสองค่าได้จากการวัด ดังนั้น

$$\begin{aligned}\bar{h}_r &= \varepsilon_s \sigma (T_s + T_a)(T_s^2 + T_a^2) \\ &= 0.95(5.67 \times 10^{-8})(306.96 + 297.65)(306.96^2 + 297.65^2) \\ \bar{h}_r &= 5.9540 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}\end{aligned}$$

ดังนั้น

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_a + h_r} + \frac{t_w}{k_w} = \frac{1}{2.3418 + 5.9540} + \frac{0.05}{0.0205} = 2.56 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$U = 0.391 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมของผนังด้านอื่น ๆ มีขั้นตอนการคำนวณในลักษณะเดียวกัน ซึ่งผลลัพธ์การคำนวณทั้งหมดสรุปได้ดังตารางที่ 3.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

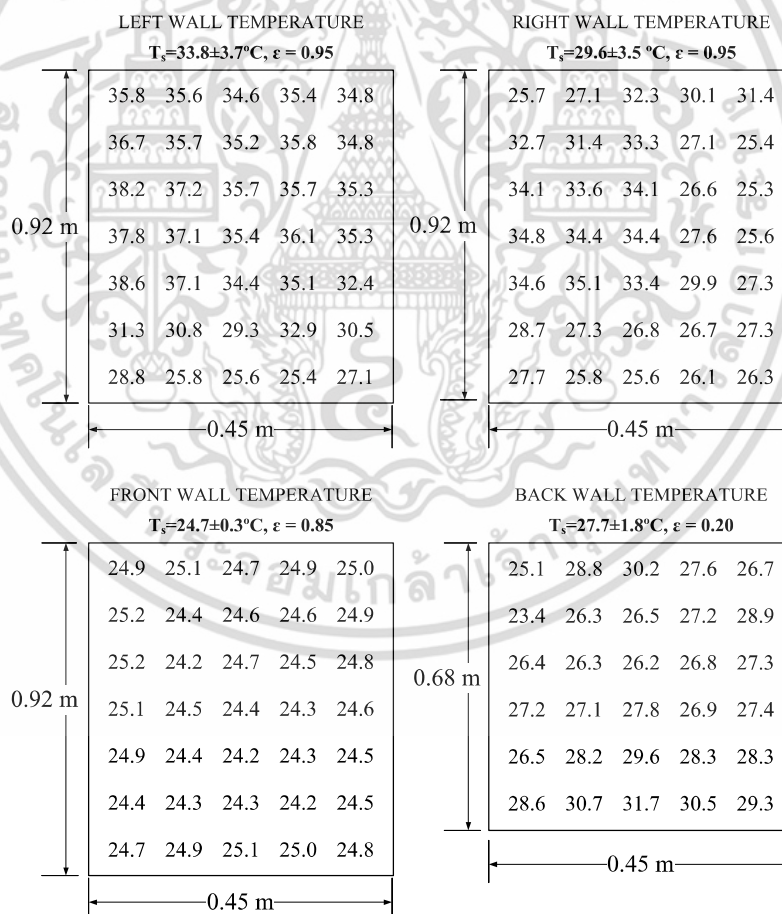
ตารางที่ 3.3 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมของผนังด้านต่าง ๆ

ผนัง	T_s (°C) ¹	T_a (°C)	t_w (m)	ϵ	h_a (W/m ² ·K)	h_r (W/m ² ·K)	U (W/m ² ·K)
ด้านซ้าย	33.81	24.5	0.05	0.95	2.3418	5.9540	0.391
ด้านขวา	29.29	25.0	0.05	0.95	1.9336	5.8349	0.389
ด้านหน้า	24.66	22.3	0.05	0.85	1.6717	5.0317	0.386
ด้านหลัง ²	27.73	22.3	0.10	0.20	2.2169	1.2025	0.193

หมายเหตุ ¹ อุณหภูมิเฉลี่ยจากการวัดอุณหภูมิทั้งหมด 35 จุด (รูปที่ 3.14)

² ความสูงเท่ากับ 0.10 m

4. เงื่อนไขขอบเขตทั้งหมดที่ใช้ในแบบจำลองการถ่ายเทความร้อนภายในช่อง
แช่อาหารสดของตู้เย็นสภาวะไม่บรรจุโพลิตและสภาวะบรรจุโพลิต สามารถสรุปได้ดังตารางที่ 3.4



รูปที่ 3.14 อุณหภูมิจุดต่าง ๆ บนผนังตู้เย็น (a) ด้านซ้าย (b) ด้านขวา (c) ด้านหน้า และ (d) ด้านหลัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.4 เงื่อนไขขอบเขตที่ใช้ในแบบจำลองการถ่ายเทความร้อนของตู้เย็นที่ศึกษา

Boundary	Heat transfer	Velocity
Initial conditions ¹		
Thermodynamic parameters	$T_\infty=283.15\text{K}$ $P = 101325 \text{ Pa}$	n/a
Velocity parameters	n/a	$V_\infty =0 \text{ m/s}$
Solid parameters ²	$T = 283.15\text{K}$	n/a
Boundary conditions		
Inlet ports	Constant inlet air temperature,	Inlet velocity
zone A	$T_\infty=267.15\text{K}$	$V_\infty =0.3 \text{ m/s}$
zone B	$T_\infty=267.15\text{K}$	$V_\infty =0.4 (0i+0j+1k) \text{ m/s}$
Outlet ports	$T=283.15\text{K}$	Static pressure ($P=100000 \text{ Pa}$)
Left wall	$T_\infty=298.15\text{K}$, $U=0.391 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$	No slip
Right wall	$T_\infty=298.15\text{K}$, $U=0.389 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$	No slip
Front wall	$T_\infty=298.15\text{K}$, $U=0.386 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$	No slip
Back wall	$T_\infty=298.15\text{K}$, $U=0.193 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$	No slip
Other walls	Adiabatic	No slip

¹ สำหรับการวิเคราะห์ระบบภายใต้สภาวะคงตัว การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตเริ่มต้นในแบบจำลองเป็นเพียงการกำหนดค่าเริ่มต้นที่คาดว่าใกล้เคียงกับค่าสุดท้ายมากที่สุด เพื่อใช้ลดจำนวนรอบการคำนวณ (Iteration) เพื่อเข้าสู่ค่าสุดท้าย (Convergence) ที่สภาวะคงตัว (SolidWorks, 2011); ² อุณหภูมิของวัสดุของแข็งทั้งก้อน

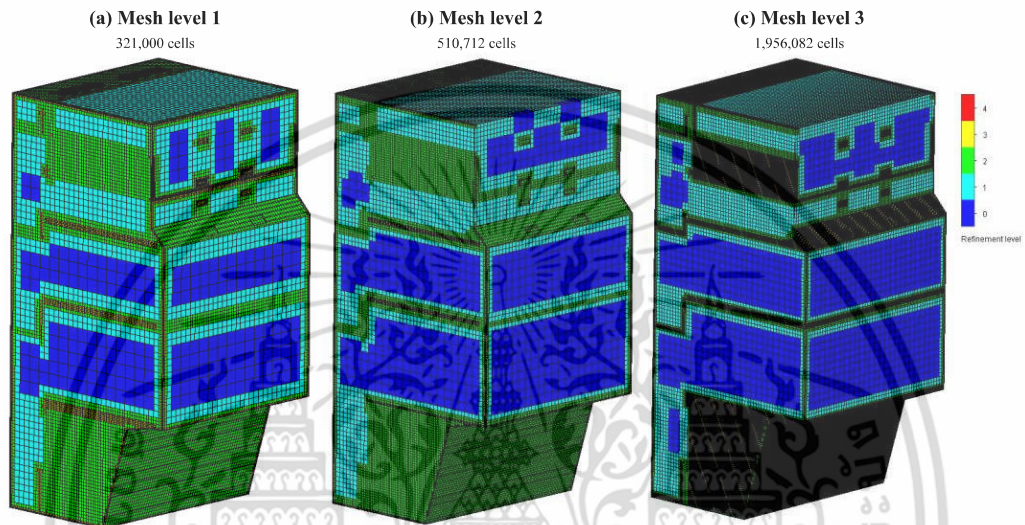
3.4 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง (Model validation)

1. การวิเคราะห์ความไวขนาดของเมช (Mesh sensitivity analysis) เพื่อหาความเป็นอิสระของเมชหรือเมชที่ใหญ่ที่สุดที่ไม่ทำให้ค่าการคำนวณเปลี่ยนแปลง (Mesh independence) เพื่อให้ได้แบบจำลองที่มีเมชเหมาะสม งานวิจัยนี้จึงสร้างและแบ่งการทดสอบออกเป็น 3 ระดับ สรุปรดังตารางที่ 3.5 และโครงสร้างของเมช (Mesh structure) ที่ระดับต่าง ๆ แสดงดังรูปที่ 3.15-3.16

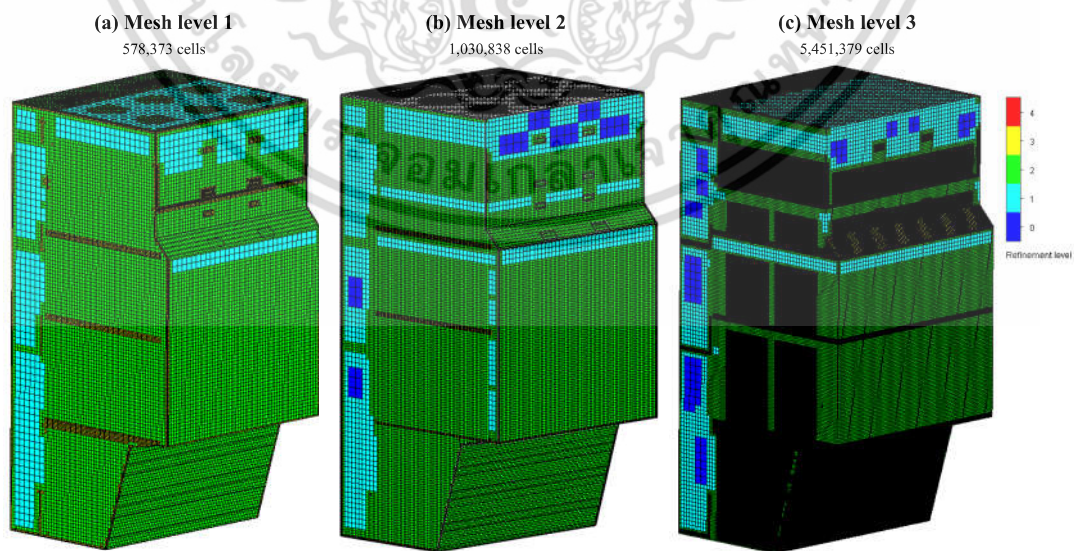
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.5 จำนวนเซลล์ทั้งหมดของแบบจำลองที่ขนาดการแบ่งเมช 3 ระดับ

ระดับ	จำนวนเซลล์ทั้งหมด (เซลล์)	
	ตู้เย็นไม่บรรจุโหลด	ตู้เย็นบรรจุโหลด
1	321,000	578,373
2	510,712	1,030,838
3	1,956,082	5,451,379



รูปที่ 3.15 โครงสร้างของเมชของแบบจำลองตู้เย็นที่ไม่มีการบรรจุโหลดที่ขนาดการแบ่งเมช (a) ระดับ 1 (b) ระดับ 2 และ (c) ระดับ 3



รูปที่ 3.16 โครงสร้างของเมชของแบบจำลองตู้เย็นที่มีการบรรจุโหลดที่ขนาดการแบ่งเมช (a) ระดับ 1 (b) ระดับ 2 และ (c) ระดับ 3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการวิเคราะห์ความแตกต่างของผลที่ได้จากการแบ่งขนาดเมชที่ระดับต่าง ๆ ใช้วิธีการทดสอบค่าอนุหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากการแบ่งขนาดเมชที่ระดับนั้น ๆ ด้วยการวิเคราะห์ความแปรปรวนแบบทางเดียว (One-Way Analysis of Variance: One-Way ANOVA) ที่ระดับความเชื่อมั่น 99%

2. ความถูกต้องของแบบจำลองที่สร้างขึ้นตรวจสอบด้วยการนำผลลัพธ์ที่ได้จากแบบจำลองเปรียบเทียบกับผลลัพธ์ที่ได้จากการทดลองโดยใช้วิธีการทดสอบค่าเฉลี่ย Independent-samples T-test ด้วยโปรแกรม IBM SPSS Statistics เพื่อตรวจสอบความต่างแตกต่างของค่าเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองกับค่าเฉลี่ยที่วัดได้จากการทดลอง โดยใช้ระดับความเชื่อมั่น (Confidence level) ที่ 99%



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

ผลการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

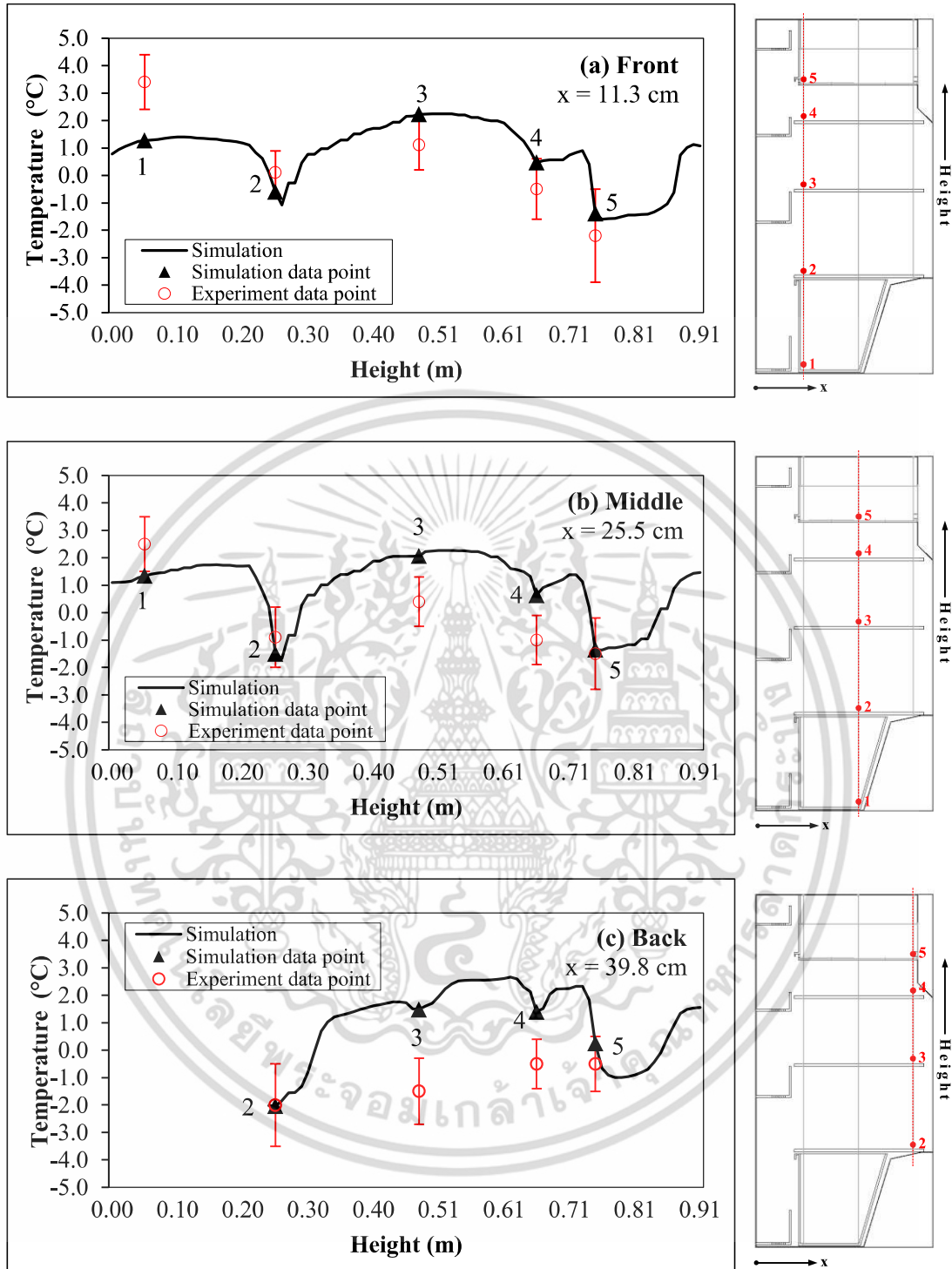
ในบทนี้กล่าวถึงผลการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองที่สร้างขึ้นในงานวิจัยนี้ ด้วยการเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดลองเก็บค่าอุณหภูมิภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นภายใต้การทำงานจริง โดยผลการศึกษามีรายละเอียดดังนี้

4.1 แบบจำลองของตู้เย็นไม่บรรจุโหลด

เมื่อพิจารณาแบบจำลองที่มีการแบ่งขนาดเมชที่ระดับ 2 มาเปรียบเทียบกับผลการทดลอง ได้ผลดังรูปที่ 4.1 ซึ่งแสดงการกระจายอุณหภูมิบนระนาบสมมาตร ($y=22.5$ cm) บริเวณด้านหน้า กึ่งกลางและด้านหลังตามความสูงของตู้เย็น จากรูปที่ 4.1 นี้พบว่า ผลการจำลองมีแนวโน้มการกระจายอุณหภูมิต่อคล้องกับผลการทดลอง อย่างไรก็ตามในจุดที่ 1 ผลการจำลองมีค่าอุณหภูมิต่ำกว่าผลการทดลอง ทั้งนี้อาจเป็นเพราะสาเหตุที่การวัดอุณหภูมิเป็นการวัดบนระนาบสมมาตรของตู้เย็น และบนระนาบสมมาตรนี้ในบริเวณด้านหลังของช่องแช่ผักมีการติดตั้งหลอดไฟซึ่งเป็นแหล่งความร้อนดังรูปที่ 4.2 ซึ่งในแบบจำลองไม่ได้นำแหล่งความร้อนนี้มาพิจารณา จึงอาจทำให้อุณหภูมิจากผลการจำลองมีค่าน้อยกว่าผลการทดลอง ในขณะที่จุดที่ 3 4 และ 5 มีค่าอุณหภูมิมากกว่าผลการทดลอง ทั้งนี้อาจเป็นผลจากการตั้งสมมติฐานของแบบจำลองในส่วนของอุณหภูมิอากาศที่บริเวณช่องปล่อยอากาศเข้าซึ่งกำหนดให้มีค่าคงที่ตามค่าอุณหภูมิเฉลี่ยในหนึ่งรอบการทำงานเปิดและปิดของเครื่องอัดไอของตู้เย็น โดยหนึ่งรอบการทำงานในสถานการณ์จริง อุณหภูมิอากาศที่บริเวณช่องปล่อยนี้จะเปลี่ยนแปลงอยู่ในช่วง -8.5 °C ถึง -2.0 °C ดังรูปที่ 4.3

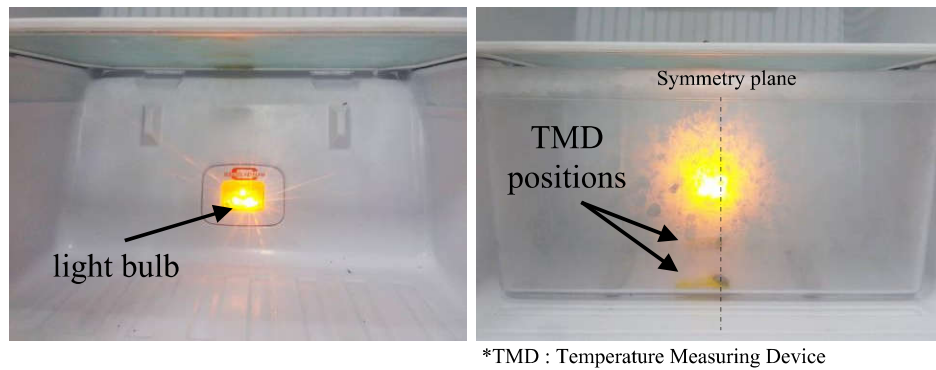
จากตารางที่ 4.1 ซึ่งแสดงค่าอุณหภูมิเฉลี่ยแตกต่าง (ΔT) ระหว่างค่าที่ได้จากแบบจำลองกับจากการทดลองในบริเวณต่าง ๆ ภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นไม่บรรจุโหลด พบว่า อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองมีค่าแตกต่างจากอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากการทดลองไม่เกิน ± 2 °C และเมื่อทำการวิเคราะห์ทางสถิติด้วยการทดสอบค่าเฉลี่ย Independent-samples T-test พบว่า อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและการทดลองไม่แตกต่างกันที่ระดับความเชื่อมั่น 99% โดยมีค่าเฉลี่ยแตกต่างเท่ากับ 0.87 ± 0.55 °C (รายละเอียดผลการวิเคราะห์แสดงอยู่ในภาคผนวก ก)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

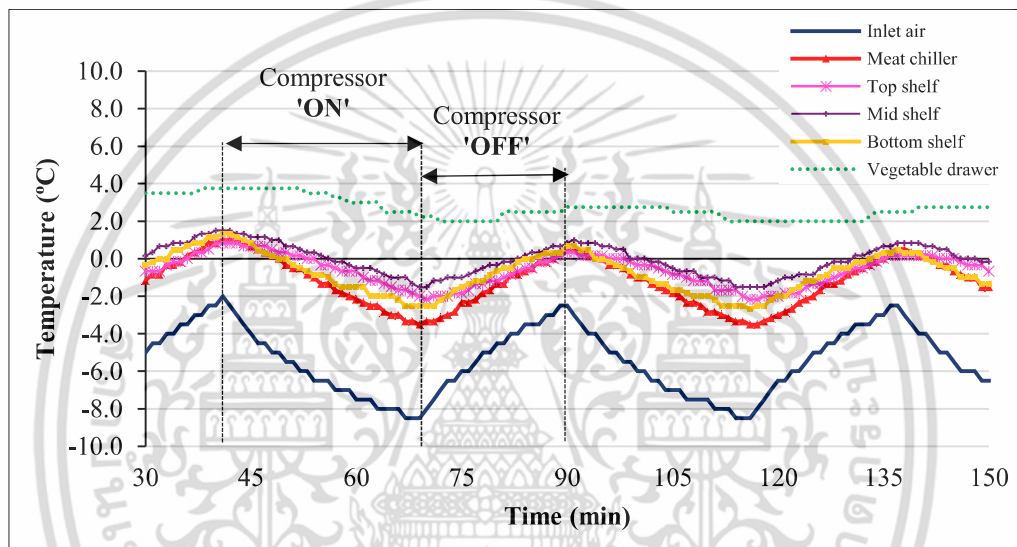


รูปที่ 4.1 ผลการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นที่ไม่บรรจุโหลดที่ได้จากแบบจำลองบนระนาบสมมาตร ($y = 22.5 \text{ cm}$) เปรียบเทียบกับอุณหภูมิเฉลี่ยจากผลการทดลองในบริเวณ (a) ด้านหน้า (b) กึ่งกลาง และ (c) ด้านหลัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.2 ตำแหน่งของหลอดไฟภายในช่องแช่แข็ง และตำแหน่งการติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ



รูปที่ 4.3 ตัวอย่างโปรไฟล์อุณหภูมิภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นไม่บรรจุหลอดเทียบกับเวลาจากการทดลองภายใต้การทำงานจริง

ตารางที่ 4.1 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองเปรียบเทียบกับอุณหภูมิเฉลี่ยจากผลการทดลองในบริเวณต่าง ๆ ภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นไม่บรรจุหลอด

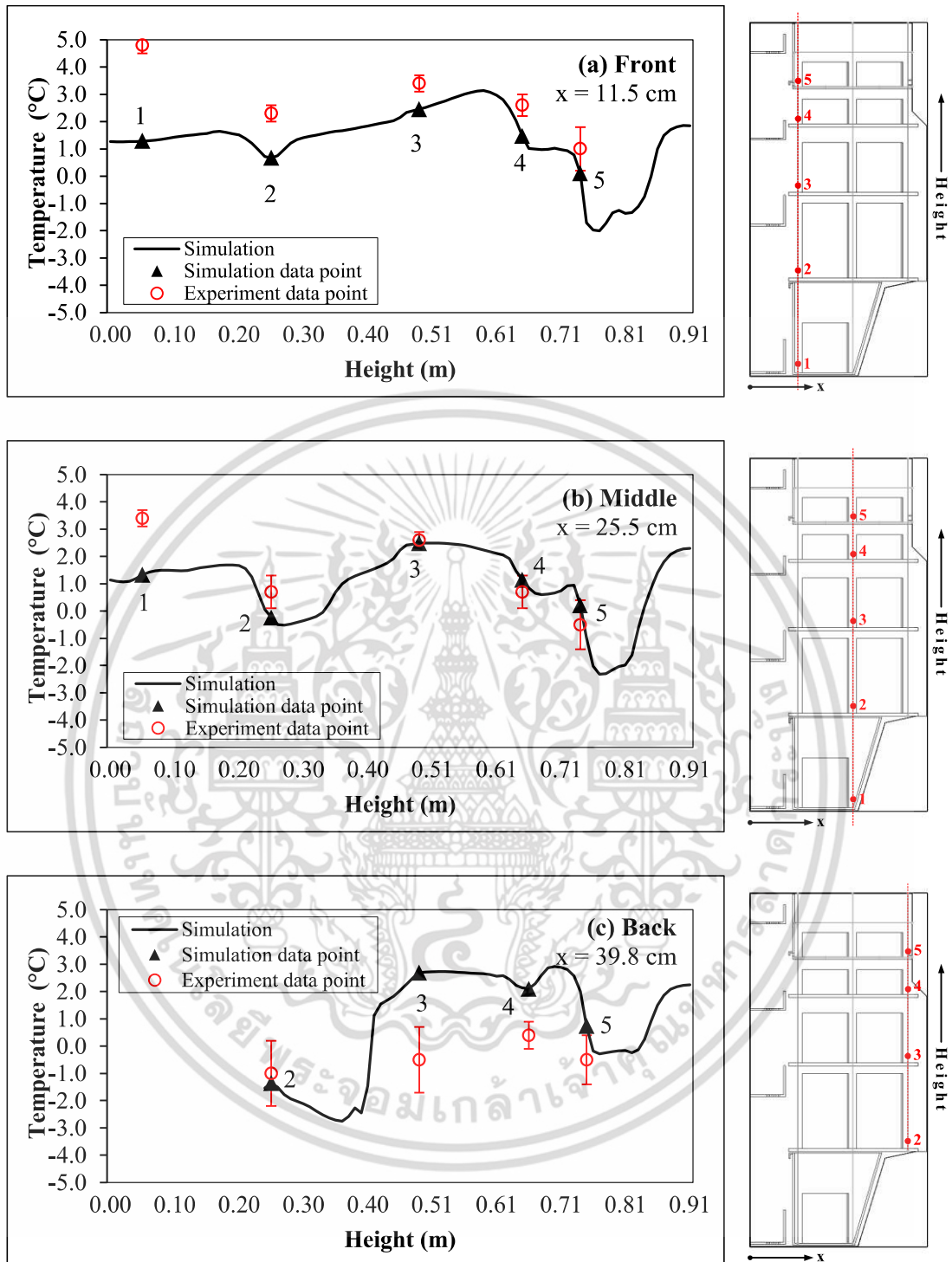
ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย (°C)		อุณหภูมิเฉลี่ยแตกต่าง (ΔT)
	แบบจำลอง	การทดลอง	
ช่องแช่เนื้อ	0.28 ± 0.11	-1.43 ± 1.53	$+1.71 \pm 0.88$
ชั้นวางบน	1.20 ± 0.27	-0.69 ± 0.99	$+1.89 \pm 0.57$
ชั้นวางกลาง	1.96 ± 0.33	-0.02 ± 1.49	$+1.98 \pm 0.86$
ชั้นวางล่าง	-1.31 ± 0.63	-0.93 ± 1.43	-0.38 ± 0.82
ช่องแช่ผัก	1.31 ± 0.05	2.96 ± 1.09	-1.69 ± 0.77

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2 แบบจำลองของตู้เย็นบรรจุไหลด

เมื่อพิจารณาแบบจำลองที่มีการแบ่งขนาดเมฆที่ระดับ 2 มาเปรียบเทียบกับผลการทดลอง ได้ผลดังรูปที่ 4.4 ซึ่งแสดงการกระจายอุณหภูมิบนระนาบสมมาตร ($y=22.5$ cm) บริเวณด้านหน้า กึ่งกลางและด้านหลังตามความสูงของตู้เย็น จากรูปที่ 4.4 นี้พบว่า ผลการจำลองมีแนวโน้มการกระจายอุณหภูมิต่อคล้องกับผลการทดลอง และค่าอุณหภูมิจุดที่ 1 ซึ่งเป็นอุณหภูมิในบริเวณช่องแช่ ผักพบว่า มีผลเช่นเดียวกับกรณีไม่มีไหลดคือ ค่าอุณหภูมิที่จุดนี้มีค่าน้อยกว่าผลการทดลอง อย่างไรก็ตามสามารถอธิบายได้ด้วยเหตุผลที่ได้กล่าวมาแล้วในหัวข้อที่ 4.1 คือการไม่ได้พิจารณาความร้อนจากหลอดไฟที่ติดตั้งบริเวณด้านหลังของช่องแช่ผัก และเมื่อพิจารณาบริเวณด้านหน้าของตู้เย็น (รูปที่ 4.4a) พบว่า ผลการจำลองมีค่าอุณหภูมิน้อยกว่าผลการทดลองในทุกจุด ทั้งนี้สามารถอธิบายได้จากการที่ไม่ได้คิดผลของการแผ่รังสีความร้อนจากพื้นผิวของไหลด ซึ่งพบว่ามีผลค่อนข้างมากต่อการถ่ายเทความร้อนตามการศึกษาของ Laguerre et al. (2007) และ Zhang and Lian (2014) และด้วยเหตุนี้ก็ส่งผลให้อุณหภูมิภายในบริเวณช่องแช่ผักจากผลการทดลองสูงกว่าผลการจำลองมากด้วยเช่นกัน (จุดที่ 1 รูปที่ 4.4a และ 4.4b) ในขณะที่เมื่อพิจารณาบริเวณด้านหลังของตู้เย็น (รูปที่ 4.4c) จุดที่ 3 4 และ 5 พบว่าอุณหภูมิจากการจำลองมีค่ามากกว่าผลการทดลองมาก ทั้งนี้อาจเป็นผลมาจากการตั้งค่าของอุณหภูมิบริเวณช่องปล่อยอากาศเข้าที่กำหนดให้มีค่าคงที่ตลอดการทำงานของตู้เย็น ซึ่งในสถานการณ์จริงจะมีการเปลี่ยนแปลงตามรอบการทำงานของเครื่องอัดไอ ดังที่ได้กล่าวมาแล้วในหัวข้อที่ 4.1

จากตารางที่ 4.2 ซึ่งแสดงค่าอุณหภูมิเฉลี่ยแตกต่าง (ΔT) ระหว่างค่าที่ได้จากแบบจำลอง กับจากผลการทดลองในบริเวณต่าง ๆ ภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นบรรจุไหลดพบว่า อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองมีค่าแตกต่างจากอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากการทดลองไม่เกิน ± 3.0 °C และเมื่อทำการวิเคราะห์ทางสถิติด้วยการทดสอบค่าเฉลี่ย Independent-samples T-test พบว่า อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและการทดลองไม่แตกต่างกันที่ระดับความเชื่อมั่น 99% โดยมีค่าเฉลี่ยแตกต่างเท่ากับ -0.31 ± 0.57 °C (รายละเอียดผลการวิเคราะห์แสดงอยู่ในภาคผนวก ก)



รูปที่ 4.4 ผลการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นที่บรรจุไหลด์ที่ได้จากแบบจำลองบนระนาบสมมาตร ($y = 22.5$ cm) เปรียบเทียบกับอุณหภูมิเฉลี่ยจากผลการทดลองในบริเวณ (a) ด้านหน้า (b) กึ่งกลาง และ (c) ด้านหลัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

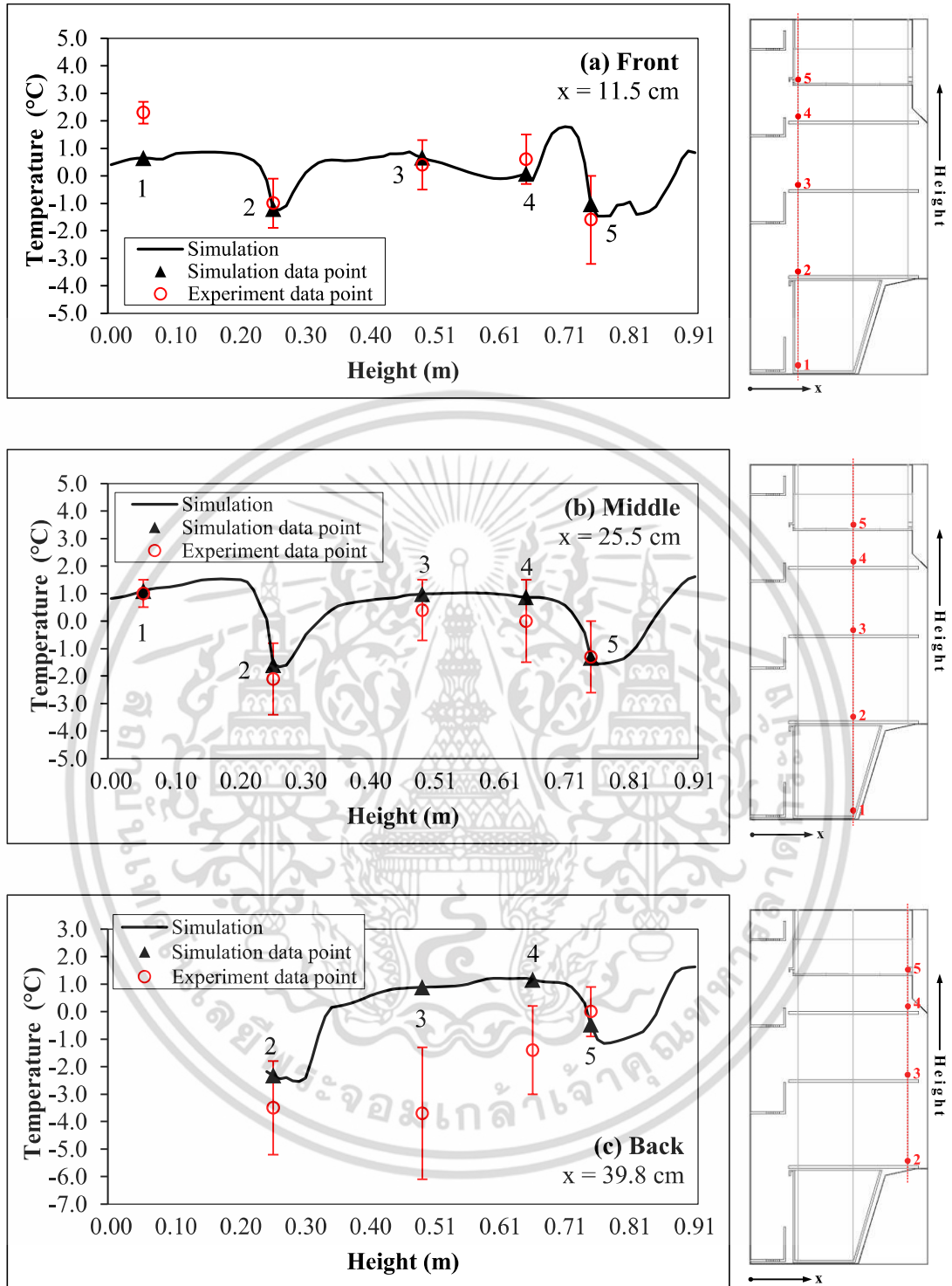
ตารางที่ 4.2 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองเปรียบเทียบกับอุณหภูมิเฉลี่ยจากผลการทดลองในบริเวณต่าง ๆ ภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นบรรจุไหลด

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย (°C)		อุณหภูมิเฉลี่ยแตกต่าง (ΔT)
	แบบจำลอง	การทดลอง	
ช่องแช่เนื้อ	0.35±0.34	0.00±1.08	+0.35±0.62
ชั้นวางบน	1.57±0.48	1.20±1.12	+0.37±0.65
ชั้นวางกลาง	2.55±0.13	1.84±1.83	+0.71±1.06
ชั้นวางล่าง	-0.31±1.01	0.69±1.56	-1.00±0.90
ช่องแช่ผัก	1.30±0.03	4.12±0.78	-2.82±0.04

4.3 แบบจำลองของตู้เย็นไม่บรรจุไหลดที่ใช้ชั้นวางแบบตะแกรง

เมื่อพิจารณาแบบจำลองที่มีการแบ่งขนาดเมชที่ระดับ 2 มาเปรียบเทียบกับผลการทดลองได้ผลดังรูปที่ 4.5 ซึ่งแสดงการกระจายอุณหภูมิบนระนาบสมมาตร ($y=22.5$ cm) บริเวณด้านหน้ากึ่งกลาง และด้านหลังตามความสูงของตู้เย็น จากรูปที่ 4.5 นี้พบว่า ผลการจำลองมีแนวโน้มการกระจายอุณหภูมิต่อคล้อยและใกล้เคียงกับผลการทดลอง ยกเว้นค่าอุณหภูมิบริเวณด้านหลัง (รูปที่ 4.5c) ซึ่งพบว่าค่าจากผลการทดลองจะมีค่าน้อยกว่าค่าจากผลการจำลอง ทั้งนี้อาจเป็นผลมาจากการตั้งค่าของอุณหภูมิบริเวณช่องปล่อยอากาศเข้าที่กำหนดให้มีค่าคงที่ตลอดการทำงานของตู้เย็น ซึ่งในสถานการณ์จริงจะมีการเปลี่ยนแปลงตามรอบการทำงานของเครื่องอัดไอ ดังที่ได้กล่าวมาแล้วในหัวข้อที่ 4.1 เช่นกัน

จากตารางที่ 4.3 ซึ่งแสดงค่าอุณหภูมิเฉลี่ยแตกต่าง (ΔT) ระหว่างค่าที่ได้จากแบบจำลองกับจากผลการทดลองในบริเวณต่าง ๆ ภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นไม่บรรจุไหลดและใช้ชั้นวางบนและชั้นวางกลางแบบตะแกรงพบว่า อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองมีค่าแตกต่างจากอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากการทดลองไม่เกิน ± 2.0 °C และเมื่อทำการวิเคราะห์ทางสถิติด้วยการทดสอบค่าเฉลี่ย Independent-samples T-test พบว่า อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและการทดลองไม่แตกต่างกันที่ระดับความเชื่อมั่น 99% โดยมีค่าเฉลี่ยแตกต่างเท่ากับ 0.77 ± 0.54 °C (รายละเอียดผลการวิเคราะห์แสดงอยู่ในภาคผนวก ก)



รูปที่ 4.5 ผลการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นที่ไม่บรรจุไหลตและใช้ชั้นวางแบบตะแกรงที่ได้จากแบบจำลองบนระนาบสมมาตร ($y = 22.5$ cm) เปรียบเทียบกับอุณหภูมิเฉลี่ยจากผลการทดลองในบริเวณ (a) ด้านหน้า (b) กึ่งกลาง และ (c) ด้านหลัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

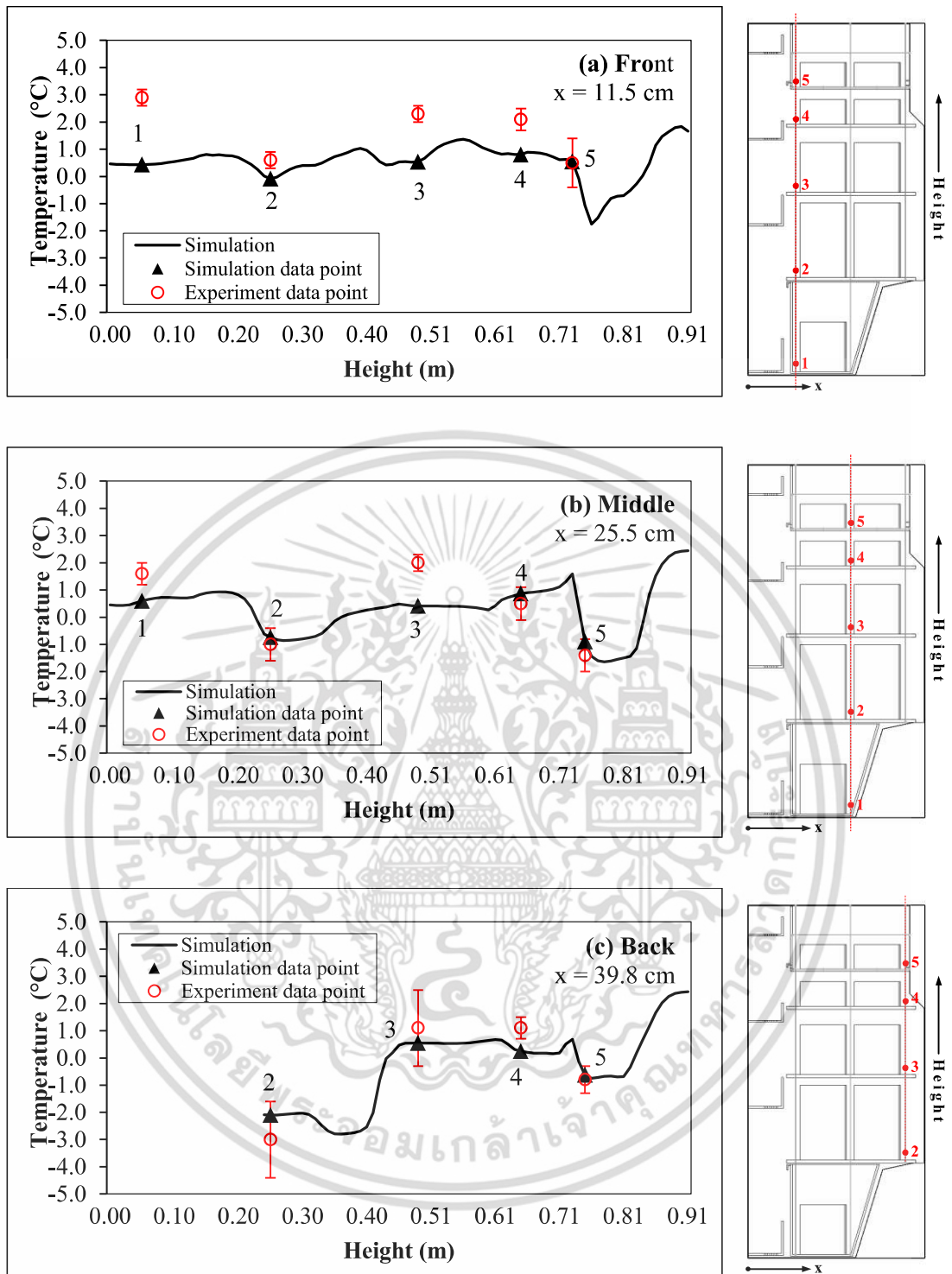
ตารางที่ 4.3 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองเปรียบเทียบกับอุณหภูมิเฉลี่ยจากผลการทดลองในบริเวณต่าง ๆ ภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นไม่บรรจุโพลด์และใช้ชั้นวางแบบตะแกรง

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย (°C)		อุณหภูมิเฉลี่ยแตกต่าง (ΔT)
	แบบจำลอง	การทดลอง	
ช่องแช่เนื้อ	-0.95±0.44	-0.96±1.51	+0.01±0.87
ชั้นวางบน	0.70±0.56	-0.28±1.59	+0.98±0.92
ชั้นวางกลาง	0.85±0.17	-0.99±2.52	+1.84±1.46
ชั้นวางล่าง	-1.71±0.57	-2.17±1.68	+0.45±0.97
ช่องแช่ผัก	0.87±0.33	1.68±0.78	-0.81±0.55

4.4 แบบจำลองของตู้เย็นบรรจุโพลด์ที่ใช้ชั้นวางแบบตะแกรง

เมื่อพิจารณาแบบจำลองที่มีการแบ่งขนาดเมชที่ระดับ 2 มาเปรียบเทียบกับผลการทดลองได้ผลดังรูปที่ 4.6 ซึ่งแสดงการกระจายอุณหภูมิบนระนาบสมมาตร ($y=22.5$ cm) บริเวณด้านหน้ากึ่งกลาง และด้านหลังตามความสูงของตู้เย็น จากรูปที่ 4.6 นี้พบว่า ผลการจำลองมีแนวโน้มการกระจายอุณหภูมิต่อคล้อยและใกล้เคียงกับผลการทดลอง อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาบริเวณด้านหน้า (รูปที่ 4.6a) พบว่าผลการจำลองมีค่ามากกว่าค่าจากผลการทดลองในทุกบริเวณ ทั้งนี้สามารถอธิบายได้ด้วยเหตุผลเช่นเดียวกับหัวข้อที่ 4.1 เรื่องการกำหนดค่าอุณหภูมิอากาศที่ปล่อยเข้ามาสู่ภายในช่องแช่อาหารสด ซึ่งในแบบจำลองกำหนดให้มีค่าคงที่แต่ในสถานการณ์จริงอุณหภูมิอากาศบริเวณนี้จะเปลี่ยนแปลงตามรอบการทำงานของเครื่องอัดไอ นอกจากนี้ในแบบจำลองไม่ได้พิจารณาผลของการแผ่รังสีความร้อนจากผิวของโพลด์ ด้วยเหตุนี้จึงเป็นผลให้ค่าที่ได้จากแบบจำลองมีค่าน้อยกว่าผลจากการทดลอง จากตารางที่ 4.4 ซึ่งแสดงอุณหภูมิเฉลี่ยแตกต่าง (ΔT) ระหว่างค่าที่ได้จากแบบจำลองกับจากผลการทดลองในบริเวณต่าง ๆ ภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นบรรจุโพลด์และใช้ชั้นวางบนและชั้นวางกลางแบบตะแกรง พบว่า อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองมีค่าแตกต่างจากอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากการทดลองไม่เกิน ± 2.0 °C และเมื่อทำการวิเคราะห์ทางสถิติด้วยการทดสอบค่าเฉลี่ย Independent-samples T-test พบว่า อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและการทดลองไม่แตกต่างกันที่ระดับความเชื่อมั่น 99% โดยมีค่าเฉลี่ยแตกต่างเท่ากับ -0.24 ± 0.55 °C (รายละเอียดผลการวิเคราะห์แสดงอยู่ในภาคผนวก ก)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.6 ผลการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นที่บรรจุโหลตและใช้ชั้นวางแบบตะแกรงที่ได้จากแบบจำลองบนระนาบสมมาตร ($y = 22.5$ cm) เปรียบเทียบกับอุณหภูมิเฉลี่ยจากผลการทดลองในบริเวณ (a) ด้านหน้า (b) กึ่งกลาง และ (c) ด้านหลัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.4 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองเปรียบเทียบกับอุณหภูมิเฉลี่ยจากผลการทดลองในบริเวณต่าง ๆ ภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นบรรจุโพลดและใช้ชั้นวางแบบตะแกรง

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย (°C)		อุณหภูมิเฉลี่ยแตกต่าง (ΔT)
	แบบจำลอง	การทดลอง	
ช่องแช่เนื้อ	-0.33±0.76	-0.56±1.06	+0.24±0.61
ชั้นวางบน	0.64±0.35	1.23±0.79	-0.60±0.46
ชั้นวางกลาง	0.50±0.08	0.44±2.58	+0.06±0.11
ชั้นวางล่าง	-0.97±1.03	-1.12±1.74	+0.15±1.01
ช่องแช่ผัก	0.52±0.12	2.24±0.74	-1.73±0.52



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

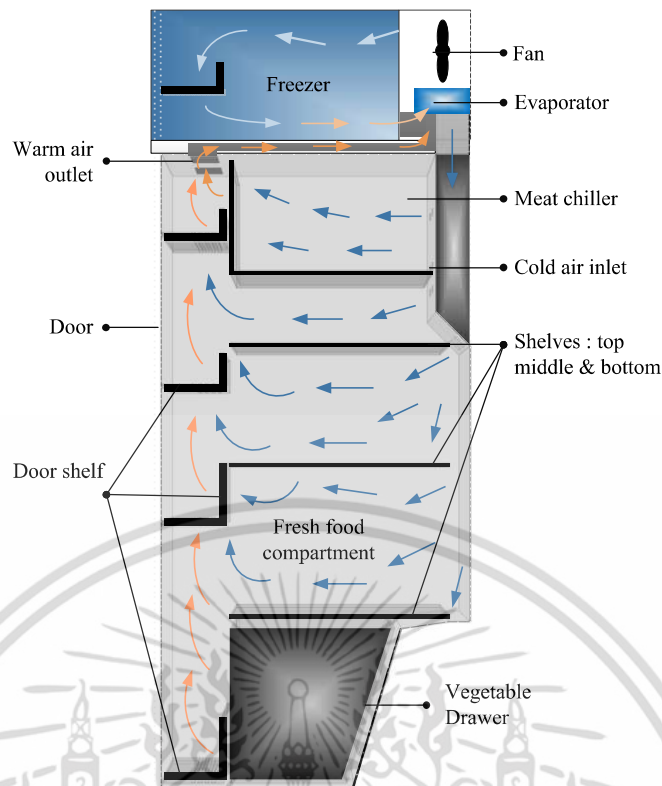
ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล

ในบทนี้กล่าวถึงลักษณะการไหลเวียนของอากาศภายในตู้เย็น ลักษณะการกระจายอุณหภูมิภายในช่องแช่อาหารสดที่ได้จากแบบจำลอง ผลการกระจายอุณหภูมิภายในช่องแช่อาหารสดที่เกิดขึ้นเมื่อเปลี่ยนมาใช้ชั้นวางแบบตะแกรง และผลการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

5.1 การไหลเวียนของอากาศภายในตู้เย็น

การศึกษานี้เลือกใช้ตู้เย็นประเภท 2 ประตู ที่มีช่องแช่อาหารสดและช่องแช่แข็งแยกกัน และมีระบบขจัดฝ้าน้ำแข็งอัตโนมัติ (Frost-free refrigerator with a top-mounted freezer) เป็นกรณีศึกษา โดยตู้เย็นประเภทนี้เครื่องระเหย (Evaporator) จะติดตั้งอยู่ในช่องแช่แข็ง (Freezer) และอาศัยกลไกการทำงานของพัดลมในการดูดและเป่า (Inflow and outflow) และแรงโน้มถ่วงของโลก ช่วยในการทำให้เกิดการไหลเวียนของอากาศภายในตู้เย็น ซึ่งลักษณะการไหลเวียนของอากาศภายในตู้เย็นแสดงดังรูปที่ 5.1 เริ่มจากพัดลมดูดอากาศให้ไหลผ่านเครื่องระเหยเพื่อทำให้อุณหภูมิและความชื้นของอากาศลดลง จากนั้นพัดลมจะเป่าอากาศเย็นและแห้ง (อุณหภูมิประมาณ -20°C) ให้ไหลเข้าสู่ช่องแช่แข็ง และอากาศเย็นส่วนหนึ่งจะไหลลงไปสู่ช่องแช่อาหารสดตามแรงโน้มถ่วงของโลก โดยอากาศเย็นนี้จะกระจายเข้าสู่ช่องแช่อาหารสดจากด้านบนลงสู่ด้านล่าง เริ่มตั้งแต่บริเวณช่องแช่เนื้อ ชั้นวางที่ความสูงระดับต่าง ๆ และช่องแช่ผัก ตามลำดับ จากนั้นอากาศจะรับเอาความร้อนและความชื้นจากอากาศภายในช่องแช่อาหารสดซึ่งมีอุณหภูมิสูงกว่า ซึ่งเป็นผลมาจากความร้อนจากบรรยากาศภายนอกโดยรอบและจากโหลดที่บรรจุไว้ภายในตู้ถ่ายเทให้กับอากาศบริเวณนั้น ทำให้อุณหภูมิและความชื้นของอากาศเย็นสูงขึ้น อากาศจึงลอยขึ้นด้านบนผ่านช่องว่างระหว่างชั้นวางที่ติดประตูตู้เย็นกลับสู่ช่องนำอากาศออกบริเวณด้านหน้าข้างบนของช่องแช่อาหารสดเพื่อนำไปลดอุณหภูมิและความชื้นด้วยการถ่ายเทความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงให้กับเครื่องระเหยขณะไหลผ่าน การไหลเวียนของอากาศภายในตู้เย็นจะไหลเวียนเป็นวัฏจักรลักษณะนี้ตลอดการทำงานของตู้เย็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.1 ลักษณะการไหลเวียนของอากาศภายในตู้เย็นแบบ 2 ประตูที่มีช่องแช่แข็งด้านบน

5.2 ผลการจำลองภายในตู้เย็นที่ไม่มีการบรรจุไหลด

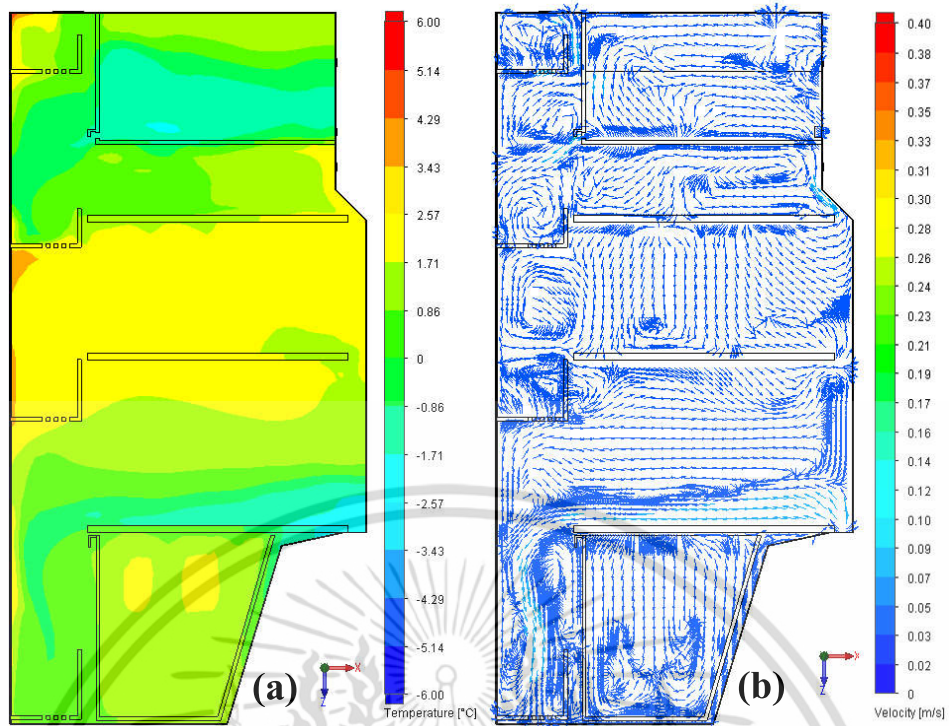
จากการวิเคราะห์ความไวของขนาดเมช (Mesh) ที่ใช้ในแบบจำลองตู้เย็นไม่บรรจุไหลดด้วยการเปรียบเทียบการกระจายตัวของผลการจำลองที่ได้จากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับพร้อมกับการทดสอบความแตกต่างของค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิที่ได้ โดยวิธีการวิเคราะห์ความแปรปรวนแบบทางเดียวพบว่า การกระจายตัวของผลการจำลองจากการแบ่งขนาดเมชระดับที่ 1 แตกต่างจากการแบ่งขนาดเมชระดับที่ 2 และ 3 และเมื่อเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิเฉลี่ยพบว่า ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของการแบ่งขนาดเมชระดับที่ 1 แตกต่างกับค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของการแบ่งขนาดเมชระดับที่ 2 และ 3 ที่ระดับนัยสำคัญ 0.01 ในขณะที่การกระจายตัวของผลการจำลองและค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของการแบ่งขนาดเมชระดับที่ 2 และ 3 ไม่แตกต่างกันที่ระดับนัยสำคัญ 0.01 (รายละเอียดผลการวิเคราะห์แสดงอยู่ในภาคผนวก ก) จากผลการวิเคราะห์นี้จึงเลือกใช้แบบจำลองที่ได้จากการแบ่งขนาดเมชระดับที่ 2 มาวิเคราะห์ผลต่อไป ซึ่งมีจำนวนเซลล์ทั้งหมดในแบบจำลองเท่ากับ 513,995 เซลล์ แบ่งเป็นเซลล์ในส่วนของการไหล 276,154 เซลล์และเซลล์ในส่วนของการแช่ 237,841 เซลล์

เมื่อพิจารณาผลการจำลองการถ่ายเทความร้อนภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นที่ไม่มีการบรรจุไหลดจากการแบ่งขนาดเมชระดับที่ 2 นี้ ซึ่งมีลักษณะการกระจายกระจายอุณหภูมิและการ

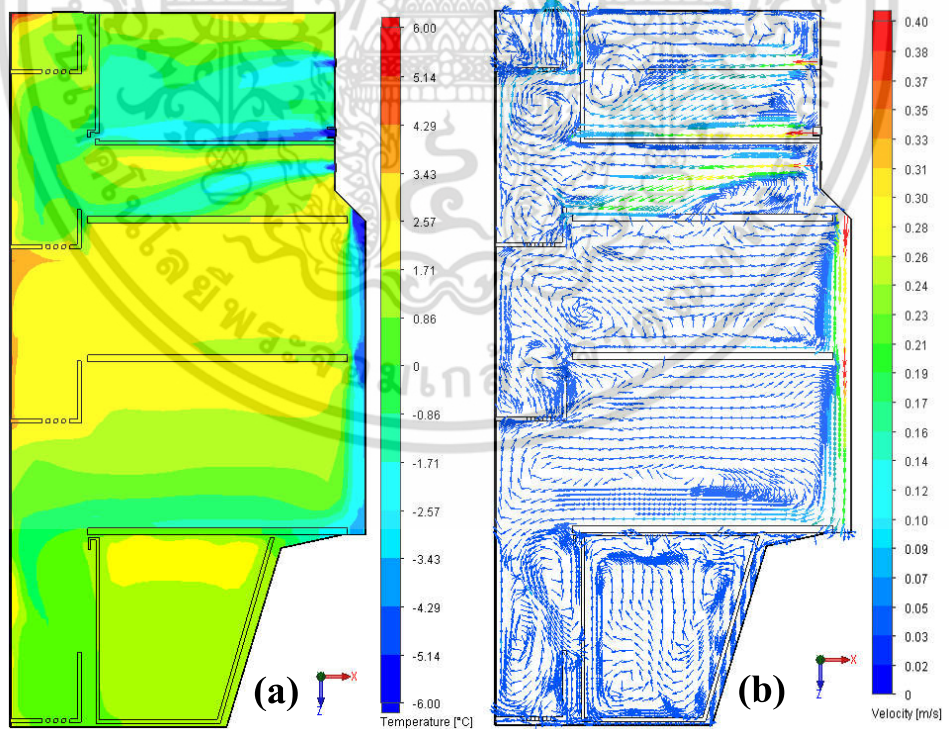
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไหลเวียนของอากาศแสดงดังรูปที่ 5.2 พบว่าเกิดการแบ่งชั้นกันของอุณหภูมิขึ้น (Temperature stratification) ภายในช่องแช่อาหารสดอย่างชัดเจน โดยจากรูปที่ 5.2a พบว่า อุณหภูมิในบริเวณช่องแช่เนื้อจะมีอุณหภูมิอยู่ในช่วง $-1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ถึง $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ และจะเพิ่มขึ้นในบริเวณชั้นวางบนและชั้นวางกลาง แต่จะลดลงในบริเวณชั้นวางล่าง ทั้งนี้เนื่องจากการออกแบบของช่องปล่อยอากาศเย็นบริเวณ Zone B ที่มีรูปแบบการปล่อยให้อากาศไหลตามแนวโค้งตามแรงโน้มถ่วงของโลก (อากาศเย็นจะมีน้ำหนักมากกว่าอากาศที่อุ่น) ทำให้อากาศจากช่องปล่อยนี้สามารถไหลลงไปตามแนวโค้งผ่านช่องว่างระหว่างชั้นวางต่าง ๆ กับผนังด้านหลังของตู้เย็นได้อย่างสะดวก เป็นผลให้อุณหภูมิบริเวณชั้นวางล่างมีอุณหภูมิใกล้เคียงกับช่องแช่เนื้อและชั้นวางบน (0 ถึง $+1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยประมาณ) ซึ่งสอดคล้องกับรูปที่ 5.2b ที่ความเร็วบริเวณด้านหลังของชั้นวางล่างมีค่าสูง ($u \approx 0.08\text{ m/s}$) เมื่อเทียบกับบริเวณอื่น และจะมีความชัดเจนมากยิ่งขึ้นเมื่อสังเกตจากรูปที่ 5.3b ซึ่งแสดงสนามความเร็วบนระนาบที่ตัดผ่านกึ่งกลางของช่องปล่อยอากาศเข้าพบว่า ความเร็วบริเวณช่องว่างระหว่างชั้นวางกับผนังด้านหลังของตู้เย็นด้านล่างมีค่าสูง ($u \approx 0.14\text{--}0.16\text{ m/s}$)

เมื่ออากาศไหลจากบริเวณด้านหลังไปสู่ด้านหน้า อากาศจะได้รับความร้อนจากบริเวณโดยรอบทำให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นและลอยตัวขึ้นสู่ด้านบน แต่ด้วยลักษณะของชั้นวางหลักที่มีลักษณะตันทำให้ไปกีดขวางการไหลของอากาศเป็นผลให้อากาศเย็นที่มีอุณหภูมิสูงขึ้นนี้ไม่สามารถไหลขึ้นไปด้านบนได้อย่างสะดวก ทำให้เกิดการไหลวนของอากาศบริเวณใต้ชั้นวางหลักและชั้นวางติดประตูตู้เย็น จากรูปที่ 5.2b และ 5.3b จะเห็นว่าเกิดการไหลวนของอากาศบริเวณชั้นวางติดประตู และบริเวณด้านหน้าของชั้นวางกลางและชั้นวางบน ซึ่งการไหลวนของอากาศนี้ยังมีมากจะทำให้อุณหภูมิกอากาศมีอุณหภูมิสะสมสูงขึ้นเรื่อย ๆ เพราะอากาศเดิมจะรับความร้อนที่อยู่บริเวณโดยรอบมากขึ้น นอกจากนี้อากาศเย็นที่ออกมาจากช่องปล่อยบริเวณ Zone A เหนือชั้นวางบนไม่สามารถไหลลงมาด้านล่างได้สะดวก ด้วยสาเหตุนี้ทำให้อุณหภูมิอากาศบริเวณชั้นวางกลางมีอุณหภูมิสูงมากกว่าบริเวณอื่นอย่างชัดเจน ($1.7\text{--}3.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยประมาณ) จากการกีดขวางการไหลของชั้นวางนี้ ทำให้เมื่อพิจารณาผลการกระจายอุณหภูมิจากมุมมองด้านหน้า (รูปที่ 5.4) พบว่า เกิดการถ่ายเทความร้อนจากภายนอกตู้เย็นเข้ามาได้มากกว่าบริเวณอื่น ๆ อย่างเห็นได้ชัด

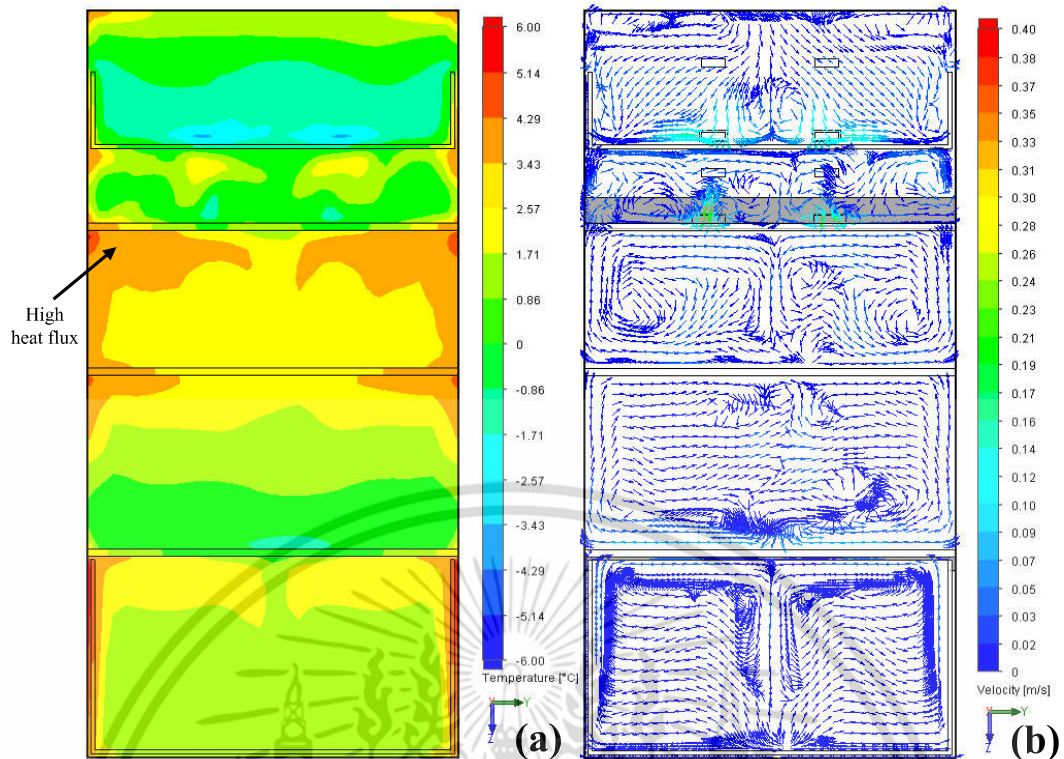


รูปที่ 5.2 (a) ผลการกระจายอุณหภูมิ และ (b) สนามความเร็วภายในตู้เย็นที่ไม่บรรจุหลอดบนระนาบ
สมมาตรของตู้เย็น ($y = 22.5$ cm)



รูปที่ 5.3 (a) ผลการกระจายอุณหภูมิ และ (b) สนามความเร็วภายในตู้เย็นที่ไม่บรรจุหลอดบนระนาบ
ที่ตัดผ่านกึ่งกลางของช่องปล่อยอากาศเข้า ($y = 16.0$ cm)

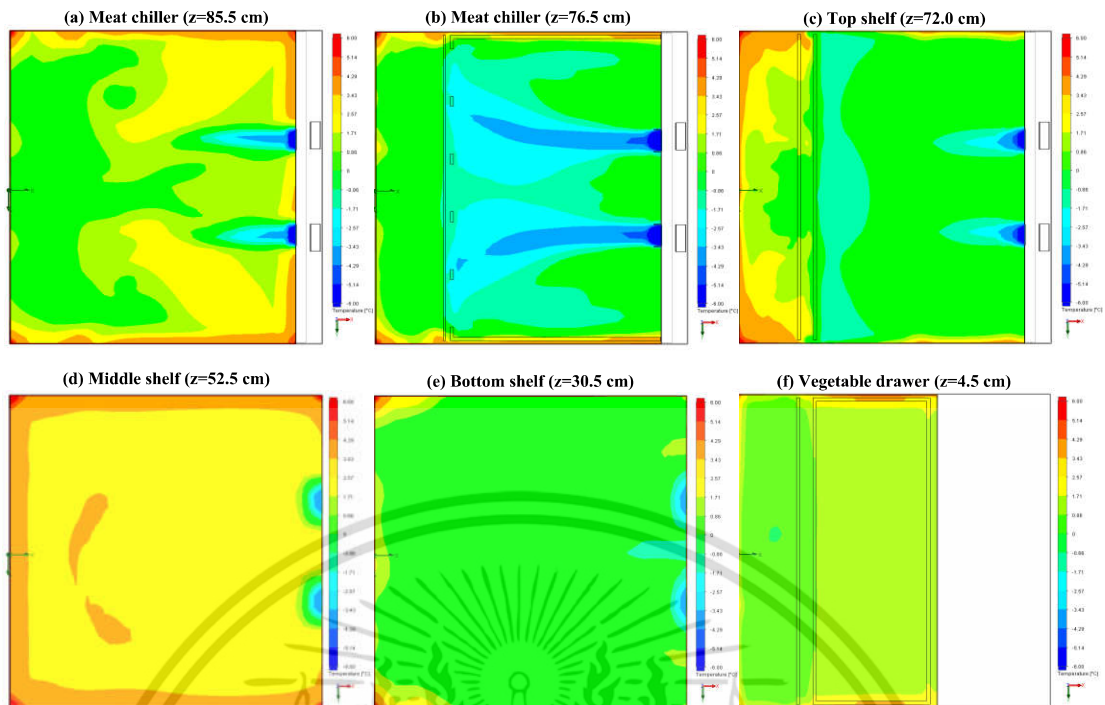
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.4 (a) ผลการกระจายอุณหภูมิ และ (b) สนามความเร็วภายในตู้เย็นที่ไม่บรรจุหลอดจากมุมมองด้านหน้า ($x = 18.8$ cm)

เมื่อพิจารณาผลการกระจายอุณหภูมิจากมุมมองด้านบนเหนือชั้นวางที่ระดับความสูงต่าง ๆ ได้แก่ ช่องแช่เนื้อ ชั้นวางบน ชั้นวางกลาง ชั้นวางล่าง และช่องแช่ผัก จากรูปที่ 5.5 พบว่า กรณีช่องแช่เนื้อที่ความสูงจากฐานของช่องแช่เนื้อ 10 cm ขึ้นไป ($z = 85.5$ cm) เกิดการแบ่งชั้นของอุณหภูมิขึ้น โดยอุณหภูมิมิบริเวณครึ่งหลังจะสูงกว่าบริเวณครึ่งหน้า ในขณะที่ความสูงต่ำกว่า 10 cm ลงมา ($z = 76.5$ cm) ลักษณะการกระจายอุณหภูมิก่อนข้างเป็นเนื้อเดียวกัน แต่อากาศตามทิศทางไหลของอากาศจากช่องปล่อยจะมีอุณหภูมิต่ำ กรณีชั้นวางบน (รูปที่ 5.5c) การกระจายอุณหภูมิมิบริเวณเหนือชั้นวางบนก่อนข้างเป็นเนื้อเดียวกัน แต่บริเวณเหนือชั้นวางติดประตูที่ระดับความสูงเดียวกันนั้นพบว่าอุณหภูมิสูงกว่าเล็กน้อย กรณีชั้นวางกลาง (รูปที่ 5.5d) พบว่าการกระจายอุณหภูมิมิเป็นเนื้อเดียวกันตลอดทั้งระนาบแต่มีค่าสูงกว่าบริเวณอื่น ๆ และในกรณีชั้นวางล่างและช่องแช่ผัก (รูปที่ 5.5e-f) พบว่าการกระจายอุณหภูมิมิเป็นเนื้อเดียวกันตลอดทั้งระนาบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

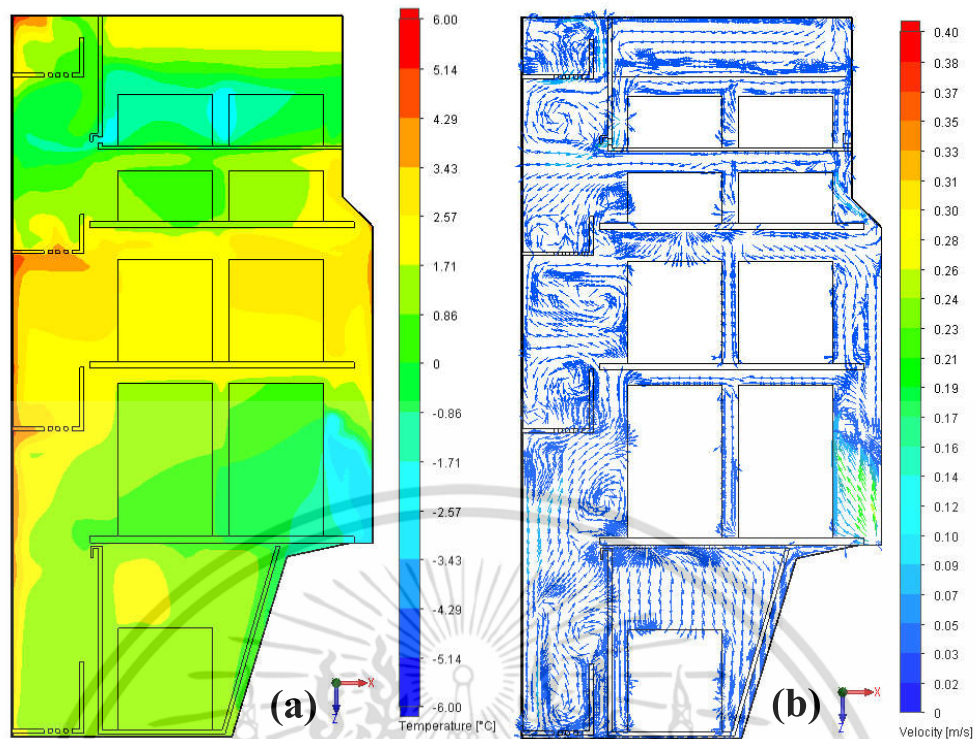


รูปที่ 5.5 ผลการกระจายอุณหภูมิจากมุมมองด้านบนเหนือ (a) ช่องแช่เนื้อที่ความสูงเหนือฐานมากกว่า 10 cm (b) ช่องแช่เนื้อที่ความสูงเหนือฐานน้อยกว่า 10 cm (c) ชั้นวางบน (d) ชั้นวางกลาง (e) ชั้นวางล่าง และ (f) ช่องแช่ผัก

5.3 ผลการจำลองภายในตู้เย็นที่มีการบรรจุโหลด

แบบจำลองการถ่ายเทความร้อนภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นที่บรรจุโหลดถูกสร้างขึ้นเพื่อศึกษาผลของการมีอยู่ของโหลดต่อลักษณะการกระจายกระจายอุณหภูมิและการไหลเวียนของอากาศภายในที่เกิดขึ้น โดยผลการจำลองแสดงดังรูปที่ 5.6 ซึ่งได้จากการแบ่งขนาดเมซระดับที่ 1 ซึ่งเป็นขนาดเมซที่มีผลการกระจายตัวของผลการจำลองไม่แตกต่างจากการแบ่งขนาดเมซระดับที่ 2 และ 3 ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของการแบ่งเมซทั้ง 3 ระดับพบว่าไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญที่ระดับความเชื่อมั่น 99% (รายละเอียดผลการวิเคราะห์แสดงอยู่ในภาคผนวก ก) โดยการแบ่งเมซระดับที่ 1 นี้มีจำนวนเซลล์ทั้งหมดในแบบจำลองเท่ากับ 582,848 เซลล์ แบ่งเป็นเซลล์ในส่วนของไหล 311,553 เซลล์และเซลล์ในส่วนของแข็ง 271,295 เซลล์ จากรูปที่ 5.6a พบว่า มีผลการกระจายอุณหภูมิโดยรวมคล้ายกับกรณีที่ไม่มีการบรรจุโหลดคือ อุณหภูมิเกิดการแบ่งชั้นกันอย่างชัดเจน และบริเวณช่องแช่เนื้อและชั้นวางล่างเป็นบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำสุดเมื่อเทียบกับบริเวณอื่น ๆ และบริเวณชั้นวางกลางเป็นบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงสุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



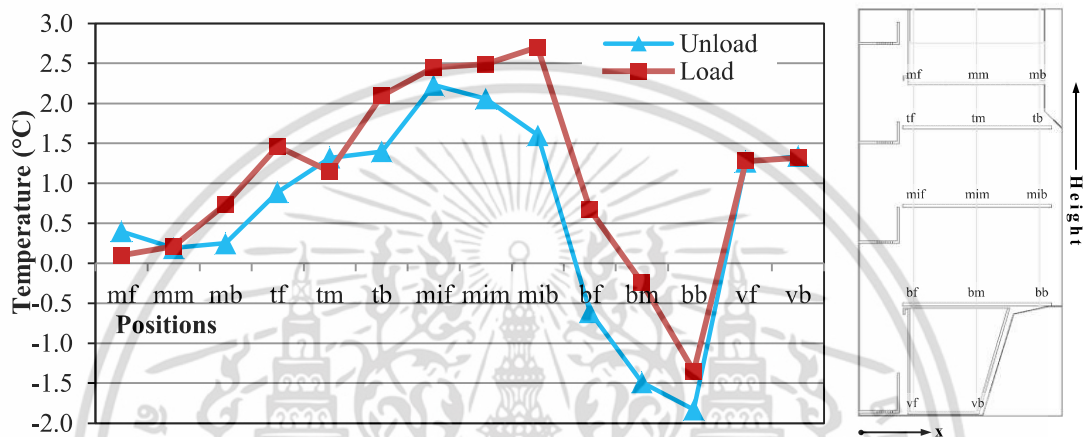
รูปที่ 5.6 (a) ผลการกระจายอุณหภูมิ และ (b) สนามความเร็วภายในตู้เย็นที่บรรจุหลอดบนระนาบสมมาตรของตู้เย็น ($y = 22.5 \text{ cm}$)

เมื่อเปรียบเทียบผลการจำลองระหว่างกรณีที่ไม่มีการบรรจุหลอดและมีการบรรจุหลอดพบว่ามีการศึกษาดังต่อไปนี้

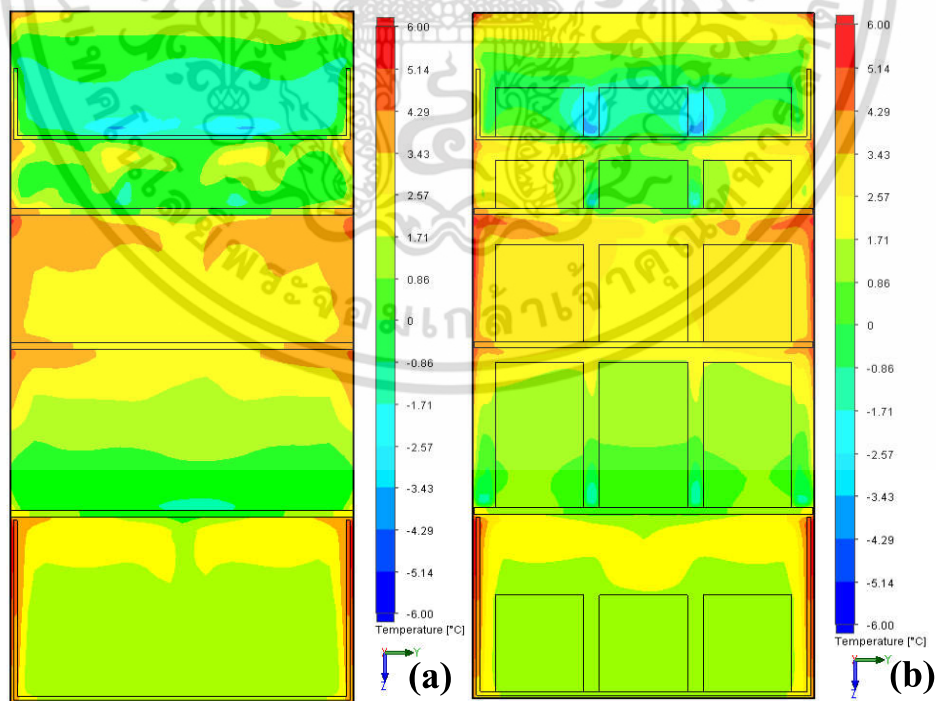
1. ผลต่อการกระจายอุณหภูมิ

เมื่อพิจารณาผลของการบรรจุหลอดภายในตู้เย็นต่อผลการกระจายอุณหภูมิจากรูปที่ 5.7 พบว่า การบรรจุหลอดมีผลต่อการกระจายอุณหภูมิ โดยอุณหภูมิเฉลี่ยภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นเพิ่มขึ้นเกือบทุกตำแหน่ง ($1 - 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$) ยกเว้นบริเวณด้านหน้าของช่องแช่เนื้อที่เมื่อบรรจุหลอดจะมีอุณหภูมิต่ำกว่า และภายในช่องแช่ผักที่มีอุณหภูมิเฉลี่ยไม่แตกต่างกัน และเมื่อพิจารณาอุณหภูมิในจุดต่าง ๆ พบว่าอุณหภูมิของชั้นวางล่างบริเวณกึ่งกลาง (bm) และด้านหลัง (bb) ของตู้เย็นจะมีค่าต่ำกว่าบริเวณอื่น ๆ และจากรูปที่ 5.8 ซึ่งแสดงผลการกระจายอุณหภูมิจากมุมมองด้านหน้าของตู้เย็น และจากรูปที่ 5.9 ซึ่งแสดงผลการกระจายอุณหภูมิจากมุมมองด้านบนเหนือชั้นวางบน ชั้นวางกลาง และชั้นวางล่าง ทำให้สามารถสังเกตเห็นได้อย่างชัดเจนในบริเวณชั้นวางบนว่ามีอุณหภูมิบริเวณด้านข้างเพิ่มขึ้น เมื่อเทียบกับกรณีที่ไม่บรรจุหลอด ในขณะที่เมื่อพิจารณาชั้นวางล่างพบว่าอุณหภูมิในบริเวณด้านหน้าและด้านหลังแตกต่างกัน โดยอุณหภูมิบริเวณด้านหลังจะมีค่าน้อยกว่าอุณหภูมิในบริเวณด้านหน้า ทั้งนี้เนื่องจากการมีอยู่ของหลอดทำให้เกิดการกีดขวางการไหลของเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อากาศ ทำให้อากาศที่ไหลมาตามช่องว่างระหว่างชั้นวางกับผนังด้านหลังของตู้เย็นไหลไปข้างหน้าไม่สะดวกและเกิดการสะสมกันอยู่ในบริเวณนี้ จากข้อสังเกตนี้ทำให้สามารถสรุปได้ว่า เมื่อพิจารณาพื้นที่ภายในช่องแช่อาหารสดบริเวณชั้นวางที่ความสูงระดับต่าง ๆ ความซับซ้อนของโครงสร้างภายในตู้เย็นที่เพิ่มขึ้น (การบรรจุโหลภายในตู้เย็น) จะทำให้อุณหภูมิบริเวณด้านบนมีความแตกต่างกับด้านล่างมากขึ้น ซึ่งผลการศึกษานี้สอดคล้องกับข้อสรุปจากงานวิจัยของ Laguerre et al. (2007) และ Zhang and Lian (2014)

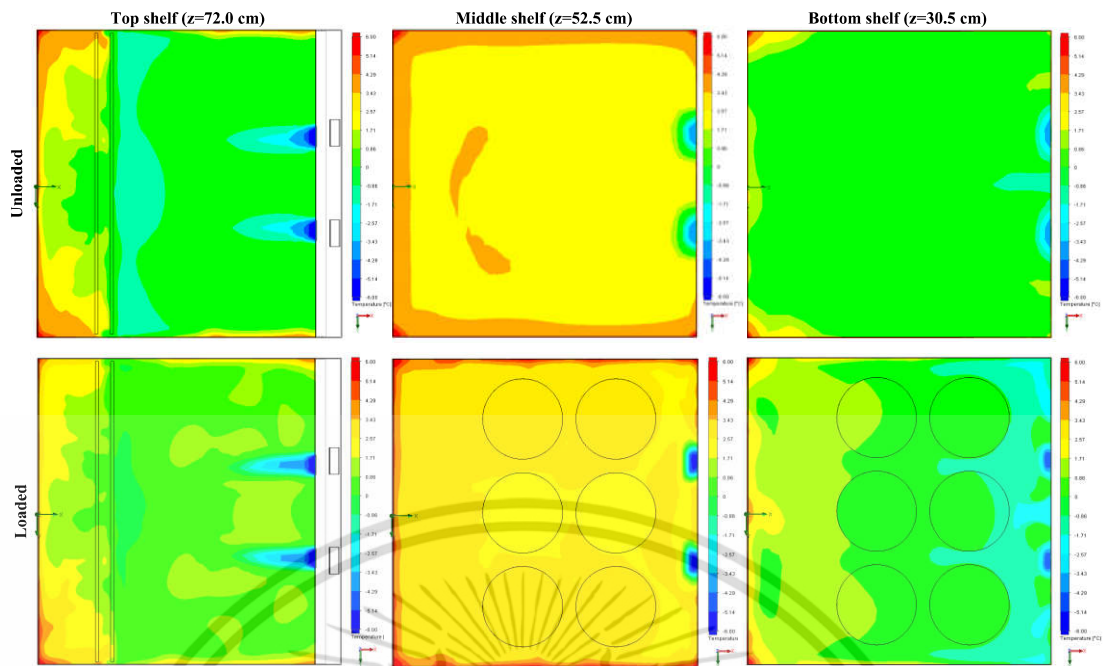


รูปที่ 5.7 ผลการกระจายอุณหภูมิเฉลี่ยภายในตู้เย็นที่ไม่บรรจุโหลและบรรจุโหล



รูปที่ 5.8 ผลการกระจายอุณหภูมิจากมุมมองด้านหน้า ($x = 18.8$ cm) ภายในตู้เย็น (a) ไม่บรรจุโหล และ (b) บรรจุโหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



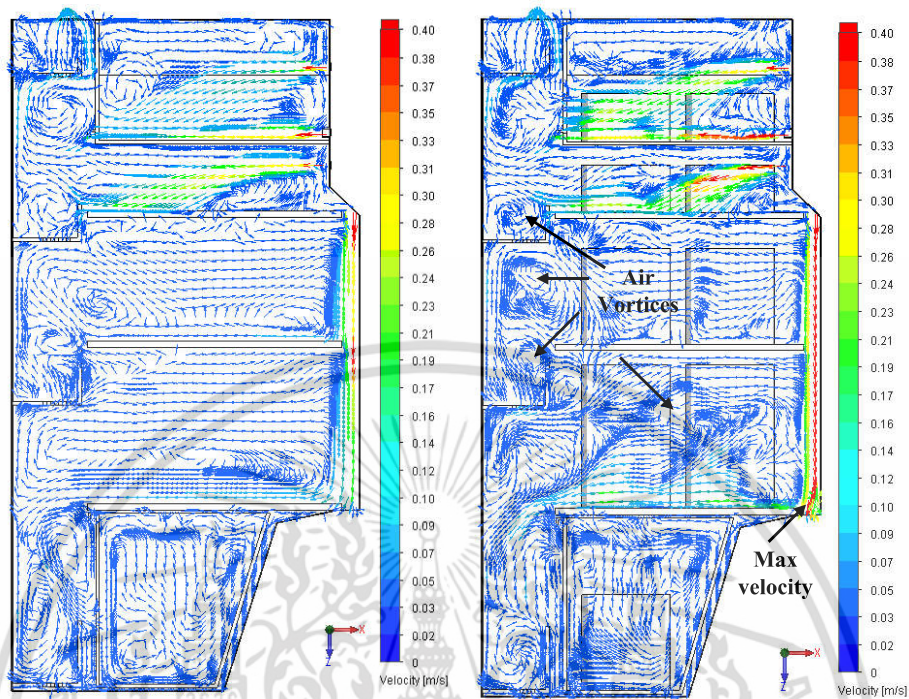
รูปที่ 5.9 ผลการกระจายอุณหภูมิจากมุมมองด้านบนเหนือชั้นวางบน ชั้นวางกลาง และชั้นวางล่าง ภายในตู้เย็นไม่มีการบรรจุไหลด์ (บน) และบรรจุไหลด์ (ล่าง)

2. ผลต่อสนามความเร็ว

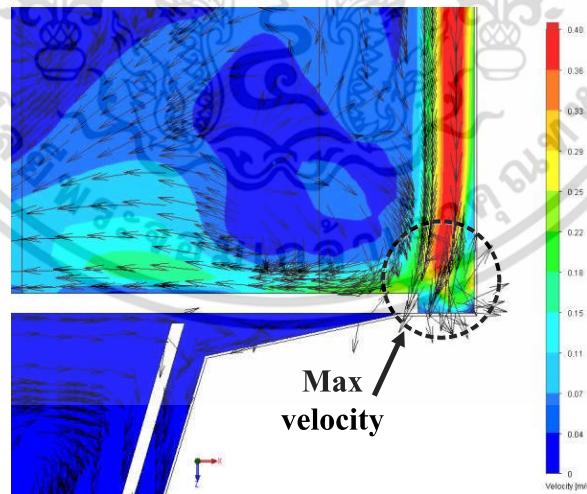
เมื่อพิจารณาผลของการบรรจุไหลด์ภายในตู้เย็นต่อสนามความเร็วพบว่า เมื่อมีการบรรจุไหลด์ดังรูปที่ 5.10b ความเร็วของอากาศที่ไหลลงผ่านบริเวณช่องว่างระหว่างชั้นวางที่ระดับต่าง ๆ กับผนังด้านหลังตู้เย็นเพิ่มขึ้นและมีค่ามากที่สุดเมื่อถึงมุมด้านหลังของชั้นวางล่าง ($u \approx 0.38$ m/s) ดังรูปที่ 5.11 ทั้งนี้เนื่องจากการมีอยู่ของไหลด์ช่วยให้ทิศทางการไหลของอากาศให้ไหลลงไปตามช่องว่างระหว่างชั้นวางกับผนังด้านหลังได้สะดวกมากขึ้น ในขณะที่การไหลไปข้างหน้าทำได้ยากซึ่งพบว่ามีความเร็วค่อนข้างต่ำ ($u < 0.03$ m/s) ทำให้มีการสะสมของอากาศเย็นปริมาณมากอยู่บริเวณด้านหลังของชั้นวางล่าง อุณหภูมิบริเวณนี้จึงมีค่าต่ำกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่ไม่มีไหลด์ ซึ่งสอดคล้องกับผลการศึกษาของไหลด์ต่อการกระจายอุณหภูมิดังที่ได้กล่าวมาแล้วข้างต้น นอกจากนี้พบว่าเกิดการไหลวนของอากาศ (Air vortices) ภายในตู้เย็นในหลายตำแหน่ง ทั้งนี้เนื่องจากชั้นวางหลักที่มีลักษณะตัน ชั้นวางที่ติดตามประตูตู้เย็น และไหลด์ที่บรรจุภายในได้กีดขวางการไหลของอากาศ ทำให้อากาศเย็นจากด้านล่างที่มีอุณหภูมิสูงขึ้นไม่สามารถลอยตัวขึ้นไปได้โดยสะดวก เป็นผลให้อุณหภูมิโดยเฉพาะในบริเวณการไหลวนของอากาศนี้มีค่าสูงกว่าบริเวณอื่น ผลการศึกษาที่ได้นี้พบว่าสอดคล้องกับข้อสรุปจากงานวิจัยของ Zhang and Lian (2014) ที่พบว่าความเร็วของอากาศจะมากที่สุดที่บริเวณมุม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ด้านหลังของตู้เย็น และตำแหน่งการไหลวนของอากาศจะเพิ่มขึ้นเมื่อความซับซ้อนของโครงสร้างภายในตู้เย็นเพิ่มขึ้น



รูปที่ 5.10 สนามความเร็วบนระนาบที่ตัดผ่านกึ่งกลางของช่องปล่อยอากาศเข้า ($y = 16.0$ cm) ภายในตู้เย็น (a) ไม่บรรจุก๊าซ และ (b) บรรจุก๊าซ



รูปที่ 5.11 ภาพขยายของสนามความเร็วบนระนาบที่ตัดผ่านกึ่งกลางช่องปล่อยอากาศเข้า ($y = 16.0$ cm) บริเวณมุมล่างด้านหลังตู้เย็นที่มีการบรรจุก๊าซ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.4 ผลการใช้ชั้นวางแบบตะแกรง

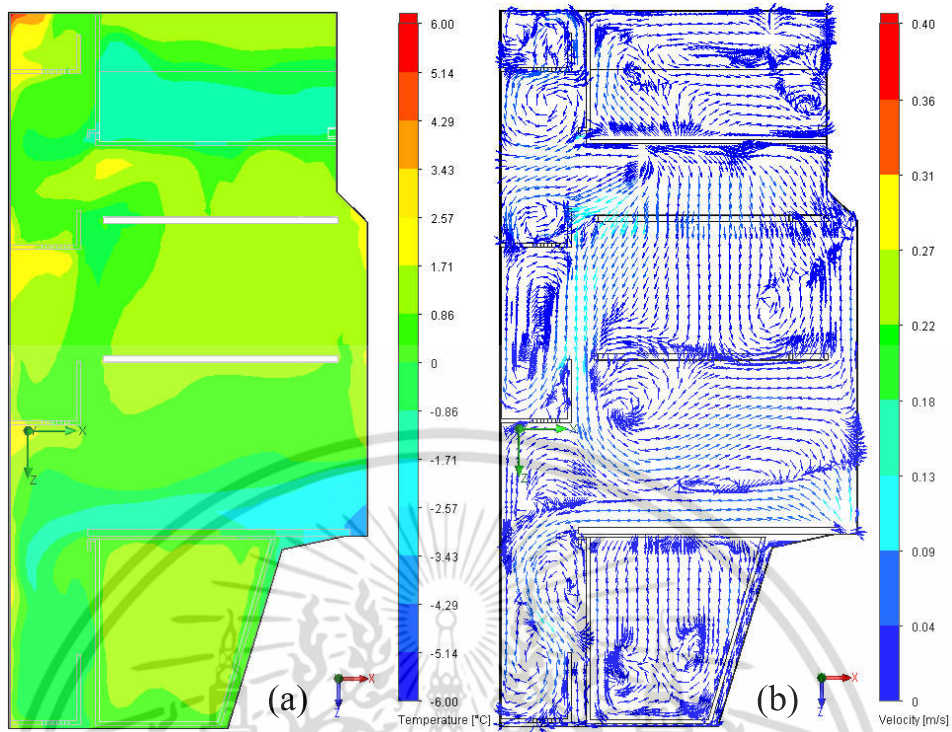
จากผลการจำลองการกระจายอุณหภูมิภายในช่องแช่เย็นของตู้เย็นในหัวข้อที่ผ่านมา พบว่า ลักษณะของชั้นวางและการมีอยู่ของโหลดมีผลอย่างมากต่อการกระจายอุณหภูมิภายในที่เกิดขึ้น อย่างไรก็ตามการบรรจุโหลดภายในตู้เย็นเป็นสิ่งที่ไม่สามารถหลีกเลี่ยงได้ แต่การเลือกใช้ลักษณะของชั้นวางสามารถเปลี่ยนได้ ซึ่งจากงานวิจัยของ Belman-Flores et al. (2014) ซึ่งให้เห็นว่าการใช้ชั้นวางแบบตะแกรง (Wire shelf) สามารถทำให้การไหลของอากาศและการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นดีขึ้น อย่างไรก็ตามตู้เย็นที่ Belman-Flores et al. ใช้เป็นแบบที่มีช่องแช่แข็งอยู่ด้านล่าง (Bottom mount configuration) ในงานวิจัยฉบับนี้จึงได้นำเอาแนวคิดนี้มาใช้กับตู้เย็นที่ศึกษา เพื่อปรับปรุงให้ลักษณะการกระจายอุณหภูมิบริเวณชั้นวางบนและกลางดีขึ้น โดยนำชั้นวางแบบตะแกรงมาใช้แทนชั้นวางแบบตันบริเวณชั้นทั้งสองนี้ แต่สำหรับชั้นวางล่างยังคงใช้แบบตันเหมือนเดิม เนื่องจากชั้นวางล่างทำหน้าที่เสมือนฝาปิดช่องแช่ผักสดเพื่อป้องกันไม่ให้อากาศเย็นไหลเข้าไปภายในช่องแช่ผักสดมากเกินไป โดยผลการศึกษาามีรายละเอียดดังนี้

5.4.1 ตู้เย็นไม่มีโหลด

เมื่อนำชั้นวางแบบตะแกรงมาใช้แทนชั้นวางแบบตันบริเวณชั้นวางบนและกลางภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นกรณีที่ไม่มีการบรรจุโหลด จะได้ผลการกระจายอุณหภูมิและสนามการไหลดังรูปที่ 5.12 ซึ่งแบบจำลองมีจำนวนเซลล์ทั้งหมดเท่ากับ 2,300,213 เซลล์ แบ่งเป็นเซลล์ในส่วนของโหลด 1,375,506 เซลล์และเซลล์ในส่วนของแข็ง 924,707 เซลล์ จากรูปที่ 5.12a พบว่า การกระจายอุณหภูมิตลอดทั่วทั้งช่องแช่อาหารสดเป็นเนื้อเดียวกันมากขึ้น อย่างไรก็ตามบริเวณชั้นวางบนและชั้นวางกลางยังคงเป็นบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงกว่าบริเวณอื่น ในทำนองเดียวกันช่องแช่เนื้อและชั้นวางล่างก็ยังคงเป็นบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำสุด เมื่อพิจารณาถึงลักษณะของสนามความเร็ว จากรูปที่ 5.12b พบว่า ความเร็วบริเวณเหนือชั้นวางกลางเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นผลมาจากการที่อากาศสามารถไหลลงมาจากชั้นวางบนและด้านล่างได้สะดวกและมากขึ้น

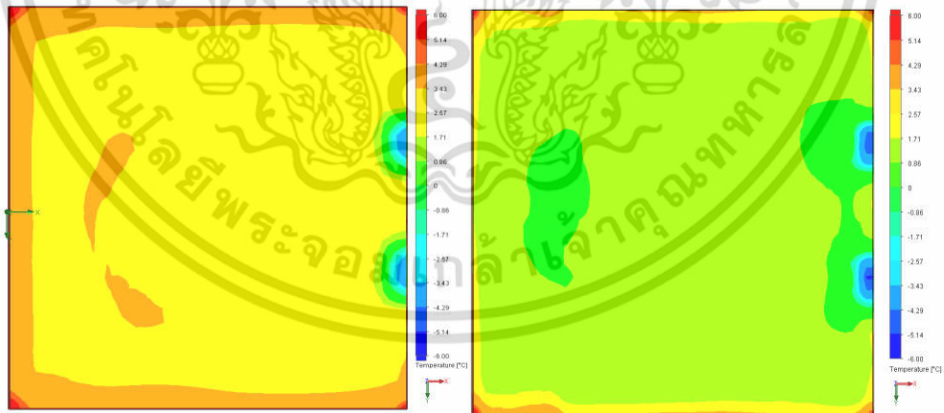
เมื่อเปรียบเทียบผลการกระจายอุณหภูมิภายในช่องแช่อาหารสดที่มีชั้นวางบนและกลางแบบตันและแบบตะแกรง จากรูปที่ 5.13 พบว่า การใช้ชั้นวางแบบตะแกรงสามารถลดอุณหภูมิบริเวณชั้นวางกลางทั้งบริเวณด้านหน้า กึ่งกลาง และด้านหลังลงมาได้อย่างเห็นได้ชัด ซึ่งจากรูปที่ 5.14 พบว่าสามารถลดอุณหภูมิลงได้ 1 - 1.5 °C โดยประมาณ ในขณะที่ผลการกระจายอุณหภูมิในบริเวณอื่น ๆ จะมีอุณหภูมิลดลงประมาณ 0.1 - 0.5 °C ยกเว้นช่องแช่เนื้อที่จะมีอุณหภูมิใกล้เคียงกันระหว่างการใช้ชั้นวางทั้ง 2 แบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.12 (a) ผลการกระจายอุณหภูมิ และ (b) สนามความเร็วภายในตู้เย็นที่ไม่บรรจุหลอดบนระนาบสมมาตรของตู้เย็น ($y = 22.5 \text{ cm}$) เมื่อใช้ชั้นวางแบบตะแกรง

Middle shelf ($z=52.5 \text{ cm}$)

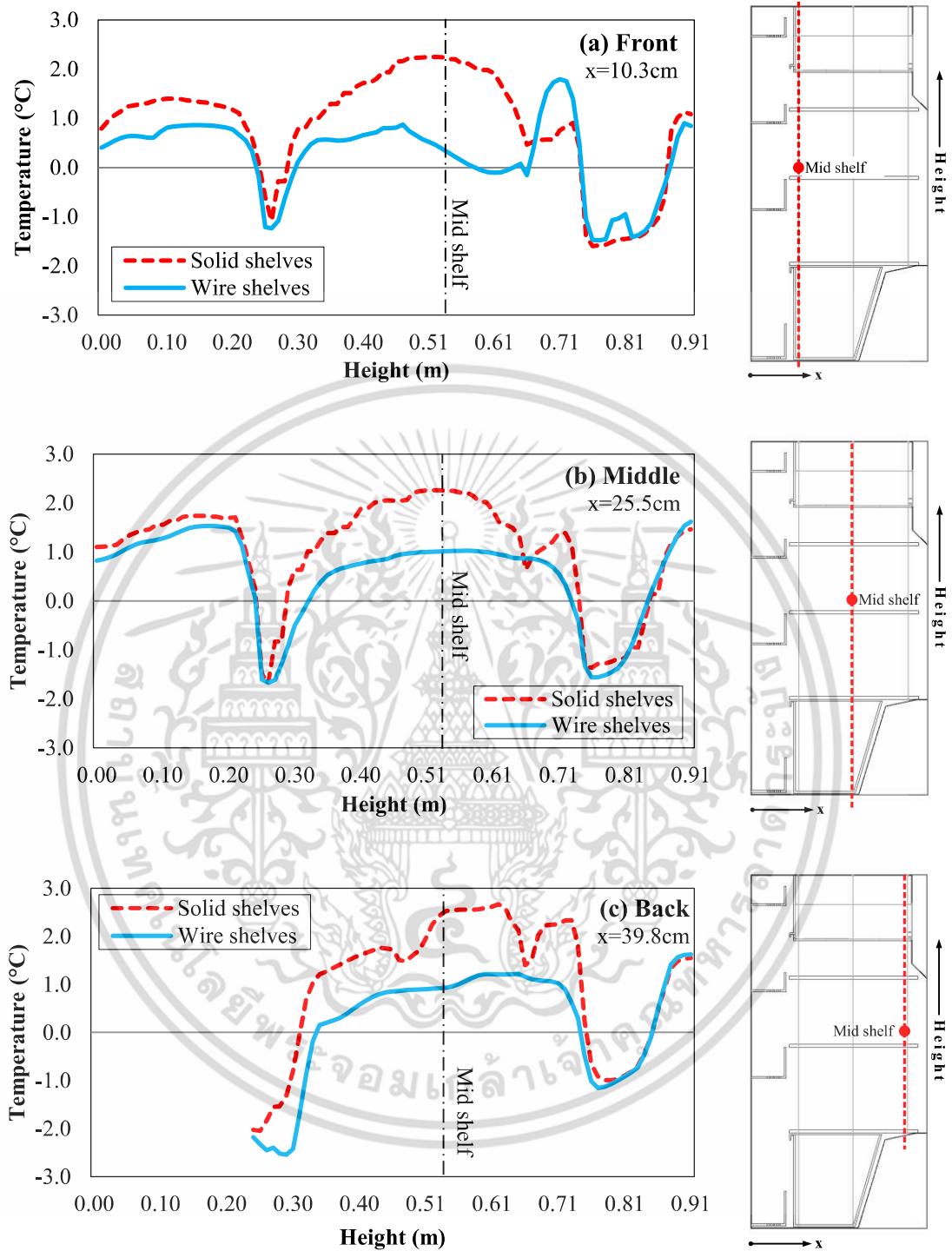


(a) Solid shelf

(b) Wire shelf

รูปที่ 5.13 ผลการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นไม่มีการบรรจุหลอดจากมุมมองด้านบนเหนือชั้นวางกลาง (a) แบบตัน และ (b) แบบตะแกรง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



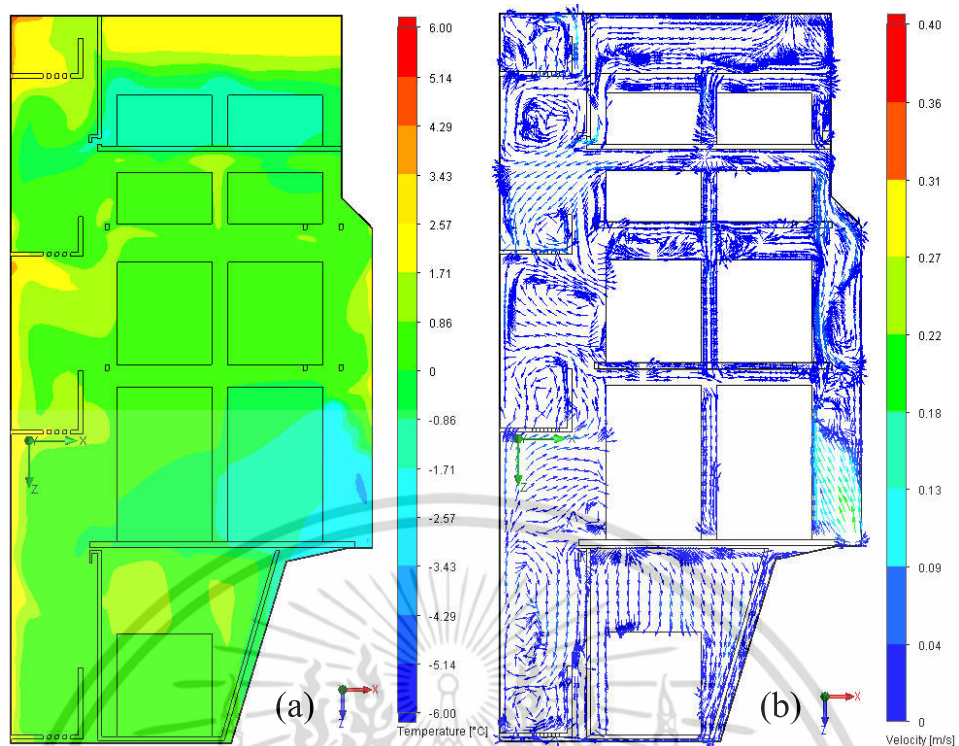
รูปที่ 5.14 ผลการกระจายอุณหภูมิภายในช่องแช่อาหารสดเปรียบเทียบระหว่างการใช้ชั้นวางบนและกลางแบบตันและแบบตะแกรง บนระนาบสมมาตร ($y = 22.5$ cm) บริเวณ (a) ด้านหน้า (b) กึ่งกลาง และ (c) ด้านหลัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

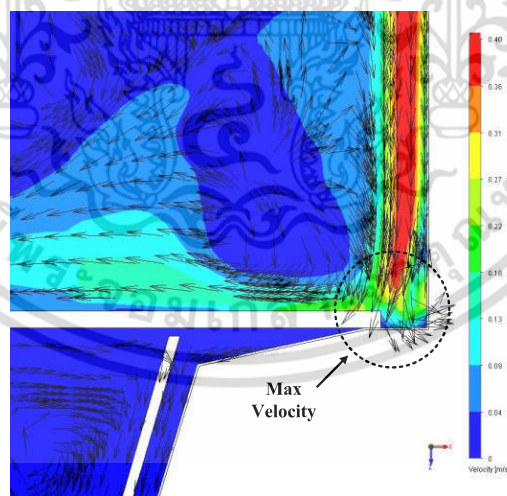
5.4.2 ตู้เย็นบรรจุไหลด

ในการทำงานเดียวกันกับกรณีที่มีการบรรจุไหลดภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็น เมื่อนำชั้นวางแบบตะแกรงมาใช้แทนชั้นวางแบบตันบริเวณชั้นวางบนและกลางจะได้ผลการกระจายอุณหภูมิและสนามการไหลแสดงดังรูปที่ 5.15 ซึ่งมีจำนวนเซลล์ทั้งหมดเท่ากับ 5,455,614 เซลล์ แบ่งเป็นเซลล์ในส่วนของไหล 3,538,040 เซลล์และเซลล์ในส่วนของแข็ง 1,917,574 เซลล์ จากรูปที่ 5.15a พบว่า การกระจายอุณหภูมิตลอดทั่วทั้งช่องแช่อาหารสดเป็นเนื้อเดียวกันมากขึ้นเช่นเดียวกับกรณีที่ไม่มีไหลด และเมื่อพิจารณาลักษณะของสนามความเร็ว จากรูปที่ 5.15b พบว่า มีความหนาแน่นของสนามความเร็วมากขึ้นบริเวณช่องว่างระหว่างชั้นวางหลักกับผนังด้านหลังตู้เย็นเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่ไม่มีการบรรจุไหลด ในทำงานเดียวกันกับกรณีการใช้ชั้นวางแบบตัน ความเร็วของอากาศจะสูงขึ้นตามแนวตั้งในทิศทางลง และจะมากที่สุดที่มุมด้านล่างของตู้เย็น ซึ่งมีค่าประมาณ $u \approx 0.32 \text{ m/s}$ ดังรูปที่ 5.16

นอกจากนี้จากรูปที่ 5.17 ซึ่งแสดงสนามความเร็วภายในตู้เย็นที่บรรจุไหลดระหว่างการใช้ชั้นวางแบบตันและแบบตะแกรง พบว่า กรณีที่ใช้ชั้นวางแบบตันจะเกิดการไหลวนของอากาศ (Air vortex) บริเวณด้านหน้าตู้เย็นในหลายตำแหน่ง และด้วยผลของการไหลวนของอากาศเหล่านี้ ทำให้อากาศเดิมจะรับความร้อนจากบริเวณโดยรอบซ้ำ ๆ ส่งผลให้อุณหภูมิในบริเวณนั้น ๆ มีค่าสูงขึ้น และเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่ใช้ชั้นวางแบบตะแกรงพบว่า การไหลวนของอากาศเกิดน้อยกว่าทำให้อุณหภูมิบริเวณด้านหน้าไม่สูง นอกจากนี้เมื่อพิจารณาบริเวณใต้ชั้นวางบน พบว่า กรณีที่ใช้ชั้นวางแบบตะแกรงอากาศจากช่องปล่อยบริเวณชั้นวางบนสามารถไหลลงมาสู่ชั้นวางกลางได้ปริมาณมากขึ้น ทำให้อุณหภูมิในบริเวณนี้มีค่าต่ำกว่ากรณีที่ใช้ชั้นวางแบบตัน ด้วยข้อสังเกตนี้ทำให้พิจารณาได้ว่าการมีการไหลวนของอากาศจำนวนมากจะส่งผลทำให้ประสิทธิภาพการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นลดลง

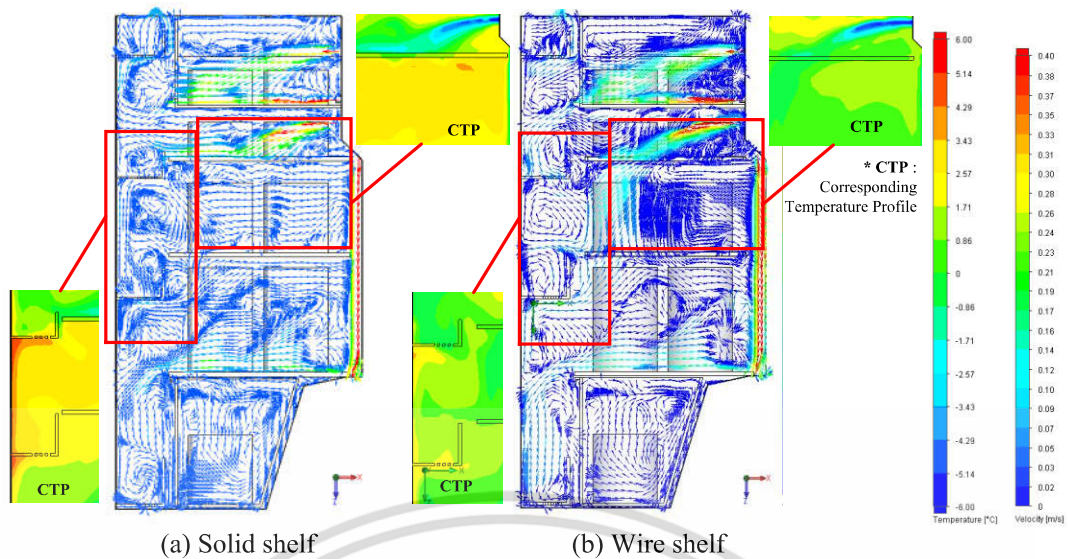


รูปที่ 5.15 (a) ผลการกระจายอุณหภูมิ และ (b) สนามความเร็วภายในตู้เย็นที่บรรจุหลอดบนระนาบสมมาตรของตู้เย็น ($y = 22.5$ cm) เมื่อใช้ชั้นวางแบบตะแกรง



รูปที่ 5.16 ภาพขยายของสนามความเร็ว) บนระนาบที่ตัดผ่านกึ่งกลางช่องปล่อยอากาศเข้า ($y = 16.0$ cm) บริเวณมุมล่างด้านหลังตู้เย็นที่มีการบรรจุหลอดใช้ชั้นวางแบบตะแกรง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.17 สนามความเร็วภายในตู้เย็นที่บรรจุหลอดพร้อมผลการกระจายอุณหภูมิที่เกิดขึ้น (Corresponding Temperature Profile : CTP) บนระนาบที่ตัดผ่านกึ่งกลางช่องปล่อยอากาศเข้า ($y = 16.0$ cm) เมื่อใช้ (a) ชั้นวางแบบตัน และ (b) ชั้นวางแบบตะแกรง

5.5 สรุปผลการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็น

จากตารางที่ 5.1 แสดงค่าอุณหภูมิเฉลี่ยภายในตู้เย็นที่มีโครงสร้างภายในช่องแช่อาหารสดลักษณะต่าง ๆ ได้แก่ ตู้เย็นไม่บรรจุหลอดที่ใช้ชั้นวางแบบตัน ตู้เย็นบรรจุหลอดที่ใช้ชั้นวางแบบตัน ตู้เย็นไม่บรรจุหลอดที่ใช้ชั้นวางแบบตะแกรง และตู้เย็นบรรจุหลอดที่ใช้ชั้นวางแบบตัน พบว่า บริเวณที่มีอุณหภูมิเฉลี่ยต่ำสุดจะอยู่ในบริเวณช่องแช่เนื้อและชั้นวางล่าง ในขณะที่บริเวณที่มีอุณหภูมิสูงกว่าจะอยู่ในบริเวณชั้นวางกลางและชั้นวางบน ซึ่งกรณีที่ใช้ชั้นวางแบบตันอุณหภูมิชั้นวางกลางจะมีอุณหภูมิสูงกว่าชั้นวางบน ในขณะที่กรณีการใช้ชั้นวางแบบตะแกรงทั้งสองบริเวณจะมีอุณหภูมิใกล้เคียงกัน

ตารางที่ 5.1 อุณหภูมิเฉลี่ยภายในตู้เย็นที่มีโครงสร้างภายในช่องแช่อาหารสดลักษณะต่าง ๆ

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย (°C)			
	ชั้นวางแบบตัน		ชั้นวางแบบตะแกรง	
	ไม่บรรจุหลอด	บรรจุหลอด	ไม่บรรจุหลอด	บรรจุหลอด
ช่องแช่เนื้อ	-0.81±2.10	-1.19±2.57	-0.63±2.21	-1.13±2.69
ชั้นวางบน	0.81±1.23	0.71±1.53	1.77±0.79	1.39±1.05
ชั้นวางกลาง	2.39±0.81	2.76±0.66	1.41±0.69	1.04±0.77
ชั้นวางล่าง	-0.04±1.06	-0.77±1.50	-0.46±1.10	-1.48±1.45
ช่องแช่ผัก	1.18±0.69	1.53±0.56	0.80±0.73	0.74±0.57

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

สรุปผลการวิจัย

ในบทนี้กล่าวถึงบทสรุปของการวิจัย ข้อเสนอแนะและแนวทางการนำองค์ความรู้ที่ได้จากการวิจัยไปใช้ต่อไป

6.1 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้ได้สร้างแบบจำลองการกระจายอุณหภูมิและการถ่ายเทความร้อนภายในช่องแช่อาหารสดของตู้เย็นแบบ 2 ประตูที่มีช่องแช่แข็งด้านบนด้วยวิธีการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล เพื่อนำผลการจำลองที่ได้มาวิเคราะห์ลักษณะการกระจายอุณหภูมิและการไหลของอากาศภายในที่เกิดขึ้น โดยตู้เย็นอยู่ภายใต้สภาวะที่มีการบรรจุไหลและไม่มีการบรรจุไหล จากการศึกษาพบว่า ลักษณะการกระจายอุณหภูมิภายในตู้เย็นไม่มีความสม่ำเสมอคือ เกิดการแบ่งชั้นกันของอุณหภูมิขึ้นอย่างชัดเจน โดยบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำจะอยู่ในบริเวณช่องแช่เนื้อและชั้นวางล่าง และด้วยลักษณะของชั้นวางเป็นแบบตันทำให้อากาศไม่สามารถลอยขึ้นไปสู่ด้านบนได้โดยสะดวก บริเวณที่มีอุณหภูมิสูงจึงอยู่ในบริเวณชั้นวางบนและชั้นวางกลาง

เมื่อบรรจุไหลเข้ามาภายในตู้เย็นพบว่า อุณหภูมิเฉลี่ยภายในตู้เย็นเพิ่มสูงขึ้นประมาณ 1 – 2 °C ในทุกบริเวณ ยกเว้นบริเวณด้านหลังของชั้นวางล่างที่มีอุณหภูมิต่ำลงกว่าตอนไม่มีไหล เนื่องจากมีการมีอยู่ของไหลส่งผลให้อากาศเย็นเคลื่อนที่ไปข้างหน้าได้ยากและสะสมอยู่ในบริเวณด้านหลังนี้ นอกจากนี้การบรรจุไหลยังส่งผลให้เกิดการไหลวนของอากาศเพิ่มขึ้นในหลายตำแหน่ง โดยเฉพาะบริเวณประตูตู้เย็น ซึ่งเป็นผลให้ประสิทธิภาพการใช้ประโยชน์จากอากาศเย็นที่ไหลเข้ามาใหม่ลดลง และนำไปสู่การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิในบริเวณที่เกิดการไหลวนนั้น

จากผลการศึกษาข้างต้นพบว่า ลักษณะของชั้นวางและการมีอยู่ของไหลมีผลอย่างมากต่อการกระจายอุณหภูมิภายในที่เกิดขึ้น อย่างไรก็ตามการบรรจุไหลภายในตู้เย็นเป็นสิ่งที่ไม่สามารถหลีกเลี่ยงได้ งานวิจัยนี้จึงได้เสนอแนวทางการปรับปรุงให้ลักษณะการกระจายอุณหภูมิดีขึ้น ด้วยการนำชั้นวางแบบตะแกรงมาใช้แทนชั้นวางแบบตันบริเวณชั้นวางบนและชั้นวางกลาง จากการศึกษาพบว่า การกระจายอุณหภูมิภายในดีขึ้นโดยสามารถลดอุณหภูมิลงได้ประมาณ 1 - 1.5 °C และเมื่อพิจารณาตอนบรรจุไหลพบว่า อุณหภูมิเฉลี่ยมีค่าสูงขึ้นในทุกบริเวณเช่นเดียวกับการใช้ชั้นวางแบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ต้นแต่มีค่าน้อยกว่า นอกจากนี้พบว่าการใช้ชิ้นวางแบบตะแกรงสามารถลดเกิดการไหลวนของอากาศ บริเวณด้านหน้าตู้เย็นลงได้

เมื่อเปรียบเทียบผลที่ได้จากแบบจำลองกับผลการทดลองพบว่า แบบจำลองตู้เย็นภายใต้สภาวะบรรจุและไม่บรรจุโพลีเอทิลีนที่มีการใช้ชิ้นวางแบบต้นและตะแกรงให้ผลการทำนายอุณหภูมิสอดคล้องกับผลที่ได้จากการทดลอง โดยมีค่าเฉลี่ยแตกต่างกันไม่เกิน ± 3.0 °C และเมื่อทดสอบด้วยวิธีทางสถิติพบว่าผลการทำนายอุณหภูมิของแบบจำลองทั้ง 4 โครงสร้างไม่แตกต่างจากผลการทดลองที่ระดับนัยสำคัญ 0.01

6.2 ข้อเสนอแนะ

แบบจำลองที่ได้จากการศึกษานี้สามารถนำไปใช้ต่อเพื่อเป็นเครื่องมือในการศึกษาผลของสภาวะการทำงานอื่น ๆ ที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนภายในตู้เย็นได้ เช่น ผลของอุณหภูมิจากช่องปล่อยอากาศ ผลของอัตราการถ่ายเทความร้อนจากผนัง ซึ่งสามารถกำหนดจากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม ปริมาณและรูปร่างของโพลีเอทิลีนที่บรรจุ เป็นต้น นอกจากนี้ผลจากแบบจำลองสามารถนำไปใช้เป็นข้อมูลพื้นฐานเพื่อเป็นแนวทางการปรับปรุงและพัฒนาการออกแบบตู้เย็นให้มีประสิทธิภาพทั้งทางด้านการใช้พลังงานและด้านความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์มากยิ่งขึ้น

เนื่องจากการตั้งสมมติฐานของแบบจำลองเป็นการคำนวณอยู่ภายใต้สภาวะคงตัว จากการศึกษาจึงพบว่าเกิดความคลาดเคลื่อนของผลที่ได้จากแบบจำลองอยู่ เพื่อพัฒนาและปรับปรุงให้แบบจำลองมีความถูกต้องและแม่นยำยิ่งขึ้น อาจพิจารณาการคำนวณให้อยู่ภายใต้สภาวะไม่คงตัว ซึ่งจะสามารถกำหนดให้อุณหภูมิจากบริเวณช่องปล่อยอากาศเข้ามีอุณหภูมิเปลี่ยนแปลงได้ตามเวลาการทำงานของรอบเครื่องอัดไอ นอกจากนี้กรณีที่มีการบรรจุโพลีเอทิลีนอาจนำผลของการแผ่รังสีความร้อนจากผิวของโพลีเอทิลีนมาพิจารณาด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

- ณัฐวุฒิ ชาวเมือง และวิสนีย์ ราชจำปี. 2555. “ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการกระจายอุณหภูมิภายในอุปกรณ์เก็บรักษาความเย็น.” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต. สาขาวิชาวิศวกรรมอาหาร คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- นวกัทร ทนุภาค. 2557. “เอกสารประกอบการสอนการถ่ายเทความร้อนและมวลสาร.” กรุงเทพฯ : สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. เอกสารอัดสำเนา.
- ปราโมทย์ เดชะอำไพ. 2553. **พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ : ด้วยระบบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์และไฟไนต์วอลุ่ม.** กรุงเทพฯ : สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
- รณชาติ มั่นศิลป์. 2551. “การจำลองและการตรวจสอบสภาพความถูกต้องทางความร้อนภายในห้องโดยสารรถยนต์ โดยใช้การคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล.” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต บัณฑิตวิทยาลัย, มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.
- สำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม. 2547. **มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม ตู้เย็นสำหรับใช้ในที่อยู่อาศัยเฉพาะด้านสิ่งแวดล้อม : ประสิทธิภาพพลังงาน.** มอก. 2186 2547.
- Belman-Flores, J.M., Gallegos-Muñoz, A. and Puente-Delgado, A. 2014. “Analysis of the temperature stratification of a no-frost domestic refrigerator with bottom mount configuration.” **Applied Thermal Engineering.** 65 : 299-307.
- Gupta, J.K., Gopal, M. R. and Chakraborty, S. 2007. “Modeling of a domestic frost-free refrigerator.” **International Journal of Refrigeration.** 30 : 311-322.
- Incropera, F. P. and David P. D. 2007. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer.** (6th ed.). Singapore : John Wiley & Sons.
- James, S.J., Evans, J. and James, C. 2008. “A review of the performance of domestic refrigerators.” **Journal of Food Engineering.** 87 : 2–10.
- Jiji, L. M. 2006. **Heat convection.** Berlin : Springer.
- Koutsoumanis, K. P. and Gougouli, M. 2015. “Use of time temperature integrators in food safety management.” **Trends in Food Science & Technology.** 43 : 236-244.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม (ต่อ)

- Laguerre, O. and Flick, D. 2004. "Heat transfer by natural convection in domestic refrigerators." **Journal of Food Engineering**. 62 : 79–88.
- Laguerre, O., Amara, S. B. and Flick, D. 2005. "Experimental study of heat transfer by natural convection in a closed cavity: application in a domestic refrigerator." **Journal of Food Engineering**. 70 : 523–537.
- Laguerre, O. Amara, S. B., Moureh, J. and Flick, D. 2007. "Numerical simulation of air flow and heat transfer in domestic refrigerators." **Journal of Food Engineering**. 81 : 144–156.
- Laguerre, O. and Flick, D. 2010. "Temperature prediction in domestic refrigerators: Deterministic and stochastic approaches." **International Journal of Refrigeration**. 33 : 41-51.
- McQuillan, F. J., Culham, J. R. and Yovanovich. M. M. 1984. **Properties of dry air at one atmosphere**. Waterloo : University of Waterloo.
- Melo, C., Silva, L. W. da. and Pereira, R. H. 2000. "Experimental evaluation of the heat transfer through the walls of household refrigerators." 353-360. in **Eighth International Refrigeration and Air Conditioning Conference.**, West Lafayette : Purdue University.
- National Oceanic and Atmospheric Administration. 1999. **CAMEO Chemicals -Cyclopentane**. [Online]. Available : <https://m.cameochemicals.noaa.gov/chris/CYP.pdf>
- Pittis, D. R. and Sissom, L. E. 1998. **Schaum's outline of theory and problems of heat transfer**. (2nd ed.). Singapore : McGraw-Hill.
- SolidWorks. 2011. **SolidWorks Flow Simulation 2011 Tutorial**. [Online]. Available : http://www.tep.engr.tu.ac.th/files/Class_Material/2_2014/ME200-ME485/Tutorial.pdf
- SolidWorks. 2012. **Flow Simulation 2012 Technical Reference**. [Online]. Available : https://d2t1xqejof9utc.cloudfront.net/files/18565/SW_CFD_technical_reference.pdf?1361897013

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม (ต่อ)

- Yang, K. S., Chang, W. R., Chen, I. Y. and Wang, C. C. 2010. “An investigation of a top-mounted domestic refrigerator.” *Energy Conversion and Management*. 51 : 1422–1427.
- Zhang, C. and Lian, Y. 2014. “Conjugate heat transfer analysis using a simplified household refrigerator model.” *International Journal of Refrigeration*. 45 : 210–222 .



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก

ผลการวิเคราะห์ทางสถิติ

การวิเคราะห์ทางสถิติแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่ การวิเคราะห์ความไวของขนาดเมชที่ใช้ในแบบจำลองนี้ เลือกใช้วิธีการทางสถิติสำหรับการทดสอบความแตกต่างของค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิที่ได้จากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับ ด้วยวิธีการวิเคราะห์ความแปรปรวนแบบทางเดียว (One-Way Analysis of Variance: One-Way ANOVA) และการวิเคราะห์อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและจากการทดลอง โดยการทดสอบค่าเฉลี่ย Independent-samples T-test ผ่านโปรแกรม IBM SPSS Statistics โดยผลการวิเคราะห์มีรายละเอียดดังนี้

ก.1 ขนาดเมชสำหรับตู้เย็นไม่บรรจุโหลด

การวิเคราะห์ความแปรปรวนแบบทางเดียวเพื่อทดสอบความแตกต่างของค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับ สำหรับตู้เย็นไม่บรรจุโหลด ที่ระดับความเชื่อมั่น 99% ($\alpha=0.01$) ได้ผลการวิเคราะห์ดังนี้

ตารางที่ ก.1 ข้อมูลเชิงพรรณนาของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับ กรณีตู้เย็นไม่บรรจุโหลด

Mesh levels	N	Mean	Std. Deviation	Std. Error	95% Confidence Interval		Min	Max
					for Mean			
					Lower Bound	Upper Bound		
1	249	1.4482	1.32548	.08400	1.2828	1.6137	-1.81	2.97
2	249	1.0607	1.29888	.08231	.8986	1.2228	-1.94	3.12
3	249	.9951	1.18839	.07531	.8467	1.1434	-2.05	2.67
Total	747	1.1680	1.28626	.04706	1.0756	1.2604	-2.05	3.12

ตารางที่ ก.2 ผลการทดสอบการกระจายของกลุ่มตัวอย่างค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับ กรณีตู้เย็นไม่บรรจุโหลด

Levene Statistic	df1	df2	Sig.
3.422	2	744	.033

* ข้อมูลในแต่ละกลุ่มมีการกระจายที่ไม่แตกต่างกันเนื่องจากค่าความน่าจะเป็น (Sig) ที่โปรแกรมคำนวณได้ มีค่ามากกว่าค่าระดับนัยสำคัญที่กำหนด ($\alpha=0.01$)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.3 ผลการวิเคราะห์ความแปรปรวนของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับ
กรณีตู้เย็นไม่บรรจุโหลด

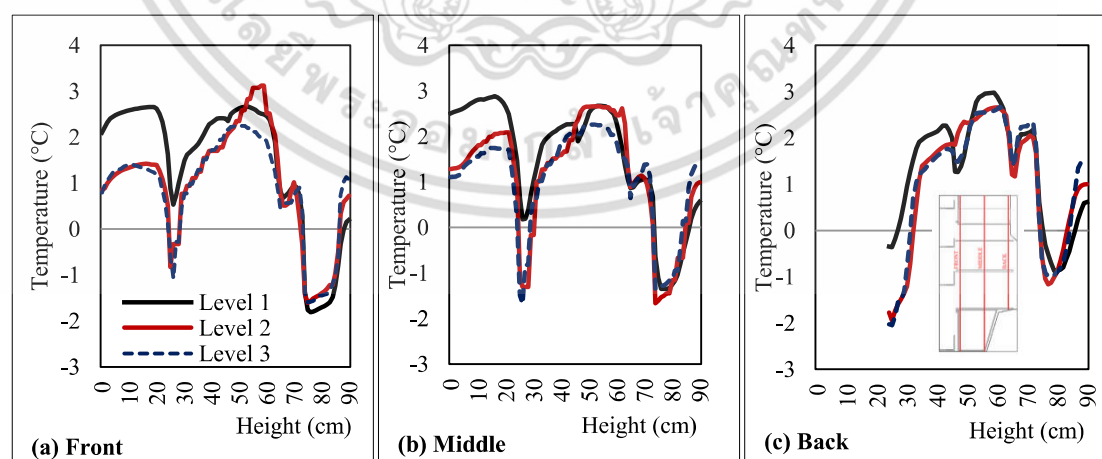
One-way ANOVA					
	Sum of Squares	df	Mean Square	F	Sig.
Between Groups	29.867	2	14.933	9.225	.000
Within Groups	1204.355	744	1.619		
Total	1234.221	746			

* อุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับแตกต่างกันอย่างน้อย 1 กลุ่ม เนื่องจากค่าความน่าจะเป็น (Sig) ที่โปรแกรมคำนวณได้มีค่าน้อยกว่าค่าระดับนัยสำคัญที่กำหนด ($\alpha=0.01$)

ตารางที่ ก.4 ค่าสถิติสำหรับทดสอบความแตกต่างของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับแบบจับคู่พหุคูณ (Multiple comparison) กรณีตู้เย็นไม่บรรจุโหลด

LSD						
(I) Mesh level	(J) Mesh level	Mean Difference (I-J)	Std. Error	Sig.	99% Confidence Interval	
					Lower Bound	Upper Bound
1	2	.38751 [*]	.11403	.001	.0930	.6820
	3	.45317 [*]	.11403	.000	.1587	.7476
2	1	-.38751 [*]	.11403	.001	-.6820	-.0930
	3	-.06566	.11403	.565	-.2288	.3601
3	1	-.45317 [*]	.11403	.000	-.7476	-.1587
	2	-.06566	.11403	.565	-.3601	.2288

* ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมชที่ระดับ 1 แตกต่างกับค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมชที่ระดับ 2 และ 3 ที่ระดับนัยสำคัญ 0.01 ในขณะที่ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมชที่ระดับ 2 และ 3 ไม่แตกต่างกันที่ระดับนัยสำคัญ 0.01



รูปที่ ก.1 อุณหภูมิที่ระดับการแบ่งขนาดเมชต่าง ๆ บนระนาบสมมาตรภายในตู้เย็นที่ไม่มีการบรรจุโหลดบริเวณ (a) ด้านหน้า (b) กึ่งกลาง และ (c) ด้านหลัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก.2 ขนาดเมชสำหรับตู้เย็นบรรจุโหลด

การวิเคราะห์ความแปรปรวนแบบทางเดียวเพื่อทดสอบความแตกต่างของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับ กรณีตู้เย็นบรรจุโหลด ที่ระดับความเชื่อมั่น 99% ($\alpha=0.01$) มีผลการวิเคราะห์ดังนี้

ตารางที่ ก.5 ข้อมูลเชิงพรรณนาของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับ กรณีตู้เย็นบรรจุโหลด

Mesh levels	N	Mean	Std. Deviation	Std. Error	95% Confidence Interval		Min	Max
					for Mean			
					Lower Bound	Upper Bound		
1	249	1.0208	1.50102	.09512	.8334	1.2081	-2.63	3.22
2	249	.8700	1.43996	.09125	.6902	1.0497	-2.93	2.80
3	249	1.0842	1.47327	.09336	.9003	1.2681	-2.75	3.14
Total	747	.9916	1.47240	.05387	.8859	1.0974	-2.93	3.22

ตารางที่ ก.6 ผลการทดสอบการกระจายของกลุ่มตัวอย่างค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับ กรณีตู้เย็นบรรจุโหลด

Levene Statistic	df1	df2	Sig.
.441	2	744	.644

* ข้อมูลในแต่ละกลุ่มมีการกระจายที่ไม่แตกต่างกันเนื่องจากค่าความน่าจะเป็น (Sig) ที่โปรแกรมคำนวณได้ มีค่ามากกว่าค่าระดับนัยสำคัญที่กำหนด ($\alpha=0.01$)

ตารางที่ ก.7 ผลการวิเคราะห์ความแปรปรวนของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับ กรณีตู้เย็นบรรจุโหลด

One-way ANOVA					
	Sum of Squares	df	Mean Square	F	Sig.
Between Groups	6.030	2	3.015	1.392	.249
Within Groups	1611.278	744	2.166		
Total	1617.308	746			

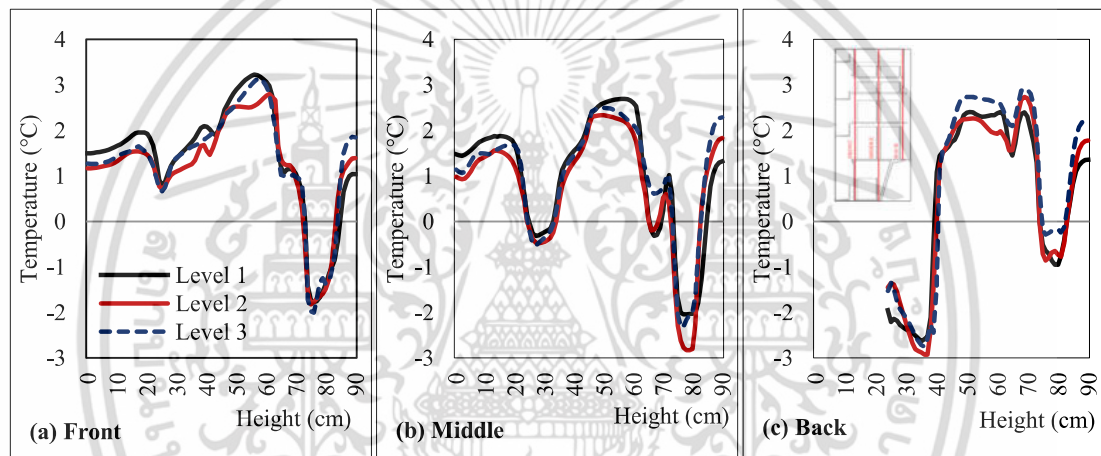
* ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับไม่แตกต่างกัน เนื่องจากค่าความน่าจะเป็น (Sig) ที่โปรแกรมคำนวณได้ มีค่ามากกว่าค่าระดับนัยสำคัญที่กำหนด ($\alpha=0.01$)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.8 ค่าสถิติสำหรับทดสอบความแตกต่างของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับแบบจับคู่พหุคูณ (Multiple comparison) กรณีผู้เย็นบรรจูลด

LSD						
(I) Mesh level	(J) Mesh level	Mean Difference (I-J)	Std. Error	Sig.	99% Confidence Interval	
					Lower Bound	Upper Bound
1	2	.15080	.13189	.253	-.1898	.4914
	3	-.06341	.13189	.631	-.4040	.2772
2	1	-.15080	.13189	.253	-.4914	.1898
	3	-.21422	.13189	.105	-.5548	.1264
3	1	.06341	.13189	.631	-.2772	.4040
	2	.21422	.13189	.105	-.1264	.5548

* ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการแบ่งขนาดเมช 3 ระดับไม่แตกต่างกันที่ระดับนัยสำคัญ 0.01



รูปที่ ก.2 อุณหภูมิที่ระดับการแบ่งขนาดเมชต่าง ๆ บนระนาบสมมาตรภายในตู้เย็นที่มีการบรรจุหลอด บริเวณ (a) ด้านหน้า (b) กึ่งกลาง และ (c) ด้านหลัง

ก.3 ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากแบบจำลองและการทดลอง กรณีผู้เย็นไม่บรรจูลด

การวิเคราะห์อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและจากการทดลอง สำหรับตู้เย็นไม่บรรจูลด จากการทดสอบค่าเฉลี่ย Independent-samples T-test ที่ระดับความเชื่อมั่น 99% มีผลการวิเคราะห์ดังนี้

ตารางที่ ก.9 ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและจากการทดลองกรณีผู้เย็นไม่บรรจูลด

Temperature	N	Mean	Std. Deviation	Std. Error Mean
Simulation	14	+0.6443	1.24245	0.33206
Experiment	14	-0.2214	1.62678	0.43478

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.10 ผลการวิเคราะห์ Independent-samples T-test ของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและจากการทดลองกรณีตู้เย็นไม่บรรจุโหลด ที่ระดับความเชื่อมั่น 99%

Temperature	Levene's Test		t-test for Equality of Means						
	F	Sig.	t	df	Sig. (2-tailed)	Mean Difference	Std. Error Difference	Confidence Interval of the Difference	
								Lower	Upper
Equal variances assumed	.520	.477	1.582	26	.126	.86571	.54708	-.65446	2.38588
Equal variances not assumed			1.582	24.316	.126	.86571	.54708	-.66273	2.39416

* ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและจากการทดลองไม่แตกต่างกัน เนื่องจากค่าความน่าจะเป็นที่โปรแกรมคำนวณได้ (Sig.=0.126) มีค่ามากกว่าค่าระดับนัยสำคัญที่กำหนด ($\alpha=0.01$)

ก.4 ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากแบบจำลองและการทดลอง กรณีตู้เย็นบรรจุโหลด

การวิเคราะห์อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและจากการทดลอง สำหรับตู้เย็นบรรจุโหลด จากการทดสอบค่าเฉลี่ย Independent-samples T-test ที่ระดับความเชื่อมั่น 99% มีผลการวิเคราะห์ดังนี้

ตารางที่ ก.11 ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและจากการทดลองกรณีตู้เย็นบรรจุโหลด

Temperature	N	Mean	Std. Deviation	Std. Error Mean
Simulation	14	+1.0771	1.15775	.30942
Experiment	14	+1.3857	1.79694	.48025

ตารางที่ ก.12 ผลการวิเคราะห์ Independent-samples T-test ของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและจากการทดลองกรณีตู้เย็นบรรจุโหลด ที่ระดับความเชื่อมั่น 99%

Temperature	Levene's Test		t-test for Equality of Means						
	F	Sig.	t	df	Sig. (2-tailed)	Mean Difference	Std. Error Difference	Confidence Interval of the Difference	
								Lower	Upper
Equal variances assumed	5.008	.034	-.540	26	.594	-.30857	.57130	-1.89605	1.27891
Equal variances not assumed			-.540	22.206	.594	-.30857	.57130	-1.91753	1.30039

* ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและจากการทดลองไม่แตกต่างกัน เนื่องจากค่าความน่าจะเป็นที่โปรแกรมคำนวณได้ (Sig.=0.594) มีค่ามากกว่าค่าระดับนัยสำคัญที่กำหนด ($\alpha=0.01$)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก.5 ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากแบบจำลองและการทดลองกรณีตู้เย็นไม่บรรจุโหลตและใช้ชั้นวางแบบตะแกรง

การวิเคราะห์อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและจากการทดลอง สำหรับตู้เย็นไม่บรรจุโหลตและใช้ชั้นวางบนและชั้นวางกลางแบบตะแกรง จากการทดสอบค่าเฉลี่ย Independent-samples T-test ที่ระดับความเชื่อมั่น 99% มีผลการวิเคราะห์ดังนี้

ตารางที่ ก.13 ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและจากการทดลองกรณีตู้เย็นไม่บรรจุโหลตและใช้ชั้นวางแบบตะแกรง

Temperature	N	Mean	Std. Deviation	Std. Error Mean
Simulation	14	.0593	1.10795	.29611
Experiment	14	-.7071	1.69908	.45410

ตารางที่ ก.14 ผลการวิเคราะห์ Independent-samples T-test ของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและจากการทดลองกรณีตู้เย็นไม่บรรจุโหลตและใช้ชั้นวางแบบตะแกรง ที่ระดับความเชื่อมั่น 99%

Temperature	Levene's Test		t-test for Equality of Means						
	F	Sig.	t	df	Sig. (2-tailed)	Mean Difference	Std. Error Difference	Confidence Interval of the Difference	
								Lower	Upper
Equal variances assumed	2.656	.115	1.414	26	.169	.76643	.54211	-.73995	2.27281
Equal variances not assumed			1.414	22.363	.171	.76643	.54211	-.75934	2.29220

* ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและจากการทดลองไม่แตกต่างกัน เนื่องจากค่าความน่าจะเป็นที่โปรแกรมคำนวณได้ (Sig.=0.169) มีค่ามากกว่าค่าระดับนัยสำคัญที่กำหนด ($\alpha=0.01$)

ก.6 ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากแบบจำลองและการทดลองกรณีตู้เย็นบรรจุโหลตและใช้ชั้นวางแบบตะแกรง

การวิเคราะห์อุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและจากการทดลอง สำหรับตู้เย็นบรรจุโหลตและใช้ชั้นวางบนและชั้นวางกลางแบบตะแกรง จากการทดสอบค่าเฉลี่ย Independent-samples T-test ที่ระดับความเชื่อมั่น 99% มีผลการวิเคราะห์ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.15 ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและจากการทดลอง กรณีผู้เย็นบรรจุไหลและใช้
ชั้นวางแบบตะแกรง

Temperature	N	Mean	Std. Deviation	Std. Error Mean
Simulation	14	.0786	.78944	.21099
Experiment	14	.3143	1.90055	.50794

ตารางที่ ก.16 ผลการวิเคราะห์ Independent-samples T-test ของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จาก
แบบจำลองและจากการทดลองกรณีผู้เย็นบรรจุไหลและใช้ชั้นวางแบบตะแกรง ที่ระดับ
ความเชื่อมั่น 99%

Temperature	Levene's Test		t-test for Equality of Means						
	F	Sig.	t	df	Sig. (2-tailed)	Mean Difference	Std. Error Difference	Confidence Interval of the Difference	
								Lower	Upper
Equal variances assumed	9.802	.004	-.429	26	.672	-.23571	.55002	-1.76406	1.29263
Equal variances not assumed			-.429	17.356	.674	-.23571	.55002	-1.82576	1.35433

* ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากแบบจำลองและจากการทดลองไม่แตกต่างกัน เนื่องจากค่าความน่าจะเป็นที่โปรแกรมคำนวณได้ (Sig.=0.674) มีค่ามากกว่าระดับนัยสำคัญที่กำหนด ($\alpha=0.01$)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ข
ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการทำวิทยานิพนธ์และได้รับการตีพิมพ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



HONG KONG

JUNE 8-10, 2016

Conference Proceedings

ICEAS

The International Conference on
Engineering and Applied Sciences

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ICEAS-17307

Heat transfer simulation in the fresh food compartment of a frost-free refrigerator

Nattawut Chaomuang* and Maradee Phongpipatpong

Department of Food Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Thailand
chaomuang.n@gmail.com

Abstract

This paper presents a numerical study of the steady-state convective heat transfer and air flow within a frost-free refrigerator with a top-mounted freezer. Only the fresh food compartment was studied under loaded and unloaded conditions. The modeling and simulation of heat transfer within the refrigerator was carried out using computational fluid dynamic (CFD) software. The numerical results were displayed in terms of temperature distribution and air velocity profile. Experiments were performed with a physical refrigerator to validate the simulation results. It was found that the simulation of air temperature distribution provided good agreement with the experimental values; the mean differences and its standard deviations of both values were $1.11 \pm 0.57^\circ\text{C}$ and $0.43 \pm 0.67^\circ\text{C}$ for unloaded and loaded conditions, respectively. This study provides better understanding to ensure safe storage of food products.

Keywords: Food safety; Refrigerator; Heat transfer; CFD; Simulation.

1. Introduction

The cold chain is the main supply chain that links manufacturers and consumers together in food industries. Temperature control throughout the cold chain of food products can be used effectively as a tool to ensure consumer safety. In the past decade, many countries have made an effort to reduce the risk of foodborne diseases by legislations and regulations, and enforcing the effective control systems, such as the Hazard Analysis and Critical Control Points (HACCP) or Good Manufacturing Practices (GMPs). Nevertheless, these systems can control food quality only in the earlier stages of the cold chain. Transportation, retail distribution and domestic storage of food are still in fluctuating condition and out of control, thus can cause a potential safety risk in food products. The domestic storage of food such as in refrigerators seems to be the weakest link in the chain, and this was proven by various published studies (Koutsoumanis & Gougouli, 2015; James et al., 2008; Laguerre & Flick, 2004). Those studies reported that many refrigerators were running at temperatures higher than the safety recommendation of 5°C . Therefore, the attempt should be made on food safety which directly affects consumer health. The safety and quality of food products are influenced by the product temperatures, which are dependent on the temperature distribution inside a refrigerator chamber. The improper

temperature and air velocity distribution can lead to food deterioration. Moreover, the performance of the refrigerator depends not only on the thermodynamic performance of the vapor compression system but also strongly on temperature and airflow distribution inside the storage chamber (Yang et al., 2010; Zhang & Lian, 2014). This needs a better understanding of the air flow and heat transfer phenomena in a refrigerator for safe storage.

Therefore this research was to investigate and characterize the heat transfer mechanism in the refrigerator. The specific aim of this work was to develop a CFD model for the loaded and unloaded frost-free refrigerator under steady state condition for the prediction of temperature and air velocity distribution in the fresh food compartment. Experiments were also performed to obtain the real situations inside the compartment empirically.

2. Materials and Methods

2.1 Experimentation

A frost-free refrigerator (Mitsubishi Electric MR-F26D) was used in this study. It is a two-door appliance including a freezer and a fresh food compartment situated separately, but only the fresh food compartment (0.45m×0.45m× 0.92m) was considered in this study. Two conditions were studied: an unloaded refrigerator and a refrigerator loaded with water-filled containers. All experiments were performed in a temperature-controlled room at a $24.5\pm 1.2^{\circ}\text{C}$. Air temperatures at different 15 positions on the symmetry plane of the refrigerator were measured using calibrated wireless digital thermometers (iButton DS1921G) with precision of $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$. The refrigeration operation reached steady state after running over 24 hours, the air temperatures were recorded every 1 min for 6 hours and the average value was calculated for each measurement point. In addition, the velocity of airflow at the inlet channel was measured with a hot-wire anemometer (Digicon DA-47). The surface temperatures of the outside walls were also measured with an infrared thermometer (Fluke-561). These measurements were used for the boundary conditions in the numerical model.

2.2 Mathematical modeling

The simulations were carried out using the finite volume commercial CFD software (Solidworks) in 3D and steady state condition. The basic principles in the flow module are governed by the Navier–Stokes equation system: the conservation of mass, momentum and energy (Jiji, 2006). The following simplifying assumptions were made for this numerical study: three-dimensional steady state heat transfer inside the fresh food compartment was assumed for both loaded and unloaded conditions. This heat transfer mechanism was dominated by natural convection since there was no mechanical fan exposed directly in the compartment. Regarding natural convection, laminar flow was analyzed since the obtained Rayleigh number (Ra) was 10^8 (the critical Ra of flow transition from laminar to turbulence is equal to 10^9) (Jiji, 2006).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ 189 อังอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The radiation within the compartment was neglected due to an absence of an evaporator in the compartment. Mass transfer mechanism was neglected for both loaded and unloaded conditions. For boundary conditions obtained from the measured data, uniform heat flux was assumed and overall heat transfer coefficients between external and internal walls (left, right, front and back) were calculated by the mean of thermal resistance. According to the measured data and the assumptions, boundary conditions for the simulation model are summarized in **Table 1**.

Table 1: Boundary conditions for heat transfer and air flow modeling in the fresh food compartment of the studied refrigerator.

Boundary	Heat transfer	Velocity
Inlet	Constant inlet air temperature,	Inlet velocity
zone A	$T_{\infty}=267.15\text{K}$	$V_{\infty}=0.3\text{ m/s}$
zone B	$T_{\infty}=267.15\text{K}$	$V_{\infty}=0.4(0i+0j+1k)\text{ m/s}$
Outlet	$T=283.15\text{K}$	Static pressure ($P=100000\text{ Pa}$)
Left, right and front walls	Outer wall $T_{\infty}=298.15\text{K}$, $U=0.39\text{ W/m}^2\text{ K}$	No slip
Back wall	$T_{\infty}=298.15\text{K}$, $U=0.19\text{ W/m}^2\text{ K}$	No slip
Other walls	Adiabatic	No slip
Dry air is used as a working fluid in the model.		

3. Results and discussion

The fresh food compartment of the frost-free refrigerator was considered in this study. The evaporator of this type of refrigerator is situated in the freezer. Air circulation is therefore generated by the difference (buoyancy) of air density caused by temperature gradients. **Fig.1** shows the characterization of air flow schematically within the refrigerator. Air first passes through the evaporator coils so that the air temperature and humidity are decreased. The cold and dry air is then circulated throughout the freezer compartment by the fan. Some of this air is also distributed into the fresh food compartment due to gravity. The cold air then absorbs heat and moisture from the air prevailing within the compartment. This increase in temperature causes the air to rise up, pass through the door shelves and flow into the outlet at the top of the compartment in order to release the heat and moisture to the evaporator. This flow circulation is maintained during the operation of the refrigerator.

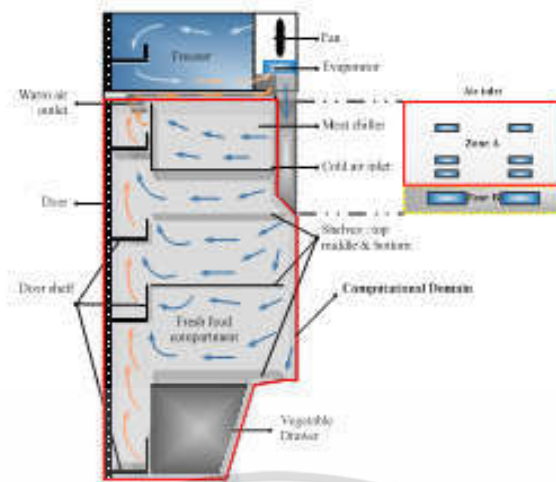


Fig. 1: Airflow characteristic in a frost-free refrigerator.

The temperature distributions and air velocity profiles in the fresh food compartment of unloaded and loaded refrigerators were simulated and shown in **Fig.2a-d**. According to the simulation results, there was overall heterogeneity and stratification in the temperature fields for both conditions. It was observed that the cold zones were situated in the meat chiller ($\sim -1.5-0^{\circ}\text{C}$). This can be explained by the positions of air inlets situated in the chiller and the chiller configuration which obstructs the flow and constitutes air recirculation at the front as it can be seen in **Fig.2c**. Apart from the chiller, the back area of a bottom shelf also had low temperature of -2°C approximately. This is caused by the influence of the buoyancy effect due to air temperature gradients. Cold air flows downwards along the back wall and its velocity increases until reach a maximum value ($\sim 0.15\text{ m/s}$) at the back area of a bottom shelf. However, it can be obviously seen that warmer temperature around $3-5^{\circ}\text{C}$ mostly was around the middle shelf. This is due to the fact that the location of the shelf itself and also the door shelves blocks the air flow from the bottom and the top. This confirmed by the velocity profile in this area is very low ($<0.03\text{m/s}$) and almost stagnant. Considering the horizontal direction, temperatures got higher from the back to the front since the air gained heat from its surroundings. Consequently, the air got lighter and flowed upwards along the door shelves to the outlet at the top of the compartment. The presence of products (loads) influenced the temperature field (**Fig.2b**). The temperature was mildly colder at the back of the bottom shelf ($\sim -3^{\circ}\text{C}$) compared to the unloaded condition. On the other hand, the temperature was warmer at the top shelf and the front along the door shelves since the presence of products blocked the air flow. It can be seen in **Fig.2d** shown the constitution of air recirculation loops at those areas and it gained heat from the door.

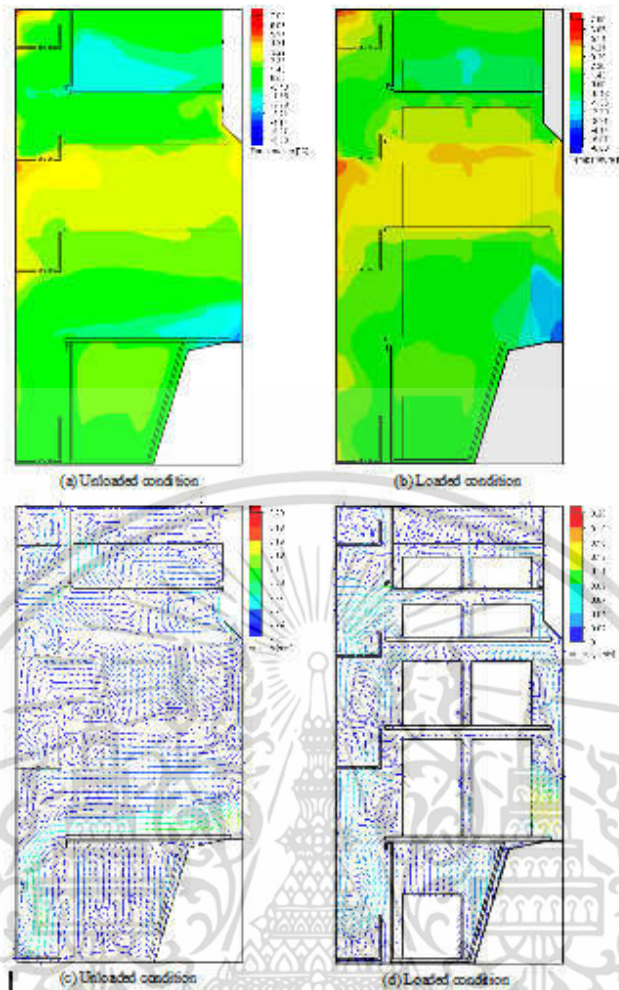


Fig. 2: Temperature fields (left) and airflow fields (right) on the symmetry plane ($x=0.23\text{m}$) of unloaded condition and loaded condition.

Comparisons between the simulation and experimental results for both conditions were carried out. **Fig. 3** shows the temperature variations along the symmetrical plane in the fresh food compartment for unloaded and loaded conditions. It can be noticed that the simulation values had the same trend as the experimental values, and both values were not different significantly with confidence interval of 99.9%. For the unloaded condition (**Fig.3a**), however, the simulation values were slightly higher which had the mean difference and its standard deviations of $1.11\pm 0.57^\circ\text{C}$. This might be caused by the fact that a constant air inlet temperature was used in the model, while in reality it would vary along the compressor cycle. Similarly, for the loaded condition (**Fig.3b**), the simulation values were slightly higher, but less than the unloaded condition (the mean difference and its standard deviations between both values was $0.43\pm 0.67^\circ\text{C}$). This can possibly be explained by the absence of radiation between product surface and the inner walls, which will be studied further in the future.

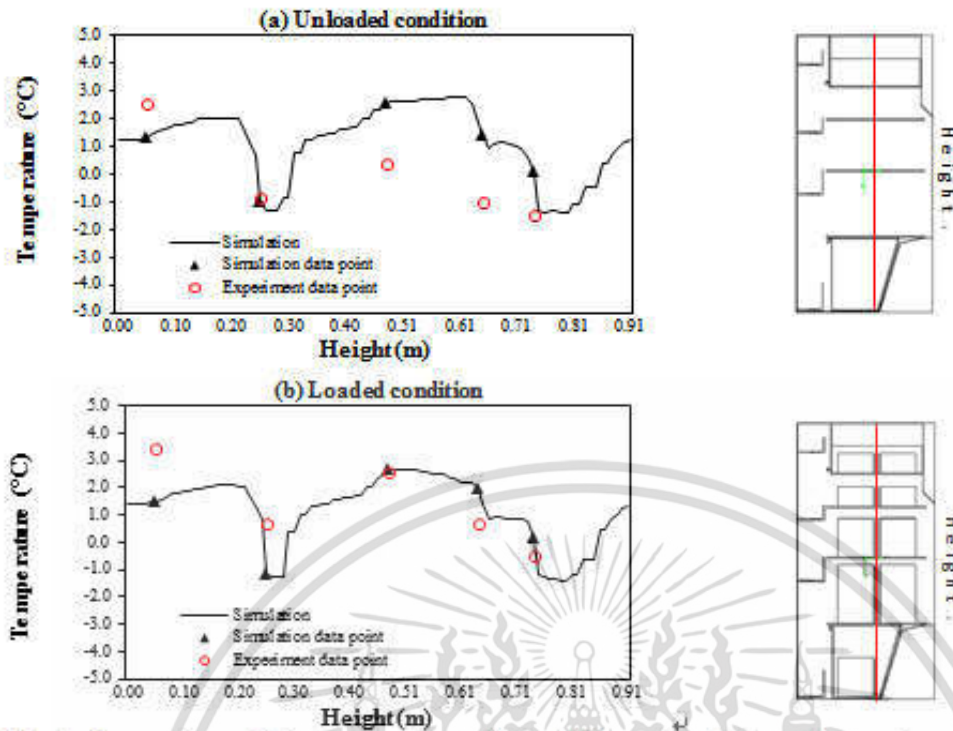


Fig. 3: Comparison of air temperatures obtained from simulation and experimentation in the fresh food compartment under (a) unloaded condition and (b) loaded condition.

5. Conclusion

A simplified model of heat transfer and airflow in the fresh food compartment of the two-door household refrigerator provided close agreement with the experimental values. The loaded refrigerator showed a significant influence on the temperature distribution since thermal stratification was observed along the back to front direction, which made the loaded compartment mildly warmer than the unloaded compartment ($\sim 0-1.5^{\circ}\text{C}$). As food quality greatly depends on the temperature variation, the recommendation follows that the placement of sensitive perishable foods at the center of the compartment including the door shelves should be avoided. Also, in order to avoid non-frozen foods from getting frozen, they should not be placed at the back of the bottom shelf.

6. Acknowledgements

The authors are grateful to Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang for supporting this research project.

7. References

- James, S.J., Evans, J. and James, C. (2008). A review of the performance of domestic refrigerators. *Journal of Food Engineering*, 87, 2–10.
- Jiji, L. M. (2006). *Heat convection*. Berlin : Springer

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และ 193 อังอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Koutsoumanis, K. P. and Gougouli, M. (2015). Use of time temperature integrators in food safety management. *Trends in Food Science & Technology*, 43, 236-244.
- Laguerre, O. and Flick, D. (2004). Heat transfer by natural convection in domestic refrigerators. *Journal of Food Engineering*, 62, 79–88.
- Yang, K. S., Chang, W. R., Chen, I. Y. and Wang, C. C. (2010). An investigation of a top-mounted domestic refrigerator. *Energy Conversion and Management*, 51, 1422–1427.
- Zhang, C. and Lian, Y. (2014). Conjugate heat transfer analysis using a simplified household refrigerator model. *International Journal of Refrigeration*, 45, 210-222.



ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล นายณัฐวุฒิ ชาวเมือง
 วัน เดือน ปีเกิด 27 กุมภาพันธ์ 2533 ที่สระบุรี
 ที่อยู่ 226 หมู่ 3 ถ.สนิทไชย ตำบลมวกเหล็ก อำเภอมวกเหล็ก
 จังหวัดสระบุรี 18180 โทร. 036-341459

ประวัติการศึกษา

พ.ศ. 2552-2555 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วศ.บ.) สาขาวิชา วิศวกรรมอาหาร
 (เกียรตินิยมอันดับ 1) คณะวิศวกรรมศาสตร์
 สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ความชำนาญเฉพาะด้าน - การศึกษาทางด้านการถ่ายเทความร้อน
 - การออกแบบระบบการทำความเย็น
 - การใช้งานโปรแกรมการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล (CFD)

รางวัลที่ได้รับระหว่างศึกษา

พ.ศ. 2555 เข็มเชิดชูเกียรติจากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหาร
 ลาดกระบัง ในฐานะนักศึกษาผู้มีผลการเรียนดี

พ.ศ. 2557 ทุนยกเว้นเงินค่าธรรมเนียมการศึกษาตลอดหลักสูตรวิศวกรรมศาสตร-
 มหบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมอาหาร จากคณะวิศวกรรมศาสตร์
 สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ประสบการณ์การทำงานและผลงานวิจัย

Chaouang, N. and Phongpipatpong, M. 2016. "Heat transfer simulation in the fresh food compartment of a frost-free refrigerator." 188-194. In *The 6th International Conference on Engineering and Applied Sciences (2016 ICEAS)*. Hong Kong : HEF.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้