

Heat Transfer and Flow Characteristics of HFC-134a During Condensation and  
Evaporation Inside Vertical Corrugated Tubes

Mr. Kanit Aroonrat B.Eng. (Mechanical Engineering)

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment  
of the Requirements for  
the Degree of Master of Engineering (Mechanical Engineering)  
Faculty of Engineering  
King Mongkut's University of Technology Thonburi  
2010

Thesis Committee

..... (Asst. Prof. Wisksanuruk Wechsato, Ph.D.)	Chairman of Thesis Committee
..... (Prof. Somchai Wongwises, Ph.D., Dr.-Ing.)	Member and Thesis advisor
..... (Prof. Somchart Chantasiriwan, Ph.D.)	Member
..... (Asst. Prof. Surachai Sanitjai, Ph.D.)	Member

Thesis Title	Heat Transfer and Flow Characteristics of HFC-134a During Condensation and Evaporation Inside Vertical Corrugated Tubes
Thesis Credits	12
Candidate	Mr. Kanit Aroonrat
Thesis Advisor	Prof. Dr. Somchai Wongwises
Program	Master of Engineering
Field of Study	Mechanical Engineering
Department	Mechanical Engineering
Faculty	Engineering
B.E.	2553

### Abstract

Nowadays, the thermal performance of heat transfer equipment can be improved by using heat transfer enhancement techniques. In general, heat transfer enhancement techniques are classified into two groups: active methods and passive methods. The rough surface technique is a passive method that usually involves surface modification to promote turbulent flow and increases the heat transfer surface area. Normally, smooth tubes are replaced by corrugated tubes in many heat exchangers. In the previous works, the heat transfer and flow characteristics of refrigerants have been studied by a large number of researchers, both theoretically and experimentally, mostly in horizontal smooth tubes. For this study, the aim is to experimentally investigation on the heat transfer and flow characteristics of the pure refrigerant HFC-134a during evaporation and condensation inside a vertical corrugated tube. The double tube test sections are 0.5 m long with refrigerant flowing in the inner tube and water flowing in the annulus. The inner tubes are one smooth tube and five corrugated tubes, which are constructed from smooth copper tube of 8.7 mm inner diameter. For the evaporation condition, the test runs are performed at evaporating temperatures of 10, 15, and 20 °C, heat fluxes of 20, 25, and 30 kW/m<sup>2</sup>, and mass fluxes of 200, 300, and 400 kg/m<sup>2</sup>s. In case of condensation condition, the test runs are done at condensing temperature of 40, 45, and 50 °C, heat fluxes of 20, 25, and 30 kW/m<sup>2</sup>, and mass fluxes of 300, 400, and 500 kg/m<sup>2</sup>s. The quality of the refrigerant in the test section is calculated using the temperature and pressure obtained from the experiment. The pressure drop across the test section is measured directly by a differential pressure transducer. The effects of heat flux, mass flux, and saturation temperature on the heat transfer coefficient and pressure drop are also discussed. The results obtained from the corrugated tube are compared

with those obtained from the smooth tube. It is observed that the heat transfer coefficient and pressure drop achieved from the corrugated tube are evidently higher than those obtained from the smooth tube. For the evaporation condition, the maximum heat transfer and two-phase friction factor enhancement is obtained up to 22 percent and 280 percent in comparison with the smooth tube, respectively. For the condensation condition, the maximum percentage increases of the heat transfer coefficient and the frictional pressure drop of the corrugated tubes compared with those of the smooth tube are 28 percent and 70 percent, respectively.

Keywords : Corrugated Tube/ Heat Transfer Coefficient/ Two-Phase Friction Factor/  
Vertical/ HFC-134a

หัวข้อวิทยานิพนธ์	ลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อนและการไหลของสารทำความเย็น HFC-134a ระหว่างการควบแน่น และการเดือดภายในท่อที่มีร่องซึ่งวางอยู่ในแนวดิ่ง
หน่วยกิต	12
ผู้เขียน	นายคณิต อรุณรัตน์
อาจารย์ที่ปรึกษา	ศ.ดร.สมชาย วงศ์วิเศษ
หลักสูตร	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
ภาควิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
คณะ	วิศวกรรมศาสตร์
พ.ศ.	2553

### บทคัดย่อ

ในปัจจุบันสมรรถนะทางความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถปรับปรุงให้ดีขึ้นได้โดยใช้เทคนิคการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนซึ่งแบ่งออกเป็น 2 วิธีการหลักคือ วิธีการ Active และวิธีการ Passive โดยเทคนิค Rough surface เป็นส่วนหนึ่งของวิธีการ Passive ซึ่งเป็นการดัดแปลงพื้นผิวเพื่อส่งเสริมการไหลแบบปั่นป่วนและเพิ่มพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน โดยทั่วไปแล้วท่อเรียบจะถูกแทนที่โดยท่อที่มีร่องในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนหลายๆชนิด จากงานวิจัยที่ผ่านมา ลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อนและการไหลของสารทำความเย็นถูกศึกษาเป็นจำนวนมากทั้งในด้านการคำนวณทางทฤษฎีและในด้านการทดลองจริง ซึ่งโดยส่วนใหญ่จะเป็นการศึกษาในท่อเรียบซึ่งวางอยู่ในแนวนอน สำหรับวัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์นี้เป็นการศึกษาโดยการทดลองเพื่อหา ลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อนและการไหลของสารทำความเย็น HFC-134a บริสุทธิ์ในระหว่างการระเหยและการควบแน่นภายในท่อที่มีร่องซึ่งวางอยู่ในแนวดิ่ง อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการทดสอบเป็นอุปกรณ์แบบท่อซ้อนท่อร่วมศูนย์แบบเหี่ยยตรงที่มีความยาว 0.5 เมตร โดยที่สารทำความเย็นไหลในท่อในและน้ำไหลในช่องวงแหวน โดยท่อในที่ใช้ในการทดสอบคือ ท่อเรียบจำนวน 1 ท่อและท่อที่มีร่องจำนวน 5 ท่อ ซึ่งท่อเหล่านี้ถูกสร้างจากท่อทองแดงตรงผิวเรียบโดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 8.7 มิลลิเมตร สำหรับการทดลองขณะเกิดการระเหย การทดลองกระทำที่อุณหภูมิของการระเหย 10, 15 และ 20 °C ฟลักซ์ความร้อนที่ 20, 25 และ 30 kW/m<sup>2</sup> และ ฟลักซ์มวลที่ 200, 300 และ 400 kg/m<sup>2</sup>.s ในกรณีของการทดลองขณะเกิดการควบแน่น การทดลองกระทำที่อุณหภูมิของการควบแน่น 40, 45 และ 50 °C ฟลักซ์ความร้อนที่ 20, 25 และ 30 kW/m<sup>2</sup> และ ฟลักซ์มวลที่ 300, 400 และ 500 kg/m<sup>2</sup>.s คุณภาพไอของสารทำความเย็นในท่อทดสอบถูกคำนวณโดย

ใช้ค่าอุณหภูมิและความดันที่ได้จากการวัดขณะทำการทดลอง ความดันลดยที่เกิดขึ้นในท่อทดสอบวัด และอ่านค่าโดยตรงจากเครื่องมือวัดความดันตกคร่อม อิทธิพลของฟลักซ์ความร้อน ฟลักซ์มวลและ อุณหภูมิอิมิตัวต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดยได้ถูกอภิปรายไว้เช่นเดียวกัน ผลการทดลองที่ได้มาจากท่อที่มีร่องถูกนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่ได้มาจากท่อเรียบ พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดยที่ได้จากการทดลองท่อที่มีร่องมีค่าสูงกว่าค่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดยที่ได้จากการทดลองท่อเรียบอย่างชัดเจน สำหรับการ ทดลองขณะเกิดการระเหย ค่าสูงสุดของการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบ ความเสียดทานสองสถานะมีค่าสูงถึงร้อยละ 22 และร้อยละ 280 เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเรียบ ตามลำดับ สำหรับการทดลองขณะเกิดการควบแน่น เปอร์เซ็นต์ที่เพิ่มขึ้นสูงสุดของสัมประสิทธิ์การ ถ่ายเทความร้อนและความดันลดยเนื่องจากแรงเสียดทานของท่อที่มีร่องเปรียบเทียบกับท่อเรียบมีค่า เท่ากับร้อยละ 28 และร้อยละ 70 ตามลำดับ

คำสำคัญ: ท่อที่มีร่อง/ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน/ ตัวประกอบความเสียดทานสองสถานะ/  
 แนวตั้ง/ HFC-134a

## **ACKNOWLEDGEMENT**

This research work would not have been possible without the help and active collaboration of many people to whom I acknowledge my indebtedness and sincere gratitude and appreciation. Firstly, I would like to express sincere thanks to my advisor, Prof. Dr. Somchai Wongwises, for his valuable suggestion, attentive interest, and kind recommendations in the present study. Sincere thank to the members of my dissertation committee for their valuable time and suggestions. I am very grateful to the Department of Mechanical Engineering, Energy Policy and Planning Office (EPPO) for providing the scholarship and financial support for this thesis. Thank you the student in the FUTURE Lab (Fluid Mechanics, Thermal Engineering and Multiphase Flow Research Laboratory) at mechanical engineering, King Mongkut's University of Technology Thonburi, for their help and guidance during my study. Finally, I would like to thank my family for their support, encouragement, endless love and understanding throughout my study program.

# CONTENTS

	<b>PAGE</b>
ENGLISH ABSTRACT	ii
THAI ABSTRACT	iv
ACKNOWLEDGEMENT	vi
CONTENTS	vii
LIST OF TABLES	ix
LIST OF FIGURES	x
LIST OF SYMBOLS	xviii
<b>CHAPTER</b>	
<b>1. INTRODUCTION</b>	<b>1</b>
1.1 Rationale	1
1.2 Literature review	2
1.3 Objectives	4
1.4 Scopes	4
 <b>2. BACKGROUND KNOWLEDGE</b>	 <b>5</b>
2.1 Two-phase flow patterns	5
2.2 Heat transfer enhancement techniques	8
 <b>3. EXPERIMENTAL APPARATUS</b>	 <b>14</b>

<b>4. DATA REDUCTION</b>	<b>20</b>
4.1 The inlet vapor quality of the test section	20
4.2 The outlet vapor quality of the test section	20
4.3 Average heat transfer coefficient	21
4.4 Two-phase friction factor	22
<b>5. RESULTS AND DISCUSSION</b>	<b>24</b>
5.1 Heat transfer and flow characteristics of HFC-134a during evaporation inside vertical corrugated tube	24
5.2 Heat transfer and flow characteristics of HFC-134a during condensation inside vertical corrugated tube	59
<b>6. CONCLUSION AND RECOMMENDATIONS FOR FUTURE WORK</b>	<b>77</b>
6.1 Conclusion	77
6.2 Recommendations for Future Work	80
<b>REFERENCES</b>	<b>81</b>
<b>CIRRICULUM VITAE</b>	<b>85</b>



## LIST OF TABLES

TABLE	PAGE
2.1 Classification of various heat transfer enhancement techniques	9
3.1 The dimensions of the test sections	18
3.2 Experimental conditions	19
3.3 Uncertainties of measured quantities and calculated parameters	19

## LIST OF FIGURES

FIGURE	PAGE
2.1 Flow pattern in vertical co-current flow	6
2.2 Treated surfaces	9
2.3 Rough surfaces	10
2.4 Extended surfaces	11
2.5 Displaced enhancements	12
2.6 Swirl-flow devices	12
3.1 Schematic diagram of the experimental apparatus	14
3.2 Schematic diagram of the test section	17
3.3 Sketch and actual photograph of the corrugated tube	18
5.1 Comparison of experimental evaporation heat transfer coefficient data with existing correlation	25
5.2 Effect of mass flux on evaporation heat transfer coefficient for a smooth tube	26
5.3 Effect of mass flux on evaporation heat transfer coefficient for a tube with $p = 12.7$ mm and $e = 0.5$ mm	26
5.4 Effect of mass flux on evaporation heat transfer coefficient for a tube with $p = 12.7$ mm and $e = 1$ mm	27
5.5 Effect of mass flux on evaporation heat transfer coefficient for a tube with $p = 8.46$ mm and $e = 1$ mm	27
5.6 Effect of mass flux on evaporation heat transfer coefficient for a tube with $p = 6.35$ mm and $e = 1$ mm	28

5.7	Effect of heat flux on evaporation heat transfer coefficient for a smooth tube	29
5.8	Effect of heat flux on evaporation heat transfer coefficient for a tube with $p = 12.7$ mm and $e = 0.5$ mm	29
5.9	Effect of heat flux on evaporation heat transfer coefficient for a tube with $p = 12.7$ mm and $e = 0.75$ mm	30
5.10	Effect of heat flux on evaporation heat transfer coefficient for a tube with $p = 12.7$ mm and $e = 1$ mm	30
5.11	Effect of heat flux on evaporation heat transfer coefficient for a tube with $p = 8.46$ mm and $e = 1$ mm	31
5.12	Effect of saturation temperature on evaporation heat transfer coefficient for a smooth tube	32
5.13	Effect of saturation temperature on evaporation heat transfer coefficient for a tube with $p = 12.7$ mm and $e = 0.5$ mm	32
5.14	Effect of saturation temperature on evaporation heat transfer coefficient for a tube with $p = 12.7$ mm and $e = 1$ mm	33
5.15	Effect of saturation temperature on evaporation heat transfer coefficient for a tube with $p = 8.46$ mm and $e = 1$ mm	33
5.16	Effect of saturation temperature on evaporation heat transfer coefficient for a tube with $p = 6.35$ mm and $e = 1$ mm	34
5.17	Effect of corrugation pitch on evaporation heat transfer coefficient for $G = 200$ kg/m <sup>2</sup> s, $q'' = 20$ kW/m <sup>2</sup> and $T = 20$ °C	35
5.18	Effect of corrugation pitch on evaporation heat transfer coefficient for $G = 300$ kg/m <sup>2</sup> s, $q'' = 20$ kW/m <sup>2</sup> and $T = 20$ °C	36

5.19	Effect of corrugation pitch on evaporation heat transfer coefficient for $G = 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$ and $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	36
5.20	Effect of corrugation pitch on evaporation heat transfer coefficient for $G = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 25 \text{ kW/m}^2$ and $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	37
5.21	Effect of corrugation pitch on evaporation heat transfer coefficient for $G = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 30 \text{ kW/m}^2$ and $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	37
5.22	Effect of corrugation pitch on evaporation heat transfer coefficient for $G = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$ and $T = 15 \text{ }^\circ\text{C}$	38
5.23	Effect of corrugation pitch on evaporation heat transfer coefficient for $G = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$ and $T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$	38
5.24	Effect of corrugation depth on evaporation heat transfer coefficient for $G = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$ and $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	39
5.25	Effect of corrugation depth on evaporation heat transfer coefficient for $G = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$ and $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	40
5.26	Effect of corrugation depth on evaporation heat transfer coefficient for $G = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 25 \text{ kW/m}^2$ and $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	40
5.27	Effect of corrugation depth on evaporation heat transfer coefficient for $G = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 30 \text{ kW/m}^2$ and $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	41
5.28	Effect of corrugation depth on evaporation heat transfer coefficient for $G = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$ and $T = 15 \text{ }^\circ\text{C}$	41
5.29	Effect of corrugation depth on evaporation heat transfer coefficient for $G = 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$ and $T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$	42
5.30	Comparison of experimental evaporation frictional pressure drop data with existing correlation	44

5.31	Effect of mass flux on evaporation two-phase friction factor for a smooth tube	44
5.32	Effect of mass flux on evaporation two-phase friction factor for a tube with $p = 12.7$ mm and $e = 0.5$ mm	45
5.33	Effect of mass flux on evaporation two-phase friction factor for a tube with $p = 12.7$ mm and $e = 0.75$ mm	45
5.34	Effect of mass flux on evaporation two-phase friction factor for a tube with $p = 6.35$ mm and $e = 1$ mm	46
5.35	Effect of mass flux on evaporation two-phase friction factor for a tube with $p = 8.46$ mm and $e = 1$ mm	46
5.36	Effect of heat flux on evaporation two-phase friction factor for a smooth tube	47
5.37	Effect of heat flux on evaporation two-phase friction factor for a tube with $p = 12.7$ mm and $e = 0.75$ mm	48
5.38	Effect of heat flux on evaporation two-phase friction factor for a tube with $p = 8.46$ mm and $e = 1$ mm	48
5.39	Effect of heat flux on evaporation two-phase friction factor for a tube with $p = 12.7$ mm and $e = 1$ mm	49
5.40	Effect of saturation temperature on evaporation two-phase friction factor for a smooth tube	49
5.41	Effect of saturation temperature on evaporation two-phase friction factor for a tube with $p = 12.7$ mm and $e = 0.5$ mm	50
5.42	Effect of saturation temperature on evaporation two-phase friction factor for a tube with $p = 12.7$ mm and $e = 1$ mm	50

5.43	Effect of saturation temperature on evaporation two-phase friction factor for a tube with $p = 8.46$ mm and $e = 1$ mm	51
5.44	Effect of corrugation pitch on evaporation two-phase friction factor for $G = 200$ kg/m <sup>2</sup> s, $q'' = 20$ kW/m <sup>2</sup> and $T = 20$ °C	52
5.45	Effect of corrugation pitch on evaporation two-phase friction factor for $G = 300$ kg/m <sup>2</sup> s, $q'' = 20$ kW/m <sup>2</sup> and $T = 20$ °C	52
5.46	Effect of corrugation pitch on evaporation two-phase friction factor for $G = 400$ kg/m <sup>2</sup> s, $q'' = 20$ kW/m <sup>2</sup> and $T = 20$ °C	53
5.47	Effect of corrugation pitch on evaporation two-phase friction factor for $G = 200$ kg/m <sup>2</sup> s, $q'' = 20$ kW/m <sup>2</sup> and $T = 10$ °C	53
5.48	Effect of corrugation pitch on evaporation two-phase friction factor for $G = 200$ kg/m <sup>2</sup> s, $q'' = 20$ kW/m <sup>2</sup> and $T = 15$ °C	54
5.49	Effect of corrugation pitch on evaporation two-phase friction factor for $G = 300$ kg/m <sup>2</sup> s, $q'' = 30$ kW/m <sup>2</sup> and $T = 20$ °C	54
5.50	Effect of corrugation depth on evaporation two-phase friction factor for $G = 200$ kg/m <sup>2</sup> s, $q'' = 20$ kW/m <sup>2</sup> and $T = 20$ °C	56
5.51	Effect of corrugation depth on evaporation two-phase friction factor for $G = 300$ kg/m <sup>2</sup> s, $q'' = 20$ kW/m <sup>2</sup> and $T = 20$ °C	56
5.52	Effect of corrugation depth on evaporation two-phase friction factor for $G = 400$ kg/m <sup>2</sup> s, $q'' = 20$ kW/m <sup>2</sup> and $T = 20$ °C	57
5.53	Effect of corrugation depth on evaporation two-phase friction factor for $G = 200$ kg/m <sup>2</sup> s, $q'' = 20$ kW/m <sup>2</sup> and $T = 10$ °C	57
5.54	Effect of corrugation depth on evaporation two-phase friction factor for $G = 300$ kg/m <sup>2</sup> s, $q'' = 30$ kW/m <sup>2</sup> and $T = 20$ °C	58

5.55	Effect of corrugation depth on evaporation two-phase friction factor for $G = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 25 \text{ kW/m}^2$ and $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	58
5.56	Comparison of experimental condensation heat transfer coefficient data with existing correlation	59
5.57	Effect of mass flux on condensation heat transfer coefficient for a smooth tube	61
5.58	Effect of mass flux on condensation heat transfer coefficient for a tube with $p = 6.35 \text{ mm}$ and $e = 1 \text{ mm}$	61
5.59	Effect of heat flux on condensation heat transfer coefficient for a smooth tube	62
5.60	Effect of heat flux on condensation heat transfer coefficient for a tube with $p = 6.35 \text{ mm}$ and $e = 1 \text{ mm}$	62
5.61	Effect of saturation temperature on condensation heat transfer coefficient for a smooth tube	63
5.62	Effect of saturation temperature on condensation heat transfer coefficient for a tube with $p = 6.35 \text{ mm}$ and $e = 1 \text{ mm}$	64
5.63	Effect of corrugation pitch on condensation heat transfer coefficient for $G = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$ and $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	65
5.64	Effect of corrugation pitch on condensation heat transfer coefficient for $G = 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$ and $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	65
5.65	Effect of corrugation pitch on condensation heat transfer coefficient for $G = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 25 \text{ kW/m}^2$ and $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	66
5.66	Effect of corrugation depth on condensation heat transfer coefficient for $G = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$ and $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	67

5.67	Effect of corrugation depth on condensation heat transfer coefficient for $G = 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$ and $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	67
5.68	Effect of corrugation depth on condensation heat transfer coefficient for $G = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 25 \text{ kW/m}^2$ and $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	68
5.69	Effect of mass flux on condensation frictional pressure drop for a smooth tube	69
5.70	Effect of mass flux on condensation frictional pressure drop for a tube with $p = 6.35 \text{ mm}$ and $e = 1 \text{ mm}$	70
5.71	Effect of heat flux on condensation frictional pressure drop for a smooth tube	70
5.72	Effect of heat flux on condensation frictional pressure drop for a tube with $p = 6.35 \text{ mm}$ and $e = 1 \text{ mm}$	71
5.73	Effect of saturation temperature on condensation frictional pressure drop for a smooth tube	72
5.74	Effect of saturation temperature on condensation frictional pressure drop for a tube with $p = 6.35 \text{ mm}$ and $e = 1 \text{ mm}$	72
5.75	Effect of corrugation pitch on condensation frictional pressure drop for $G = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$ and $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	74
5.76	Effect of corrugation pitch on condensation frictional pressure drop for $G = 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$ and $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	74
5.77	Effect of corrugation pitch on condensation frictional pressure drop for $G = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 25 \text{ kW/m}^2$ and $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	75
5.78	Effect of corrugation depth on condensation frictional pressure drop for $G = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$ and $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	75



5.79	Effect of corrugation depth on condensation frictional pressure drop	76
	for $G = 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$ and $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	
5.80	Effect of corrugation depth on condensation frictional pressure drop	76
	for $G = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , $q'' = 25 \text{ kW/m}^2$ and $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	

## LIST OF SYMBOLS

A	surface area of the test section, $\text{m}^2$
$c_p$	specific heat at constant pressure, $\text{J/kg K}$
d	tube diameter, m
e	depth of corrugation, mm
f	friction factor
G	mass flux, $\text{kg/m}^2 \text{ s}$
g	gravitational acceleration, $\text{m/s}^2$
h	heat transfer coefficient, $\text{W/m}^2 \text{ K}$
i	specific enthalpy, $\text{J/kg}$
$i_{fg}$	specific enthalpy of vaporization, $\text{J/kg}$
k	thermal conductivity, $\text{W/m K}$
m	mass flow rate, $\text{kg/s}$
P	pressure, Pa
p	pitch of corrugation, mm
Q	heat transfer rate, W
$q''$	heat flux, $\text{kW/m}^2$
Re	Reynolds number
T	temperature, $^{\circ}\text{C}$
x	vapor quality
z	axial coordinate, m

**Greek symbols**

$\alpha$	void fraction
$\mu$	dynamic viscosity, kg/m s
$\theta$	helix angle, deg
$\rho$	density, kg/m <sup>3</sup>
$\Delta P$	pressure drop, kPa/m

**Subscripts**

avg	average
eq	equivalent
F	frictional term
G	gravitational term
g	gas/vapor
i	inside
in	inlet
l	liquid
M	momentum term
o	outside
out	outlet
ph	pre-heater
ref	refrigerant
sat	saturation
TS	test section
tp	two-phase
w	water
wi	inner wall