[illegible]

แบบแสดงหลักฐานการมีส่วนร่วมในผลงานทางวิชาการ

☐ บทความทางวิชาการ ☐ ตำรา ☐ หนังสือ ☒ ผลงานวิจัย ☐ ผลงานทางวิชาการในลักษณะอื่น

ชื่อเรื่อง

Analysis of a combined Rankine–vapour–compression refrigeration cycle

ชื่อวารสาร/ ชื่อการประชุม

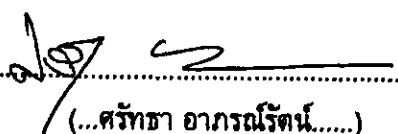
Energy Conversion and Management

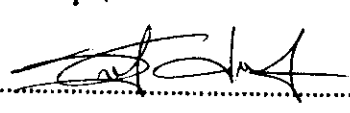
วันเดือนปีที่ตีพิมพ์/ นำเสนอ

Volume 51, Issue 12, December 2010, Pages 2557-2564

ผู้ร่วมงาน จำนวน.....2.....คน แต่ละคนมีส่วนร่วมดังนี้ :

ชื่อ-สกุลผู้วิจัย	ปริมาณงานร้อยละ	หน้าที่รับผิดชอบ
1. Satha Aphomratana*,** ศรัทธา อภรณ์รัตน์	50%	ดำเนินการวิจัย ประมวลและ วิเคราะห์ผลและสรุปผล
2. Thanarath Sriveerakul ธนรัฐ ศรีวีระกุล	50%	รวบรวมผลการวิจัย ประมวลและ วิเคราะห์ผลและสรุปผล

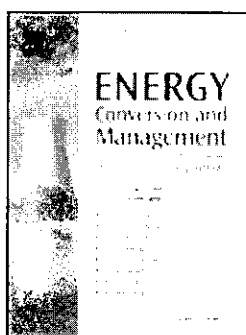
ลงชื่อ.....
(...ศรัทธา อภรณ์รัตน์.....)

ลงชื่อ.....
(...ธนรัฐ ศรีวีระกุล.....)

วันที่.....1-2-54.....

*First Author

**Corresponding Author



ISSN: 0196-8904

Imprint: ELSEVIER

Actions

- [Submit Article](#)
- [Order Journal](#)
- [Recommend to Friend](#)
- [Bookmark this Page](#)
- [Subscribe to RSS feed](#)

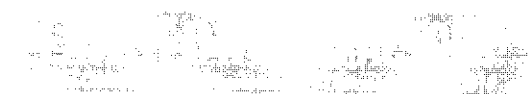
Facts & Figures

→ **Impact Factor:** 1.944**5-Year Impact Factor:** 2.465**Issues per year:** 12

The Journal provides a forum for publishing original contributions and comprehensive technical review articles of interdisciplinary and original research in static and dynamic energy conversion; energy efficiency and management; heat pipes; thermosyphons and capillary pumped loops; thermal management of spacecraft; space and terrestrial power systems; hydrogen production and storage; renewable energy; nuclear power; single and combined cycles; miniaturized energy conversion and power systems; fuel cells and advanced batteries; and water management and desalination. Papers of high technical merit addressing significant advances in the field and state-of-the-art developments are sought. All sources, forms, storage, and uses and all conversion phenomena of energy are appropriate, whether static or dynamic conversion systems and processes and energy storage. This includes, but is not limited to, solar, nuclear, fossil, geothermal, wind, hydro, and biomass, process heat, electrolysis, heating and cooling, and electric drive applications, as well as commercial, space, industrial, transportation and residential applications. Energy conversion includes, but is not limited to, thermoelectricity; thermionic; photoelectric, thermal-photovoltaic; magneto-hydrodynamic; Brayton, Diesel, Rankine and combined cycles, and Stirling engines; hydrogen and other advanced fuel cells; and various forms of batteries, and energy storage. As all these topics are constrained by official energy policy, articles on energy policy that impact the evolution of these technologies will be accepted. As the Journal is international in scope, papers dealing with state-of-the-art developments in various nations, or comparative studies of energy conversion and management in several countries will be accepted.

[Hide Aims & Scope](#)**Editor-in-Chief:**[J. Denton](#)

1.944



energylocate

CONVERTING ENERGY EFFICIENTLY

- [Articles](#)
- [Issues](#)

Recent | [Top 10 Cited](#) | [Most Downloaded](#)

Fri Jan 21 21:31:47 GMT 2011

1. **Novel synthesis of LiMn₂O₄ with large tap density by oxidation of manganese powder**

Energy Conversion and Management, Volume 52, Issue 4, April 2011, Pages 2009-2014

ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT

Editors

DR JESSE C. DENTON
P.O. Box 355, Belton,
TX 76513, U.S.A.

PROFESSOR DR SÜMER ŞAHİN
ATILIM University, Faculty of Engineering
06836 İncek, Gölbaşı, Ankara, Türkiye

Editorial Assistant ELIZABETH DENTON

Editorial Board

PROFESSOR ANTOINE ALEMANY
IMG
Laboratory Ecoulements
Geophysiques et Industriels (LEGI)
Boite Postale 53
F-38041 Grenoble Cedex 9
France

PROFESSOR MOHAMED AL-NIMR
Department of Mechanical Engineering
Jordan University of Science & Technology
P.O. Box 2030, Irbid 22110, Jordan

PROFESSOR A. JOHN APPLEBY
Director, Center for Electrochemical
Systems and Hydrogen Research
238 Wisenbaker Engineering
The Texas A&M University System
College Station
TX 77843-3042
U.S.A.

PROFESSOR SOUVIK BHATTACHARYYA
Department of Mechanical Engineering
Indian Institute of Technology
Kharagpur
721 302
India

DR KARL W. BOER
10057 Orchid Ridge Lane
Bonita Springs, FL 34135
U.S.A.

PROFESSOR DR DHARAM BUDDHI
School of Energy and Environmental Studies
Devi Ahila University
Takshashila Campus
Khandwa Road
Indore 452 017
India

PROFESSOR MOHAMED EL-GENK
Institute for Space and Nuclear
Power Studies
University of New Mexico
Albuquerque, NM 87131
U.S.A.

PROFESSOR DR CHRISTOS
A. FRANGOPOULOS
Department of Naval Architecture
and Marine Engineering
National Technical University of Athens
Heroon Polytechniou 9
15773 Zografou, Greece

PROFESSOR ANTONIO PRALON
FERREIRA LEITE
Solar Energy Laboratory
Federal University of Paraíba
Cidade Universitaria
58051-900 Joao Pessoa - PB, Brazil

PROFESSOR NOAM LIOR
212 Towne Building
University of Pennsylvania
Philadelphia, PA 19104-6315, U.S.A.

PROFESSOR GIAMPAOLO MANFRIDA
Dipartimento di Energetica
"Sergio Stecco"
Universita di Firenze
Via S. Marta 3, 50139 Firenze, Italy

PROFESSOR JOSE M. MARTINEZ-VAL
Madrid Polytechnic University
ETSII
J. Gutierrez Abascal, 2
28006 Madrid
Spain

PROFESSOR C. D. RAKOPOULOS
Director, Internal Combustion Engines
Laboratory
National Technical University of Athens
9 Heroon Polytechnion St.
Zografou Campus
15780 Athens, Greece

PROFESSOR D. MICHAEL ROWE
Distinguished Research Professor
School of Engineering
Cardiff University
Newport Road
Cardiff, CF24 1XF, U.K.

PROFESSOR DR WANG RUZHU
Director, Institute of Refrigeration &
Cryogenics
Engineering Research Center for Solar Energy
MOE China, 800 Dongchuan Road
Shanghai 200240, China

DR. ZEKAI ŞEN
Istanbul Technical University
Civil Engineering Faculty
Maslak 34469, Istanbul, Turkey

PROFESSOR STANISLAW SIENIUTYCZ
Institute of Chemical and Process
Engineering
Warsaw University of Technology
00-645 Warsaw
Warynskiego 1, Poland

DR JAMES SPEIGHT
2476 Overland Road
Laramie, WY 82070-4808, U.S.A.

PROFESSOR GEORGE TSATSARONIS
Institute of Energy Engineering
Technische Universität Berlin
Marchstr. 18
D-10587 Berlin, Germany

Publishing Office: Elsevier Ltd., The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford OX5 1GB, U.K. [Tel.: (+44) 1865 843000; Fax: (+44) 1865 843010].
North America: Elsevier Inc., 360 Park Avenue South, New York, NY 10010-1710, U.S.A.

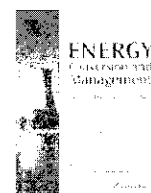
Frequency: 12 issues per year

Advertising information: If you are interested in advertising or other commercial opportunities please e-mail Commercialsales@elsevier.com and your enquiry will be passed to the correct person who will respond to you within 48 hours.

USA mailing notice: *Energy Conversion and Management* (ISSN 0196-8904) is published monthly by Elsevier Ltd. (The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford OX5 1GB, UK). Periodical postage paid at Rahway NJ and additional mailing offices.

USA POSTMASTER: Send change of address to *Energy Conversion and Management*, Elsevier Customer Service Department, 3251 Riverport Lane, Maryland Heights, MO 63043, USA.

AIRFREIGHT AND MAILING in USA by Mercury International Limited, 365 Blair Road, Avenel, NJ 07001.



Analysis of a combined Rankine–vapour–compression refrigeration cycle

Satha Aphornratana^{a,*}, Thanarath Sriveerakul^b

^a Srinidharn International Institute of Technology, Thammasat University, P.O. Box 22 Thammasat Rangsit Past Office, Patumthani 12121, Thailand

^b Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Ubon Ratchathani University, Ubon Ratchathani 34190, Thailand

ARTICLE INFO

Article history:

Received 16 July 2009

Received in revised form 1 April 2010

Accepted 13 April 2010

Available online 9 June 2010

Keywords:

Refrigeration

Rankine cycle

Heat-powered cycle

ABSTRACT

This paper describes a theoretical analysis of a heat-powered refrigeration cycle, a combined Rankine–vapour–compression refrigeration cycle. This refrigeration cycle combines an Organic Rankine Cycle and a vapour–compression cycle. The cycle can be powered by low grade thermal energy as low as 60 °C and can produce cooling temperature as low as –10 °C. In the analysis, two combined Rankine–vapour–compression refrigeration cycles were investigated: the system with R22 and the system with R134a. Calculated COP values between 0.1 and 0.6 of both the systems were found.

© 2010 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

The energy demanded for refrigeration and air-conditioning appliances is one of the world's heaviest. The most widely used refrigeration system is a vapour–compression refrigeration cycle. In this cycle, a mechanical compressor is used to elevate the refrigerant pressure and is the part that highly consumes energy, mostly in the form of electrical energy.

At present, world energy consumption is increasing steadily. Alternative systems that use less electricity or use other forms of energy have been proposed. Heat-powered refrigeration cycle is a refrigeration system where the energy input required to drive the system is mainly in the form of heat with a very small amount of mechanical or electrical energy, usually required to circulate the working fluid. An absorption refrigeration cycle [1] and a jet refrigeration cycle [2] are examples of heat-powered refrigeration systems. These two systems can be operated with low grade thermal energy in the range between 100 and 200 °C. They can provide COP value between 0.5 and 1 for absorption systems and 0.2–0.6 for jet refrigeration systems. With the use of these two heat-powered refrigeration systems, low grade thermal energy (usually waste or free) can be converted to useful refrigeration.

However, both the absorption and the jet refrigeration systems are not suitable for thermal energy below 90 °C and are not suitable for operation in high temperature environments (water cooled heat exchangers are usually needed); moreover, they produce a cooling temperature as low as 5 °C. Therefore, they may not be

practical in applications that use solar energy as the thermal source, or air cooled condensers, for example.

In this paper an alternative heat-powered refrigeration cycle, a combined Rankine–vapour–compression refrigeration cycle, is proposed. It is a combination of an Organic Rankine Cycle (ORC) and a vapour–compression cycle. The two cycles are coupled together with a device called an expander–compressor unit. The working fluid used is R134a or R22. This cycle is analyzed theoretically using a mathematical model. The generator temperature is 60–95 °C, the condenser temperature is 30–50 °C, and the evaporator temperature is –10 to 10 °C. The COP is found to be 0.1–0.6.

2. Organic Rankine Cycle

Organic Rankine Cycle is similar to a conventional steam turbine cycle, except that the working fluid used is a low boiling point organic fluid. Examples of these fluids are halocarbon refrigerants (R134a, R123, or R245fa), hydrocarbon refrigerants (butane or propane), and new environmentally refrigerants. Ammonia, which is an inorganic refrigerant, is also used with this cycle. This cycle can be operated efficiently on low-temperature heat sources such as solar energy, geothermal energy.

One of the first Organic Rankine Cycle was developed in the United States during 1880s by Frank Ofeldt [3]. The working fluid used was naphtha. It was used to power a small boat. At that time, the government required a license to run a steam engines but did not require one when boiled naphtha. Therefore, with the use of this naphtha engine, the boat could be run without the assistance of an engineer.

This day Organic Rankine Cycles are a well-known and widely used, mainly to generate electricity from low-temperature heat

* Corresponding author. Tel.: +66 2 986 9009x2210; fax: +66 2 986 9009x2201.
E-mail addresses: satha@siit.tu.ac.th (S. Aphornratana), tsriveerakul@yahoo.com (T. Sriveerakul).

Nomenclature

A	cross-sectional area (m^2)
h_f	specific enthalpy for saturated liquid (kJ/kg)
h_g	specific enthalpy for saturated vapour (kJ/kg)
h_{fg}	difference in enthalpy between saturated liquid and saturated vapour (kJ/kg)
k	specific heat ratio of the vapour refrigerant
L	compressor or expander stroke (m)
N	operating frequency of the expander-compressor-unit (stroke/s)
P	pressure (kPa)
\dot{Q}	heat rate (kW)
\dot{V}	swept volume of the compressor or the expander (m^3)
${}_1W_2$	work transfer between states 1 and 2 (kJ)
\dot{W}	work rate (kW)

v_f	specific volume of the saturated liquid refrigerant (m^3/kg)
v_g	specific volume of the saturated vapour refrigerant (m^3/kg)

Subscripts

1, 2, 3, ...	see Figs. 1, 2 and 5
comp	compressor
con	condenser
evap	evaporator
expander	expander
gen	vapour-generator
comp-suction	at the compressor during suction
comp-compression	at the compressor during compression

sources. They are usually applied with biomass, geothermal energy, solar energy [4], or low grade waste heat. They are suitable to be used as a bottoming cycle for other internal combustion engines or steam turbine engines [5]. Commercial units with power capacity 10–250 kW are available [6]. They are operated using R134a or R145ca. The expanders used are radial flow turbine type or screw type. They can be applied when the differential temperature between the heat source and the surrounding is as low as 70 °C.

Several researchers applied Organic Rankine Cycle as a power source for a vapour-compression refrigeration cycle. Barber [7] designed and tested an Organic Rankine Cycle (using R113 as the working fluid). It was used to drive a vapour-compression refrigerator (using R12 as the refrigerant). The experimental results showed that the Rankine Cycle had an efficiency of 9% and the refrigerator had a COP of 7.4, giving an overall COP of 0.5. Barber claimed that his system would greatly outperform an absorption refrigeration system when coupled with a concentrating solar collector.

Jeong and Kang [8] proposed a system that consisted of a vapour-compression refrigeration cycle which was driven by an Organic Rankine Cycle. The two cycles used the same working fluid. The fluids used were R123, R134a, and R245fa. The system was proposed to replace large-scale absorption chillers which were fired using LNG.

Unlike the systems found in the literature surveys, this paper proposed a new organic system; a combined Rankine-vapour-compression refrigeration cycle. This system uses a free-piston expander-compressor unit, in which the compressor and expander are integrated in the same unit. Thus, this system can be applied for small-scale refrigeration system.

3. Combined Rankine-vapour-compression refrigeration cycle

Fig. 1 shows a schematic diagram of a combined Rankine-vapour-compression refrigeration cycle. The complete processes of the cycle are shown in the temperature-entropy diagram, Fig. 2.

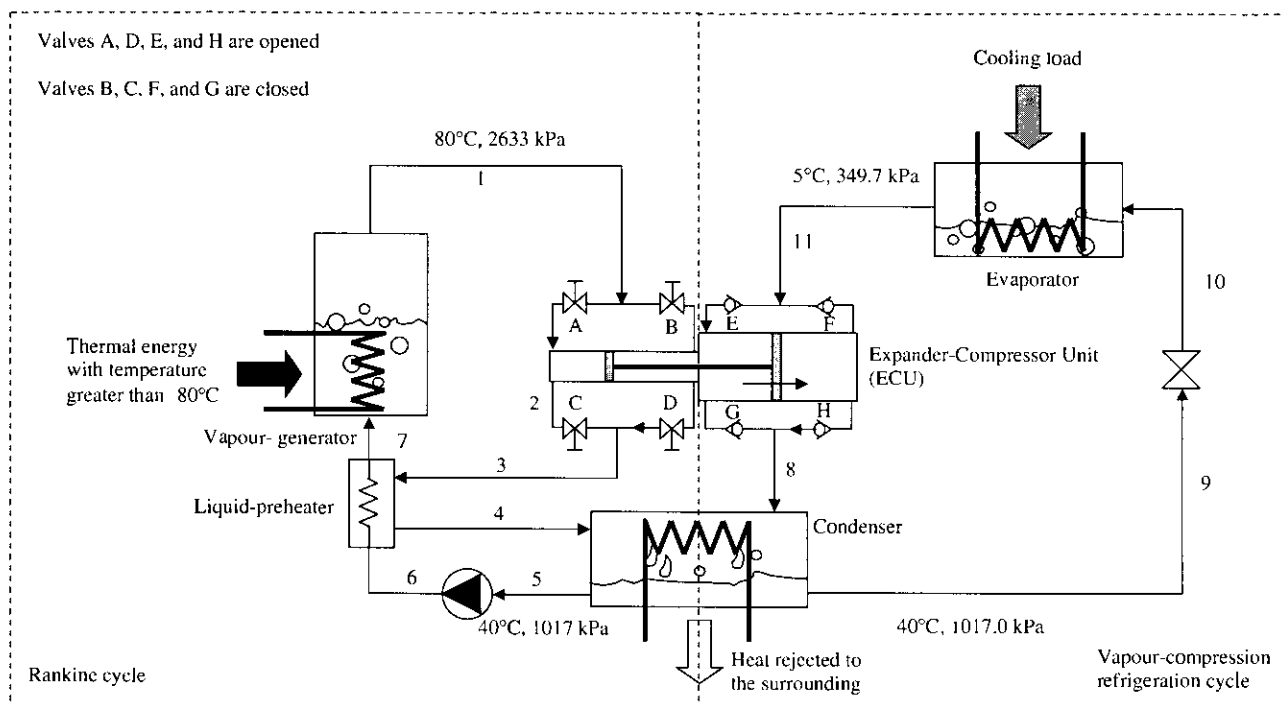


Fig. 1. Schematic diagram of a combined Rankine-vapour-compression refrigeration cycle.

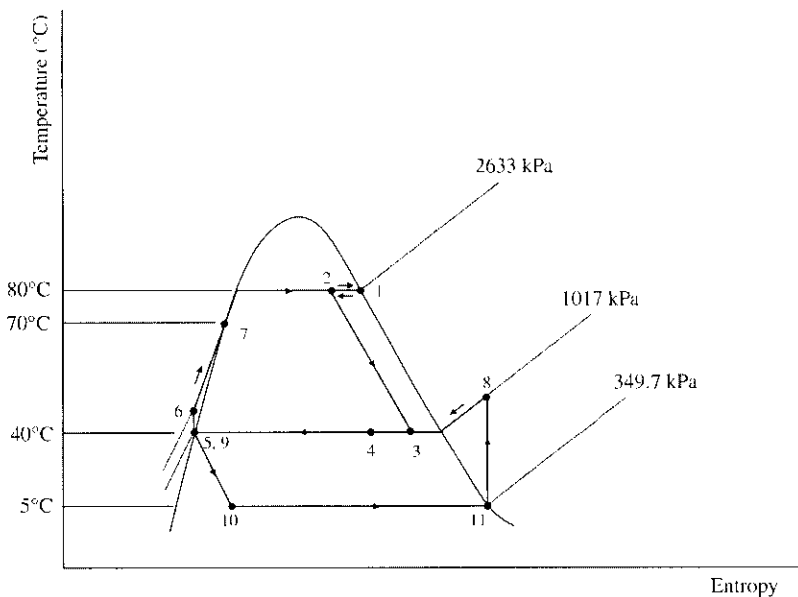


Fig. 2. T - s diagram of the cycle.

The Organic Rankine Cycle and the vapour-compression refrigeration cycle are coupled together by an *expander-compressor unit*. They also share the same condenser and working fluid.

The most commonly used and readily available refrigerants for vapour-compression refrigeration cycles are R134a and R22. These refrigerants are also used with Organic Rankine Cycle. In describing the system operation, the following is assumed:

- R134a is used as the working fluid.
- The generator saturation temperature is at 80 °C.
- The condenser saturation temperature is at 40 °C.
- The evaporator saturation temperature is at 5 °C.

Starting at the generator, thermal energy at a temperature higher than 80 °C transfers to the refrigerant; a high-pressure and temperature refrigerant vapour is evolved. This refrigerant saturated vapour (1) is passed to the *expander* of the *expander-compressor unit*.

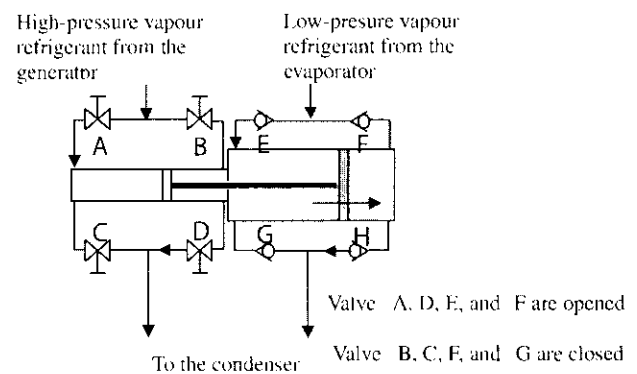
The expander-compressor unit (see also Fig. 3) consists of two free-piston devices. The free-piston unit on the left side works as an expander for the Rankine cycle, while the free-piston unit on the right side works as a compressor for the refrigeration cycle.

At the expander unit, valves A and B are connected to the generator. Valves C and D are connected to the condenser. The valves are controlled so that valves A and D are opened while valves B and C are closed and vice versa.

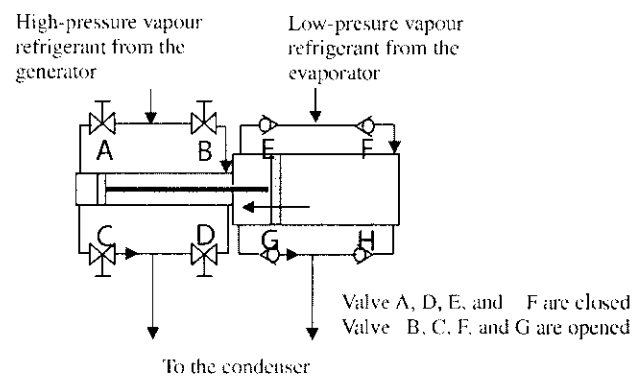
As an example, if valve A is opened, this allows the high-pressure refrigerant vapour from the generator to enter the left-chamber of the expander. This causes the piston to move to the right. Meanwhile, the refrigerant in the right-chamber of the expander is released to the condenser (2,3) via valve D.

At the compressor unit, its piston is connected and moves together with that of the expander. Valves E–H are check-valves. When the piston is moved to the right, the vapour refrigerant in the right-chamber of the compressor is compressed and pushed out to the condenser (8) via valve H. Meanwhile in the left-chamber of the compressor, the refrigerant vapour is drawn from the evaporator (11) via valve E. This causes the refrigeration effect at the evaporator.

The vapour refrigerant exiting from the expander via valve D (3) and from the compressor via check-valve H (8) are then liquefied in



(a). The pistons are moved to the right.



(b). The pistons are moved to the left.

Fig. 3. Operation of the expander-compressor unit (ECU).

the condenser. Some of the condensate is pumped back to the generator (5) and the remainder (9) is expanded through the expansion valve to the evaporator.

With appropriate opening and closing of valves A–D, the pistons are pushed left and right alternately and the refrigeration effect is produced continuously at the evaporator.

In the expander's exhaust (2, 3), the vapour refrigerant is at a high temperature; therefore, it can be used to preheat the liquid refrigerant prior to entering the generator (7). This reduces the energy input at the generator and an increase in the system COP results.

4. Performance calculations

4.1. Expander–compressor pistons area ratio

The expander–compressor unit is the part that couples the Rankine cycle and the refrigeration cycle together. The size of the pistons is one of the critical parameters that affect the system performance. During the operation, the expander's piston pushes and pulls the compressor's piston. The force balance on the piston set is used to determine the piston area ratio.

Supposing that valves A and D are opened while valves B and C are closed, the high-pressure refrigerant vapour will push the expander's piston to the right. Meanwhile the compressor's piston will compress the refrigerant vapour from P_{evap} to P_{con} . Fig. 4 shows a free-body diagram of the pistons. The piston acceleration is assumed negligible. The force balance on the pistons (Fig. 4) results in a pistons' area ratio:

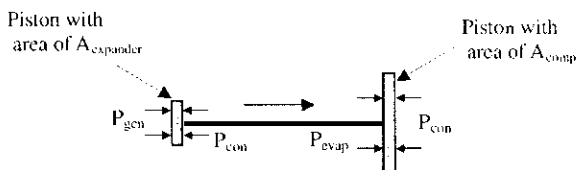


Fig. 4. Free body diagram of the pistons set.

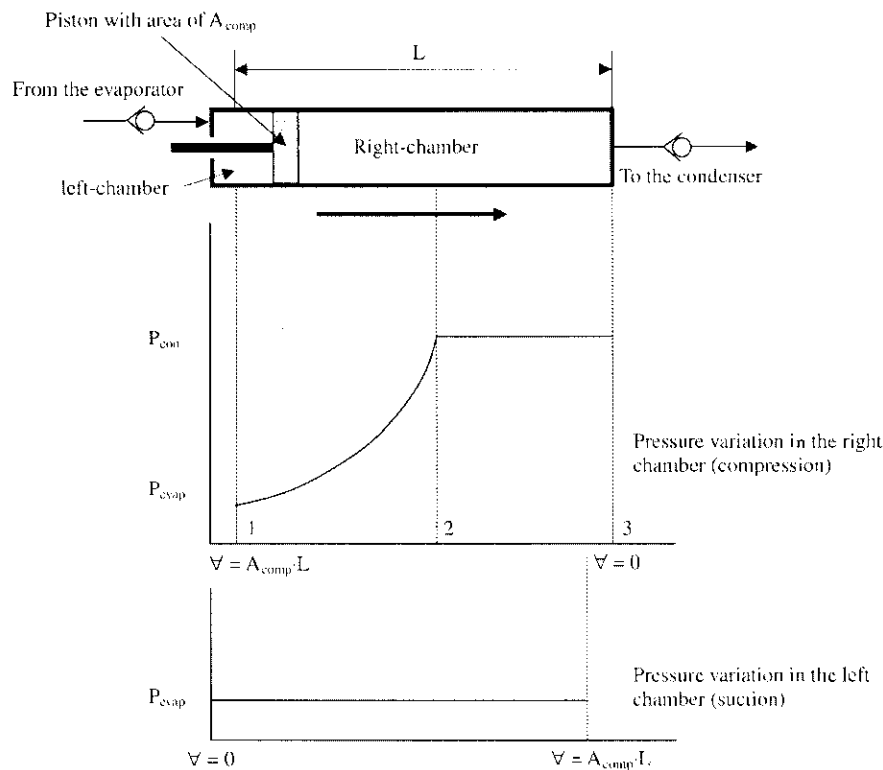


Fig. 5. Pressure variation in the compressor.

$$\frac{A_{\text{comp}}}{A_{\text{expander}}} = \frac{P_{\text{gen}} - P_{\text{con}}}{P_{\text{con}} - P_{\text{evap}}} \quad (1)$$

4.2. Power input required by the compressor

When the compressor's piston is pushed from left to right, the refrigerant in the right-chamber is compressed and pushed out to the condenser while the refrigerant from the evaporator is drawn into the left-chamber. Fig. 5 shows variation of the refrigerant's pressure in the left and right-chambers of the compressor.

In the compressor's right-chamber, when the piston is pushed from left to right, the vapour refrigerant is compressed from P_{evap} to P_{con} . The compression process consists of two steps: 1–2 and 2–3. Between 1 and 2, the compression process is assumed to be isentropic. Between 2 and 3, the compression process is assumed to be of constant pressure.

For process 1–2, the vapour refrigerant initially at $P_1 = P_{\text{evap}}$ is compressed isentropically to $P_2 = P_{\text{con}}$. During this process, no mass is pushed out to the condenser. The relation between pressure and volume for isentropic process is given as [9]:

$$P_1 \cdot V_1^k = P_2 \cdot V_2^k \quad (2)$$

The work input required to push the piston is:

$${}_1W_2 = \frac{P_2 \cdot V_2 - P_1 \cdot V_1}{1 - k} \quad (3)$$

For process (2 and 3), the vapour refrigerant is pushed out to the condenser at a constant pressure of P_{con} ($P_2 = P_3$). The work input required to push the piston is:

$${}_2W_3 = P_2 \cdot (V_3 - V_2) \quad (4)$$

It is also assumed that all the refrigerant vapour is completely pushed into the condenser ($V_3 = 0$), then:

$${}_2W_3 = -P_2 \cdot \nabla_2 \quad (5)$$

The overall work input required during the compression process is:

$${}_1W_3 = {}_1W_2 + {}_2W_3 \quad (6)$$

Then:

$$W_{\text{comp-compression}} = \frac{\nabla_1}{1-k} \cdot \left[k \cdot P_2 \cdot \left[\frac{P_1}{P_2} \right]^{\frac{1}{k}} - P_1 \right] \quad (7)$$

For one stroke of the piston movement, the compressor will compresses and draw the same amount of refrigerant vapour to the condenser and from the evaporator respectively. The work required for the suction process is:

$$W_{\text{comp-suction}} = P_{\text{evap}} \cdot A_{\text{comp}} \cdot L \quad (8)$$

This power input required is also the same when the piston is pushed from right to left. Therefore, for one stroke of the piston movement, the work required is:

$$W_{\text{comp}} = W_{\text{comp-compression}} + W_{\text{comp-suction}} \quad (9)$$

For the case of the left-chamber, when the piston is moved from left to right, the vapour refrigerant from the evaporator at P_{evap} is also drawn into the left-chamber. If the compressor is operated with N stroke in one second, the power input required is:

$$\dot{W}_{\text{comp}} = N \cdot \frac{A_{\text{comp}} \cdot L}{1-k} \cdot \left[k \cdot P_{\text{con}} \cdot \left[\frac{P_{\text{evap}}}{P_{\text{con}}} \right]^{\frac{1}{k}} - P_{\text{evap}} \right] + N \cdot P_{\text{evap}} \cdot A_{\text{comp}} \cdot L \quad (10)$$

or

$$\dot{W}_{\text{comp}} = N \cdot \frac{A_{\text{comp}} \cdot L}{1-k} \cdot \left[k \cdot P_{\text{con}} \cdot \left[\frac{P_{\text{evap}}}{P_{\text{con}}} \right]^{\frac{1}{k}} - P_{\text{evap}} \right] \quad (11)$$

4.3. Heat input to the evaporator or cooling capacity

The mass flow rate of the low-pressure refrigerant vapour drawn from the evaporator is:

$$\dot{m}_{\text{evap}} = N \cdot \frac{A_{\text{comp}} \cdot L}{v_{g, T_{\text{evap}}}} \quad (12)$$

This amount of refrigerant will produce a cooling effect of:

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{evap}} \cdot (h_{g, T_{\text{evap}}} - h_{f, T_{\text{con}}}) \quad (13)$$

4.4. Heat input to the vapour-generator

It is assumed that when valves A and D are opened, the high-pressure refrigerant vapour from the generator enters the left-chamber of the expander via valve A, pushing the piston to the right at a constant pressure of P_{gen} and compressing the refrigerant vapour in the compressor from P_{evap} to P_{con} . Since an amount of useful work is produced, some vapour in the expander is condensed to liquid at P_{gen} . Meanwhile, the vapour accumulated in the right-chamber is discharged to the condenser via valve D.

The high-pressure refrigerant generated from the generator that is required to push the engine's piston is:

$$\dot{m}_{\text{gen}} = \frac{N \cdot A_{\text{expander}} \cdot L}{v_{g, T_{\text{gen}}}} + \frac{\dot{W}_{\text{comp}}}{h_{fg, T_{\text{gen}}}} \quad (14)$$

The first term on the right hand side of Eq. (14) is the mass required to fill in the chamber formed by the piston and the cylinder of the expander. The second term is the mass that performs the

work, pushing the compressor's piston and is condensed to liquid. It must be noted that an absolute value of \dot{W}_{comp} is needed, since that obtained from Eq. (11) is of negative value (work input). The thermal energy input to the generator which is required to generate this amount of the high-pressure refrigerant vapour is:

$$\dot{Q}_{\text{gen}} = \dot{m}_{\text{gen}} \cdot (h_{g, T_{\text{gen}}} - h_7) \quad (15)$$

In this analysis, it is assumed that $T_7 = T_{\text{con}} + 10^\circ\text{C}$. If no liquid-preheater is equipped, T_7 is then equal to T_{con} .

4.5. The power input to the generator's feed pump

The feed pump's process is assumed isentropic and the power input is:

$$\dot{W}_{\text{pump}} = \dot{m}_{\text{gen}} \cdot v_{f, T_{\text{con}}} \cdot (P_{\text{gen}} - P_{\text{con}}) \quad (16)$$

4.6. Performance parameters

Coefficient of performance for the combined cycle is:

$$\text{COP}_{\text{combined}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{gen}} + \dot{W}_{\text{pump}}} \quad (17)$$

The $\text{COP}_{\text{combined}}$, obtained from Eq. (17), presents the maximum performance of the system at specified operating temperatures.

5. Assumptions used for performance calculations

- The system only exchanges heat with surroundings at the vapour-generator, the condenser and the evaporator.
- Processes through the compressor and the feed pump are isentropic.
- Pressure losses due to friction in heat exchangers and pipe-lines are neglected.
- The liquid-preheater has a temperature difference ($T_2 - T_6$) of 10°C .
- The compressor's piston has a cross-sectional area (A_{comp}) of 20 cm^2 with a stroke (L) of 15 cm .
- At the compressor, there is no refrigerant left in the cylinder at the end of the compression process.
- At the expander, there is no refrigerant left in the cylinder at the end of the expansion process.
- Properties of R134a and R22 are obtained from ASHRAE [10].
- Based on the assumptions made, for specified operating temperatures, the calculated results present the maximum performance from the system.

6. Discussion of results

The combined cycle was analyzed based on the model and assumptions described previously. The generator operating temperature was between 60 and 100°C , the condenser temperature was between 30 and 50°C , and the evaporator temperature was between -10 and 10°C . The resulting calculations are provided graphically in Figs. 6–12.

Fig. 6 shows variation of the area ratio with the operating temperatures. In this analysis, the compressor's piston was fixed, with a cross-sectional area (A_{comp}) of 20 cm^2 and a stroke (L) of 15 cm . The area ratio or the expander's cross-sectional area (A_{expander}) was determined from the force balance on the piston set. When the saturation temperatures and pressures of the refrigerant varied, this resulted in the change in the expander's cross-sectional area. From the definition of the area ratio (Eq. (1)), the higher the area ratio, the smaller the expander's piston, and vice versa. The

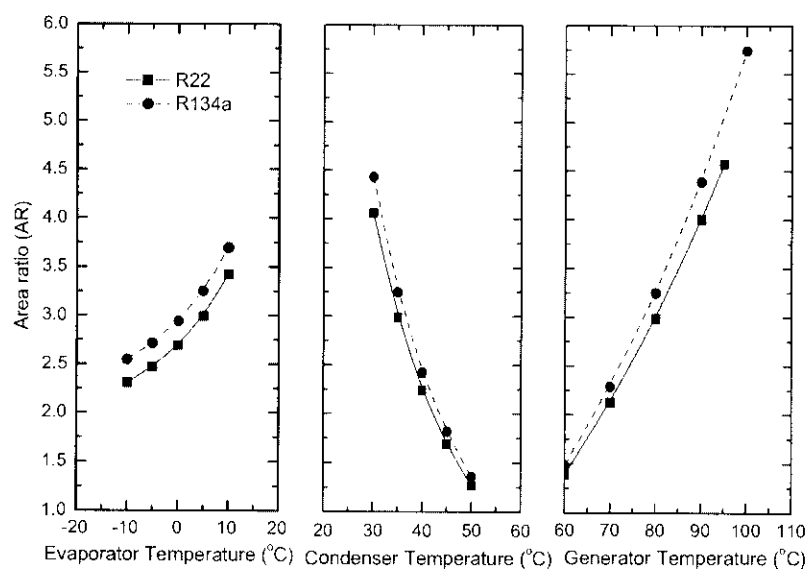


Fig. 6. Effect of operating temperatures to the area ratio.

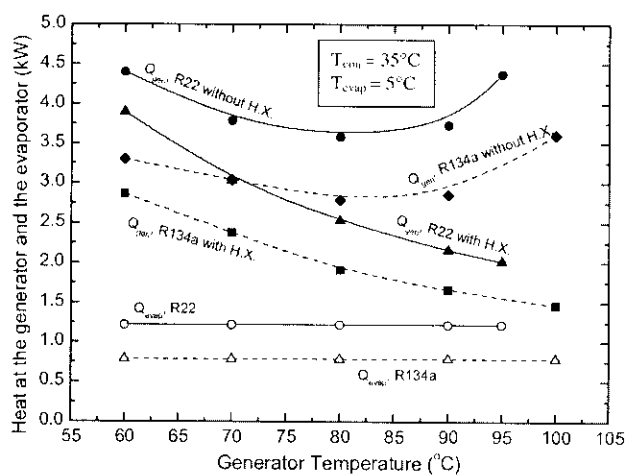


Fig. 7. Effect of the generator temperature to the heat input at the generator and at the evaporator.

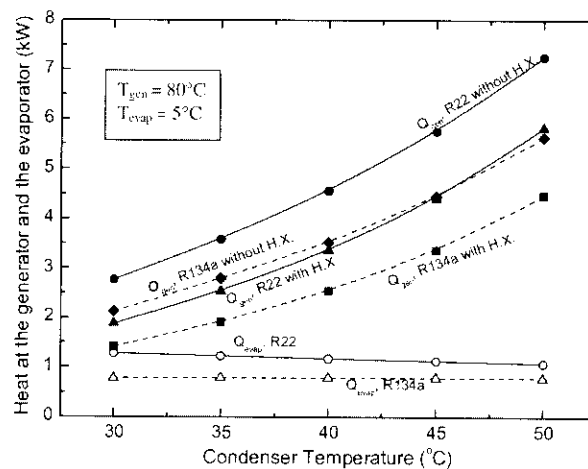


Fig. 9. Effect of the condenser temperature to the heat input at the generator and at the evaporator.

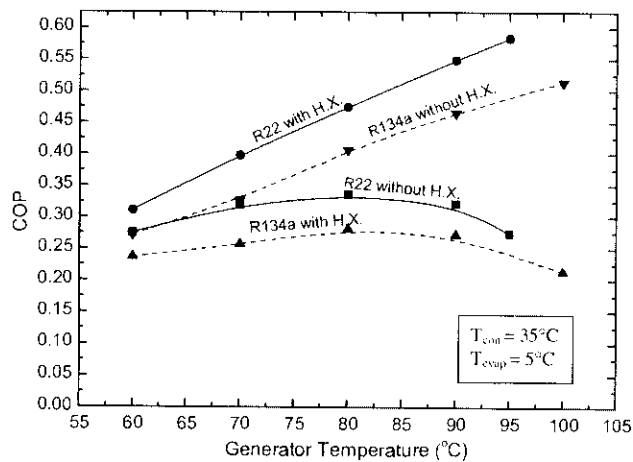


Fig. 8. Effect of the generator temperature to the system COP.

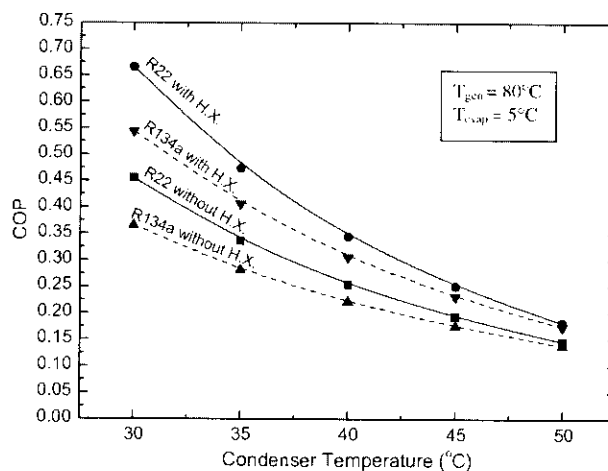


Fig. 10. Effect of the condenser temperature to the system COP.

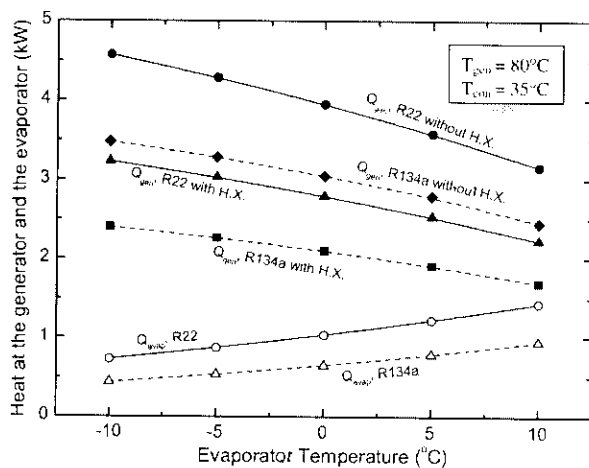


Fig. 11. Effect of the evaporator temperature to the heat input at the generator and at the evaporator.

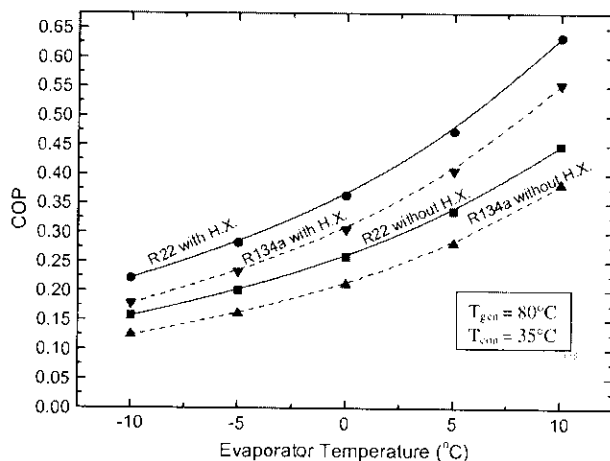


Fig. 12. Effect of the evaporator temperature to the system COP.

area ratio has been found to greatly affect the system COP, since it is used to determine the amount of the refrigerant generated (also the heat input) at the generator.

Fig. 7 shows the effect of the generator temperature on the generator heat input and the produced cooling effect. It can be seen that the cooling effect produced at the evaporator is independent from the change of the generator temperature. The reasons are that the compressor piston cross-sectional area and the stroke were fixed, and the refrigerant properties at the evaporator inlet (from the condenser) and exit (to the compressor) were both unchanged. From the figure it also shows that the system with R22 provides a higher cooling capacity than that with R134a. This is a result of the higher vapour density of R22 compared with R134a.

For the case of the generator heat input, the system with R22 requires a larger amount of heat input than the system with R134a. Because of the higher density of R22, even the R22 expander's piston was smaller than that of the R134a system; a larger amount of R22 vapour was required at the expander.

When a liquid-preheater is equipped, the heat input to the generator reduces dramatically. At the liquid-preheater, the liquid refrigerant is preheated to a higher temperature before entering the generator. The liquid-preheater utilizes the heat of hot vapour releasing from the expander, which is normally wasted out at the condenser.

From the figure, when the liquid-preheater is not equipped, the heat input to the generator drops while the temperature increases. This results from the reduction in the cross-sectional area of the expander's piston as can be seen in Fig. 6 (the piston's area ratio increases with the generator temperature). The reduction of the generator heat input is due to the fact that a lesser amount of the refrigerant vapour is required at the expander; even the vapour density increases. However, when the generator temperature continues to increase, the generator heat input drops to a minimum and then increases to a higher value. This is due to the rapid increase of the vapour density (at high temperature and pressure); even the area ratio continues to decrease. For the case of the system equipped with a liquid-preheater, the generator heat input is only found to decrease while the temperature increases.

Fig. 8 shows the effect of the generator temperature on the system COP. It can be seen that the use of a liquid-preheater increases the system COP significantly. The system with R22 also provides a better COP than the system with R134a. This is due to the higher cooling capacity of the R22 system (resulting from a higher density of R22).

Fig. 9 shows the effect of the condenser temperature on the generator heat input and the produced cooling effect. It can be seen that the cooling effect produced at the evaporator varies slightly with the condenser pressure. This is due to the change of the refrigerant properties at the condenser exit (evaporator inlet). For the case of the generator heat input, it increases with the condenser pressure. This is because at a high condenser pressure, the system requires a larger expander piston (lower area ratio). Therefore, more refrigerant is required to push the expander's piston at a high condenser pressure. The variation of the system COP is shown in Fig. 10.

Fig. 11 shows the effect of the evaporator temperature on the generator heat input and the cooling effect. It can be seen that the cooling effect produced at the evaporator increases with the evaporator temperature. The rise in the evaporator pressure causes the vapour density to increase. Therefore, more refrigerant is drawn into the compressor. The higher vapour pressure, which occurs when the evaporator temperature increases, also results in less force required to push the compressor's piston. This then results in a smaller expander piston; less refrigerant is required at the expander (less heat input is required at the generator). Overall, the system COP increases when the evaporator temperature increases, as shown in Fig. 12.

7. Conclusions

This paper proposes the concept of an alternative heat-powered refrigeration cycle: a combined Rankine–vapour–compression refrigeration cycle that combines an Organic Rankine Cycle and a vapour–compression refrigeration cycle. These two systems are combined together with a device called an *expander–compressor unit*. The two systems use the same working fluid and they also share the same condenser. In this study, R22 and R134a were used as the working fluid. This combined cycle was analyzed theoretically using a mathematical model. The generator temperature was between 60 and 90 °C, the condenser temperature was between 30 and 50 °C, and the evaporator temperature was between –10 and 10 °C. COP value between 0.1 and 0.6 was found.

The study shows that the area ratio between the expander's piston and the compressor's piston has a very strong effect on the system COP. The system with R22 provided better COP than the system with R134a for all ranges of operating temperatures. The use of a liquid-preheater reduces the energy input at the generator dramatically, and hence, increases the COP.

The study also shows that this system can possibly be operated in a wider range of operating temperatures compared with other heat-powered refrigeration cycles (an absorption refrigeration cycle and a jet refrigeration cycle). For example, it can be operated with thermal energy as low as 60 °C, producing a cooling temperature of 0 °C.

This system, therefore, is supposed as an alternative option in the area of heat-powered refrigeration cycle. It is suitable for small cooling capacity unit. For further development, an actual system should be constructed and investigated.

References

- [1] Srihirin P, Aphornratana S, Chungpaibulpatana S. A review of absorption refrigeration technologies. *Renew Sustain Energy Rev* 2001;5(4):343–72.
- [2] Chunnanond K, Aphornratana S. Ejectors: applications in refrigeration technology. *Renew Sustain Energy Rev* 2004;8(2):129–55.
- [3] <www.dself.dsl.pipex.com/MUSEUM/POWER/petrol/petrol.hmt>.
- [4] Manalakos D, Kosmadakis G, Kyritsis S, Papadakis G. On site experimental evaluation of a low-temperature solar organic Rankine cycle system for RO desalination. *Solar Energy* 2009;83(5):646–56.
- [5] Iacopo Vaja, Agostino Gambarotta. Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles (ORCs). *Energy* 2010;35(2):1084–93.
- [6] <www.infinityturbine.com>.
- [7] Barber RE. Solar air conditioning system using Rankine power cycles-design and test results of prototype three ton unit. In: Institute of Environmental Sciences, annual technical meeting, 21st, Anaheim, Calif., April 14–16, 1975. Proceedings (A75-34926 16-31) mount prospect, Ill, vol. 1. Institute of Environmental Sciences; 1975. p. 170–9. <http://adsabs.harvard.edu/abs/1975ies.....1..170B>.
- [8] Jeong Jinhee, Kang Yong Tae. Analysis of a refrigeration cycle driven by refrigerant steam turbine. *Int J Refrig* 2004;27(1):33–41.
- [9] Cengel YA, Boles MA. Thermodynamics: an engineering approach, 6th ed, McGraw-Hill; 2007.
- [10] ASHRAE. ASHRAE handbook: fundamentals volume; 2001.

แบบแสดงหลักฐานการมีส่วนร่วมในผลงานทางวิชาการ

☐ บทความทางวิชาการ ☐ ตำรา ☐ หนังสือ ☒ ผลงานวิจัย ☐ ผลงานทางวิชาการในลักษณะอื่น

ชื่อเรื่อง

Experimental studies of a steam jet refrigeration cycle: Effect of the primary nozzle geometries to system performance.

ชื่อวารสาร/ ชื่อการประชุม


Experimental Thermal and Fluid Science

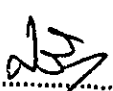
วันเดือนปีที่ตีพิมพ์/ นำเสนอ

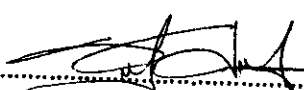
In Press, Corrected Proof, Available online 8 January 2011

ผู้ร่วมงาน จำนวน.....3.....คน แต่ละคนมีส่วนร่วมดังนี้ :

ชื่อ-สกุลผู้วิจัย	ปริมาณงานร้อยละ	หน้าที่รับผิดชอบ
1. Natthawut Ruangtrakoon* ณัฐวุฒิ เรืองตระกูล	35%	ดำเนินการทดลอง ประมวลและวิเคราะห์ผลและสรุปผล
2. Satha Aphomratana** ศรัทธา อภรณ์รัตน์	35%	ตรวจและวิเคราะห์ผลการทดลองและสรุปผล
3. Thanarath Sriveerakul ธนรัฐ ศรีวีระกุล	30%	ดำเนินการทดลอง วิเคราะห์ผลและสรุปผล

ลงชื่อ..... 
(...ณัฐวุฒิ เรืองตระกูล....)

ลงชื่อ..... 
(...ศรัทธา อภรณ์รัตน์....)

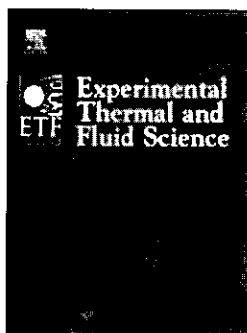
ลงชื่อ..... 
(...ธนรัฐ ศรีวีระกุล....)

วันที่..... 1-2-54

*First Author

**Corresponding Author






Societies



ISSN: 0894-1777

Imprint: ELSEVIER

Actions

-  [Submit Article](#)
-  [Order Journal](#)
-  [Recommend to Friend](#)
-  [Bookmark this Page](#)
-  [Subscribe to RSS feed](#)

Facts & Figures

→ **Impact Factor:** 1.234

5-Year Impact Factor: 1.557

Issues per year: 8

Experimental Thermal and Fluid Science provides a forum for research emphasizing experimental work that enhances basic understanding of heat transfer, thermodynamics and fluid mechanics, and their applications. In addition to the principal areas of research, the journal covers research results in related fields, including combined heat and mass transfer, micro and nanoscale systems, multiphase flow, combustion, radiative transfer, porous media, cryogenics, turbulence, contact resistance, and thermophysical property measurements and techniques. Archival review papers, short communications, invited papers, letters to the Editor, discussions of previously published papers, and book reviews are regular features of the journal, in addition to full-length articles.

[Hide Aims & Scope](#)

Editors-in-Chief [Contact the Editor](#)

[G.P. Celata](#)

[I. Kennedy](#)

Impact Factor



- [Articles](#)
- [Issues](#)

Recent | [Top 10 Cited](#) | [Most Downloaded](#)

Sat Jan 29 20:06:12 GMT 2011

1. **IFC - Editorial Board**

Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 35, Issue 3, April 2011, Page IFC

2. **Particle Size Effect on Heat Transfer Performance in an Oscillating Heat Pipe**

Experimental Thermal and Fluid Science, In Press, Accepted Manuscript, Available online 20 January 2011
Yulong Ji, Hongbin Ma, Fengmin Su, Guoyou Wang

3. **Condensation Heat Transfer Characteristics of R-22, R-134a and R-410A in a Single Circular Microtube**

Experimental Thermal and Fluid Science

AIMS AND SCOPE *Experimental Thermal and Fluid Science* provides a forum for original, previously unpublished research emphasizing experimental work that enhances understanding of heat transfer, thermodynamics, and fluid mechanics and their applications. ETFS publishes papers reporting on experimental work together with theory, analysis, and numerical studies. Also papers analyzing original or existing experimental data, together with theory or numerical results, are accepted.

ETFS also covers research results in combined heat and mass transfer, multiphase flow, combustion, radiative transfer, porous media, cryogenics, turbulence, contact resistance, and thermophysical property measurements and techniques. Relevant scientific and engineering applications include heat transfer equipment and augmentation, nuclear reactor systems, electronic systems, biotechnology, rotating machinery, industrial furnaces, manufacturing and materials processing, instrumentation and data processing of fluid and thermal systems, dynamics, control and new developments in fluid and thermal engineering. Papers related to the development of new experimental methods, visualization techniques, and instrumentation are an important part of this Journal.

Experience gained and lessons learned in building test facilities and in measuring and reducing test data are important aspects of any experimental work. Authors are encouraged to report this experience and to summarize the original data. A section of each research paper deals with the practical significance of the results for the designer/engineer in industry.

Editors-in-Chief

L.A. Kennedy
College of Engineering (M/C 159),
University of Illinois
851 South Morgan, Chicago,
IL 60607-7043, USA
Tel.: +1-312-996-2400
Fax: +1-312-996-8664
E-mail: lkennedy@uic.edu

I. Kennedy
Department of Mechanical
and Aeronautical Engineering,
University of California
One Shields Ave.,
Davis, CA 95616, USA
Tel.: +1-530-752-2796
Fax: +1-530-752-4158
E-mail: imkenney@ucdavis.edu

Editors

Gian Piero Celata
ENEA-Institute of Thermal-Fluid Dynamics,
Via Anguillarese, 301
00060 S.M. Galeria, Rome, Italy
Tel.: +39-06-3048-3905
Fax: +39-06-3048-3026
E-mail: celata@casaccia.enea.it

Z.Y. Guo
Dept. of Engineering Mechanics
Tsinghua University
Beijing 100084, China
Tel.: +86-10-259-4067
Fax: +86-10-256-2768
E-mail: demgzy@mail.tsinghua.edu.cn

T.M. Liou
Power Mechanical Engineering Department
National Tsing Hua University
101 Sec 2, Kuang-Fu Road
Hsinchu City
Taiwan 30043, Republic of China
Tel.: +886-3-5742607
Fax: +886-3-5729716
E-mail: tmliau@pme.nthu.edu.tw

I. Marusic
Department of Mechanical and Manufacturing Engineering
The University of Melbourne, Melbourne, Victoria 3010
Australia
E-mail: imarusic@unimelb.edu.au

Leo Meyer
Forschungszentrum Karlsruhe
Institut für Kern und Energietechnik
P.O. Box 3640
76021 Karlsruhe
Germany
Tel.: +49-7274-822469
Fax: +49-7247-825987
E-mail: meyer@iket.fzk.de

Prof. Isao Satoh
Dept. Mechanical & Control System Engineering
Japan Tokyo Institute of Technology
O-okayama, Meguro-ku
Tokyo, 152-8552, Japan
Tel.: +81-3-5734-3238
Fax: +81-3-5734-2945 (Office)/
+81-3-5734-3917 (Department)
E-mail: satohi@mep.titech.ac.jp

N. Selçuk
Dept. of Chemical Engineering
Middle East Technical University
6531 Ankara, Turkey
Tel.: +90-312-210-2603
Fax: +90-312-210-1264
E-mail: selcuk@metu.edu.tr

Neale Thomas
FRED Ltd.
Aston Science Park, Birmingham B7 4BJ, UK
Tel/Fax: +44-(0)121-471-4149
E-mail: NealeThomas.FRED@btconnect.com

Editorial Advisory Board

N. Afgan, *Portugal*
A.E. Bergles, *USA*
D. Groeneveld, *Canada*
B.J. Hoogendoorn, *The Netherlands*
A.K.M.F. Hussain, *USA*
S. Kakaç, *USA*
N.W.M. Ko, *Hong Kong*

S.Y. Ko, *China*
M. Kurosaka, *USA*
R.L. McKenzie, *USA*
R.J. Moffat, *USA*
V.E. Nakoryakov, *Russia*
R.E. Nigmatulin, *Russia*
V.M.K. Sastri, *India*

H. Sato, *Japan*
S. Sideman, *Israel*
K. Stephan, *Germany*
S.P. Sukhatme, *India*
K.T. Yang, *USA*

Founding Editors: R.K. Shah, E.N. Ganić

Publication information: *Experimental Thermal and Fluid Science* (ISSN 0894-1777). For 2006, *Volume 30* is scheduled for publication. Subscription prices are available upon request from the Publisher or from the Regional Sales Office nearest you or from this journal's website (<http://www.elsevier.com/locate/etfs>). Further information is available on this journal and other Elsevier products through Elsevier's website (<http://www.elsevier.com>). Subscriptions are accepted on a prepaid basis only and are entered on a calendar year basis. Issues are sent by standard mail (surface within Europe, air delivery outside Europe). Priority rates are available upon request. Claims for missing issues should be made within six months of the date of dispatch. **USA mailing notice:** *Experimental Thermal and Fluid Science* (ISSN 0894-1777) is published eight times a year in the months January, March, April, June, July, September, October and December by Elsevier B.V. (P.O. Box 211, 1000 AE Amsterdam, The Netherlands). Annual subscription price in the USA US\$ 1249 (valid in North, Central and South America), including air speed delivery. Periodical postage rate paid at Rahway, NJ and additional mailing offices. **USA POSTMASTER:** Send change of address to *Experimental Thermal and Fluid Science*, Elsevier, 6277 Sea Harbor Drive, Orlando, FL 32887-4800. **AIRFREIGHT AND MAILING** in the USA by Mercury International Limited, 365, Blair Road, Avenel, NJ 07001.

View Letter

[Close](#)

Date: Jan 03, 2011
To: "Satha Aphornratana" satha@siit.tu.ac.th
From: Cornelis van der Geld C.W.M.v.d.Geld@tue.nl
Subject: Your Submission

Ms. Ref. No.: ETFS-D-10-00141R2
Title: EXPERIMENTAL STUDIES OF A STEAM JET REFRIGERATION CYCLE: Effect of the primary nozzle geometries to system performance.
Experimental Thermal and Fluid Science

Dear Satha,

I am pleased to confirm that your paper "EXPERIMENTAL STUDIES OF A STEAM JET REFRIGERATION CYCLE: Effect of the primary nozzle geometries to system performance." has been accepted for publication in Experimental Thermal and Fluid Science.

Comments from the Editor and Reviewers can be found below.

Thank you for submitting your work to this journal.

With kind regards,

Cornelis W.M. van der Geld, Ph.D.
Editor
Experimental Thermal and Fluid Science

Comments from the Editors and Reviewers:

For further assistance, please visit our customer support site at <http://epsupport.elsevier.com>. Here you can search for solutions on a range of topics, find answers to frequently asked questions and learn more about EES via interactive tutorials. You will also find our 24/7 support contact details should you need any further assistance from one of our customer support representatives.

[Close](#)



Experimental studies of a steam jet refrigeration cycle: Effect of the primary nozzle geometries to system performance

Natthawut Ruangtrakoon^a, Satha Aphornratana^{a,*}, Thanarath Sriveerakul^b

^a Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University, PO Box 22, Thammasat Rangsit Past Office, Patumthani 12121, Thailand

^b Department of Mechanical Engineering, Ubon Ratchathani University, Ubonratchathani 34190, Thailand

ARTICLE INFO

Article history:

Received 12 May 2010

Received in revised form 23 December 2010

Accepted 3 January 2011

Available online xxxx

Keywords:

Refrigeration

Ejector

Steam jet

ABSTRACT

This paper describes an experimental investigation of a steam jet refrigeration. A 1 kW cooling capacity experimental refrigerator was constructed and tested. The system was tested with various operating temperatures and various primary nozzles. The boiler saturation temperature ranked from 110 to 150 °C. The evaporator temperature was fixed at 7.5 °C. Eight primary nozzles with difference geometries were used. Six nozzles have throat diameters ranked from 1.4 to 2.6 mm with exit Mach number of 4.0. Two remained nozzles have equal throat diameter of 1.4 mm but difference exit Mach number, 3.0 and 5.5. The experimental results show that the geometry of the primary nozzle has strong effects to the ejector performance and therefore the system COP.

© 2011 Elsevier Inc. All rights reserved.

1. Introduction

In many industrial processes, an amount of heat is rejected to the surroundings as waste. If this waste heat is converted to useful refrigeration by using heat powered refrigeration systems, electricity purchased from utility companies for conventional refrigeration cycles can be reduced. The most widely used heat powered refrigeration cycles are absorption refrigeration cycles and jet refrigeration cycles [1].

Both heat powered refrigeration cycles are powered by low-grade thermal energy with some addition of a small amount of electricity required to circulate their working fluids and to control the systems. The absorption refrigeration system has a COP value better than that of the jet refrigeration system. However, the jet refrigeration is relatively simple to construct, operate, and control. It uses only single-component working fluid (refrigerant only). Moreover, the jet refrigeration system is the only refrigeration system that can use water, the most environmentally friendly and cheapest refrigerant, as its single-component working fluid.

Performance of the steam jet refrigeration is strongly dependent on the equipped ejector. In the past, a small-scale steam jet was studied experimentally. Effects of the operating temperatures and effect of the primary nozzle position [2,3] were carried out. Some researchers used CFD technique to explain the process in side the ejector [4–7]. A small-scale steam jet refrigerator was also applied to be used with solar energy [8,9].

In this paper, effects of the primary nozzle's geometries (nozzle's area ratio) and the operating conditions on the ejector performance were concerned. An experimental steam jet refrigerator was built. The steam ejector was tested with eight difference primary nozzles. The nozzle's throat diameters were 1.4, 1.7, 2.0, 2.3, 2.4 and 2.6 mm. The nozzle's area ratios were 7:1 (Mach number of 3), 20:1 (Mach number of 4), and 88:1 (Mach number of 5.5). The operating conditions of the steam jet refrigerator were set so that the system produced general refrigeration effect at normal ambient condition by utilizing waste heat from industrial processes. The boiler temperatures were set between 110 and 150 °C. The evaporator temperatures were fixed at 7.5 °C. The tests showed that the throat diameter and the area ratio of the primary nozzle had strong effects to the ejector performance.

2. Background

A schematic view of a steam ejector is shown in Fig. 1. A high pressure steam from the boiler, known as a *primary fluid*, expands and accelerates through the primary nozzle. This results a supersonic jet stream of the primary fluid which creates a very low pressure region at the nozzle exit plane and subsequently in the mixing chamber. This low pressure region draws a *secondary fluid* from the evaporator (where the refrigeration effect is produced) into the mixing chamber. The primary fluid and the secondary fluid then mix together in the mixing chamber. Due to a high momentum of the primary fluid, the mixed stream is still in supersonic region. By the end of the mixing chamber, a normal shock, series of oblique shocks, or a pseudo shock are induced [4,5,10]. The shock causes a

* Corresponding author. Tel.: +66 2 986 9009x2210; fax: +66 2 9869009x2201.
E-mail address: satha@siit.tu.ac.th (S. Aphornratana).

Nomenclature

COP	coefficient of performance
NXP	nozzle exit position (mm)
P	absolute pressure (bar, mbar)
Rm	entrainment ratio of an ejector
h	specific enthalpy (kJ/kg)
A	cross-section area (m ²)
M	mach number
\dot{m}	mass flow rate (kg/min, kg/h)
k	specific heat ratio (1.32 for water vapour)

Subscripts

cri	condition at critical condenser pressure
g-boiler	saturated vapour at the boiler temperature
g-evap	saturated vapour at the evaporator temperature
f-con	saturated liquid at the condenser temperature
exit	primary nozzle's exit plane
throat	primary nozzle's throat

major compression effect and a sudden drop in the flow speed from supersonic to subsonic. A further compression of the flow is achieved as it is brought to stagnation through a subsonic diffuser. The ejector is discharged at a pressure (back pressure) equal to the saturation pressure in the condenser. An important parameter used to describe the performance of an ejector is an *entrainment ratio*:

$$Rm = \frac{\text{mass flow of the secondary fluid}}{\text{mass flow of the primary fluid}} \quad (1)$$

In a steam jet refrigeration cycle as shown in Fig. 2, an ejector entrains a low pressure saturated water vapour from the evaporator, where the refrigeration effect is produced, as the secondary fluid. It uses a hot and high pressure saturated steam from the boiler as the primary fluid. The ejector discharges its exhaust to the condenser where the fluid is condensed to liquid by rejecting heat out to the surrounding. Performance of a steam jet refrigeration cycle is defined in term of the Coefficient of Performance for a steam jet refrigeration:

$$COP = Rm \cdot \frac{h_{g\text{-evap}} - h_{f\text{-con}}}{h_{g\text{-boiler}} - h_{f\text{-con}}} \quad (2)$$

Since the enthalpy change at the boiler is not much different from the enthalpy change at the evaporator, it can be assumed that:

$$COP \approx Rm \quad (3)$$

Fig. 3 shows a typical performance of a steam ejector. When the boiler and evaporator temperatures are fixed and the condenser pressure is varied, the ejector's performance curve is divided into three regions; *choked flow*, *unchoked flow*, and *reversed flow* [1].

For the *choked flow region*, the ejector is operated with the pressure below the critical value (*critical back pressure*). The ejector draws a fixed amount of the secondary fluid and results in a constant value of the entrainment ratio. This is due to the flow is choked in the mixing chamber. In this region, a transverse shock, which creates a compression effect, is thought to appear in the mixing chamber's throat (constant-area duct section). The location of the shock is dependent on the back pressure. When the back

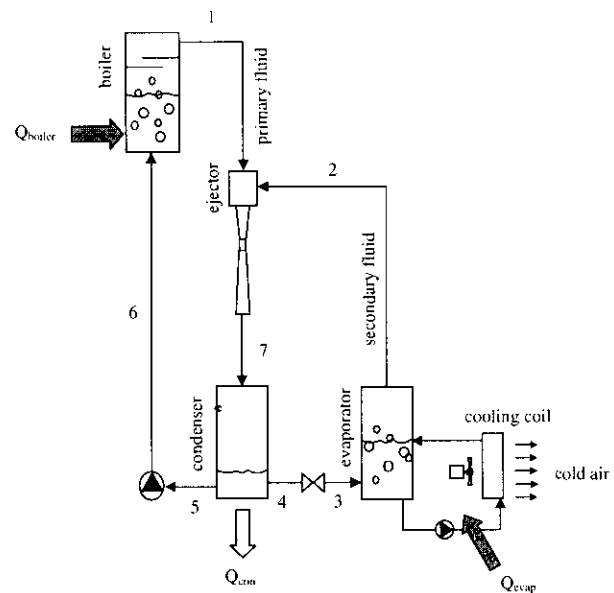


Fig. 2. A schematic view of a steam jet refrigeration cycle.

pressure is increased, the shock will move upstream (toward the primary nozzle) without disturbing the mixing process.

For the *unchoked flow region*, the ejector's back pressure is higher than the critical value. The entrainment ratio drops remarkably when the back pressure is increased. The choking of the flow is not found in the mixing chamber. The transverse shock is believed to move upstream into the mixing chamber (converging duct section) and disturbs the mixing process between the primary fluid and the secondary fluid.

For the *reverse flow region*, the ejector's back pressure is higher than the point called *break down back pressure*. In this region the mixed stream is reversed back to the secondary flow inlet, therefore the ejector finally malfunctions.

Fig. 4 shows the effect of operating pressures on the performance of the steam ejector based on experimental data [1]. When

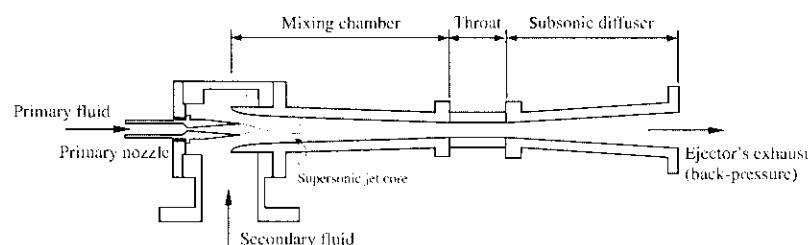


Fig. 1. Schematic view of a steam ejector.

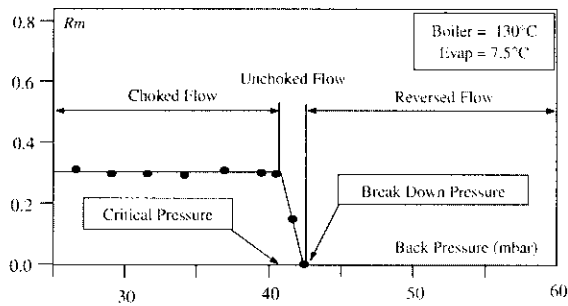


Fig. 3. Effect of operating pressures on performance of a steam jet refrigerator based on experimental data provided by Chunnanond and Aphornratana [1].

the primary fluid pressure (boiler saturation pressure) is decreased, critical mass flow rate through the primary nozzle is reduced. Since, the flow area of the mixing chamber is fixed, when the critical mass flow is reduced, more secondary fluid is entrained. Thus, increases of the entrainment ratio result. However, the ejector will operate with a lower critical back pressure. This is because the momentum of the mixed flow is also reduced and results in a lower critical back pressure.

When the secondary fluid pressure (evaporator saturation pressure) is increased, both the critical back pressure and the entrainment ratio will be increased. Since increasing of the secondary fluid pressure which is the upstream pressure of the ejector, more fluid at a higher pressure is pushed into the ejector. Therefore, a higher entrainment ratio and critical back pressure are resulted.

3. Experimental setup

3.1. Experimental steam jet refrigerator

The schematic diagram of an experimental steam jet refrigerator is shown in Fig. 5. In this system, electric heaters were used as simulated heat source and cooling load. The boiler and the evaporator shells were fabricated from 8 inch and 3½ inch SUS 304 stainless steel pipes (schedule 40 s) with flanges welded at the top and the bottom. The maximum heating capacity at the boiler was 8 kW. The evaporator design was based on a spray and falling film column. A 2 kW heater was used to simulate the cooling load. The heaters' power was controlled by means of electronic devices. To ensure that only dry vapour entered the primary nozzle, the saturated steam from the boiler was superheated by 1–2 °C by using a 500 W (adjustable power) superheater. The condenser was a shell and coil type condenser and was cooled by water. Two mechanical pumps were used. A pneumatic diaphragm pump was used as the boiler feed pump. A magnetic coupled centrifugal pump was used to promote evaporation rate at the evaporator.

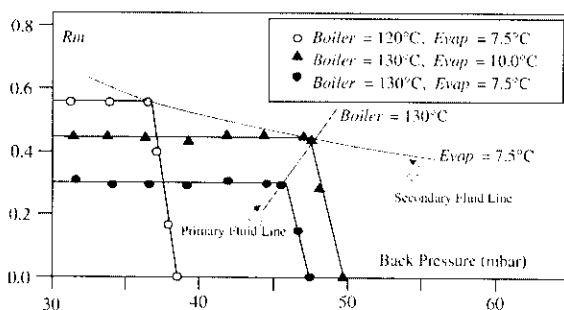


Fig. 4. Performance characteristics of a steam ejector based on experimental data provided by Chunnanond and Aphornratana [1].

The ejector's primary and secondary fluid pressures were controlled by presetting the saturation temperatures at the boiler and at the evaporator respectively. The ejector's back pressure was controlled by adjusting the cooling water flow rate at the condenser.

The mass flow rates of the primary fluid and the secondary fluid were obtained by measuring the decreased level of the water, at the boiler and at the evaporator respectively, using attached sight glasses during the certain time interval in steady operation.

Saturation pressures at the condenser (back pressure) and at the evaporator (secondary fluid pressure) were measured by using absolute pressure transducers (0–250 mbar-abs). All pressure transducers with uncertainties of $\pm 0.25\%$ were calibrated using a double stage liquid ring vacuum pump and a standard mercury barometer for absolute zero and atmospheric pressure values, respectively.

Type K thermocouples with uncertainties of ± 0.5 °C were used to detect the temperature change of the interested position as shown in Fig. 5. The detected signal of each probe was connected to the compensator and signal amplifier circuit. All probes were carefully calibrated using a precision glass thermometer.

Based on the possible error in the measurement of the decreased water level in the boiler and evaporator shells between two marks of their attached sight glasses during the certain time interval in steady operation, the uncertainty in the calculated mass flow rate of the primary fluid and the secondary fluid were $\pm 4.5\%$ and $\pm 6.5\%$, respectively. Therefore the calculated maximum uncertainty of the entrainment ratio was $\pm 8\%$.

3.2. Experimental steam ejector

The experimental ejector consisted of 4 parts which were the primary nozzle, the mixing chamber, the constant-area throat and the subsonic diffuser, as shown in Fig. 6. Each of them was designed to be easily fitted and interchanged with others. In this study only one fixed geometry of mixing chamber was used. Eight primary nozzles were used with their uncertainties in diameter of ± 0.05 mm. Nozzles D1.4M4, D1.7M4, D2.0M4, D2.3M4, D2.4M4, and D2.6M4 had difference throat diameters but the same area ratio (exit area to throat area) of 20:1. All of these nozzles provided equal exit Mach number of 4.0. The exit Mach number was calculated from the following equation [11]:

$$\frac{A_{\text{exit}}}{A_{\text{throat}}} = \frac{1}{M_{\text{exit}}} \cdot \left[\frac{2}{k+1} \right] \left[1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_{\text{exit}}^2 \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (4)$$

Nozzles D1.4M3, D1.4M4, and D1.4 M5.5 had the same throat diameter of 1.4 mm but they had the nozzle's area ratios of 7:1, 20:1, and 88:1 respectively. They provided the exit Mach number of 3.0, 4.0 and 5.5 respectively. During the tests, all nozzles were placed at NXP value of 23 mm. The NXP (Nozzle Exit Position) was defined as a distance between the primary nozzle exit plane and the mixing chamber inlet planes [2]. The NXP was zero when the nozzle exit plane was at the mixing chamber inlet plane. It had positive value when the nozzle exit plane was inside the mixing chamber and vice versa.

4. Experimental results

4.1. Critical mass flow rate of the primary fluid through the nozzles

In these tests, the evaporator was isolated from the system by closing a ball valve connected between the ejector inlet and the evaporator outlet. The critical mass flow rate of the primary fluid was obtained by observing the decreasing rate of the liquid level in the boiler via the attached sight glass over a finite time interval

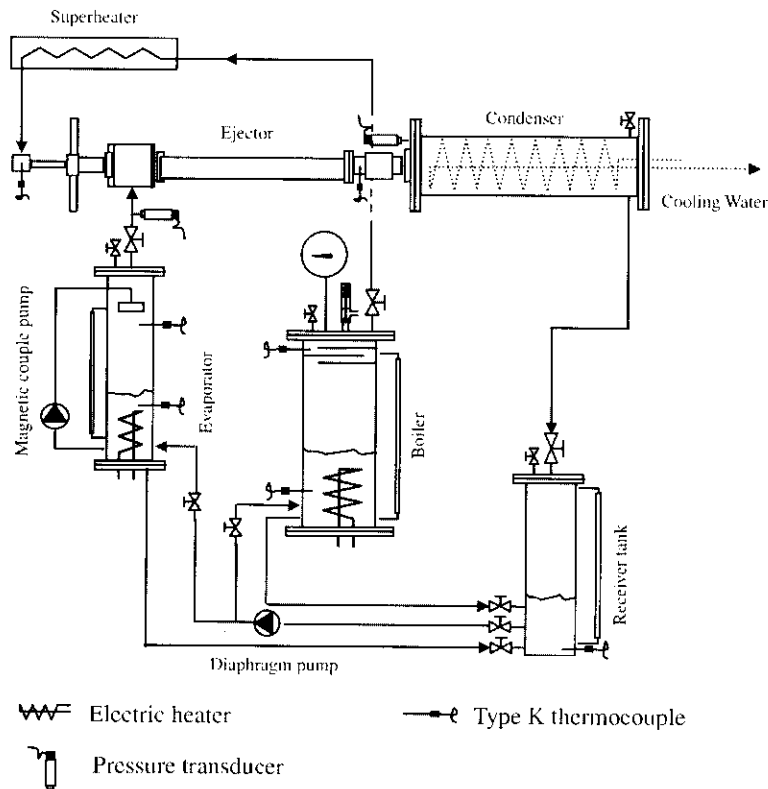
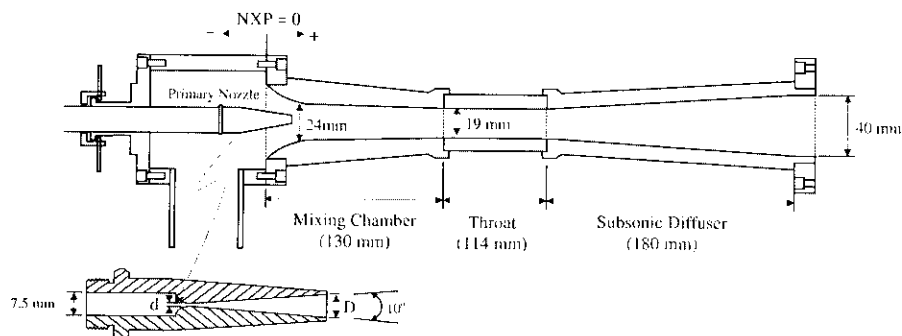


Fig. 5. The experimental steam jet refrigerator.



Nozzle code	d (mm)	Nozzle's area ratio (A_{exit}/A_{throat})	Calculated exit Mach number
D1.4 M4	1.4	20:1	4.0
D1.7 M4	1.7		
D2.0 M4	2.0		
D2.3 M4	2.3		
D2.4 M4	2.4		
D2.6 M4	2.6	7:1	3.0
D1.4 M3	1.4		
D1.4 M5.5	1.4		
		88:1	5.5

Fig. 6. The experimental steam ejector.

when the boiler was operated at a preset saturation temperature. The results are presented in Fig. 7. The results shows that for one particular nozzle, the primary fluid flow rate is increased when increase the boiler saturation temperature and pressure. The flow rate is also increased when used a larger nozzle (D1.4M4, D1.7M4, D2.0M4). However, the flow rate is independent from

the nozzle area ratio (D1.4M3, D1.4M4, and D1.4M5.5). From the figure, the critical mass flow rate through nozzles D1.4M3 and D1.4M5.5 are slightly difference from that of nozzle D1.4M4, this may be resulted from an error during the manufacturing of the nozzles. In all cases, the critical mass flow rate is independent from the nozzle down stream pressure (condenser pressure).

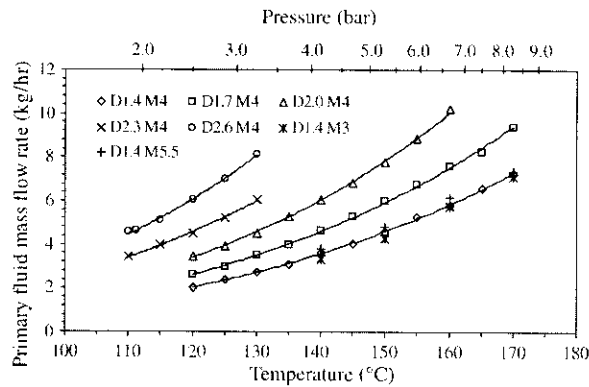


Fig. 7. Critical mass flow rate through the primary nozzles.

4.2. Effect of the primary fluid pressure

In these tests, nozzle D1.7M4 was used. The throat diameter was 1.7 mm and the calculated exit Mach number was 4.0. The boiler saturation temperature ranged from 130, 140, and 150 °C. The evaporator temperature was fixed at 7.5 °C.

Fig. 8 shows effects of the primary fluid pressure (boiler saturation pressure) to the secondary fluid minimum pressure (ejector's suction pressure). During the tests, the evaporator was isolated from the system by closing the valve connected between the ejector inlet and the evaporator outlet. The ejector suction pressure was measured. This pressure represents the minimum cooling temperature (saturation temperature in the evaporator) for specified boiler and condenser temperature. For this test, no secondary fluid was entrained, therefore the entrainment ratio was zero.

Referring to Fig. 8, for the boiler saturation temperature of 150 °C and at low condenser pressure, the suction pressure is fairly constant at minimum value of 2.7–3.2 mbar over the region of the condenser pressure lower than 44 mbar. When the condenser pressure is increased higher than 44 mbar, the suction pressure is started increasing with the increase of the condenser pressure. At the condenser pressure of 60 mbar, the suction pressure is 10 mbar which corresponds to the saturation temperature of 7.5 °C. This condenser pressure is the breakdown pressure as shown in Fig. 9. When the condenser pressure is further increased, the suction pressure increases almost directly with the condenser pressure. As can be seen from Fig. 8 that the line is almost parallel to the line of $P_{\text{evap}} = P_{\text{con}}$.

When the boiler saturation temperature is decreased to 140 and 130 °C, similar performance curves are obtained. It can be seen that, the minimum suction pressures at low condenser pressure

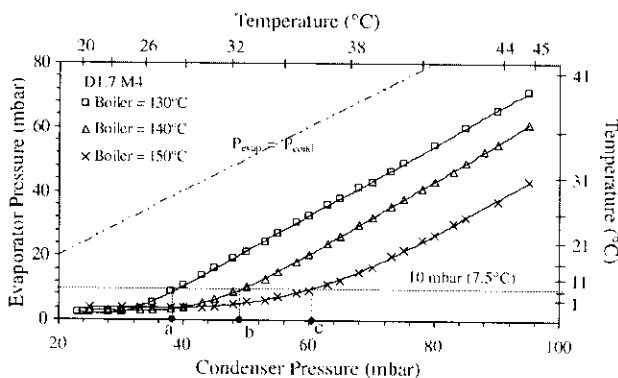


Fig. 8. Variation of the minimum suction pressures with the primary fluid pressures.

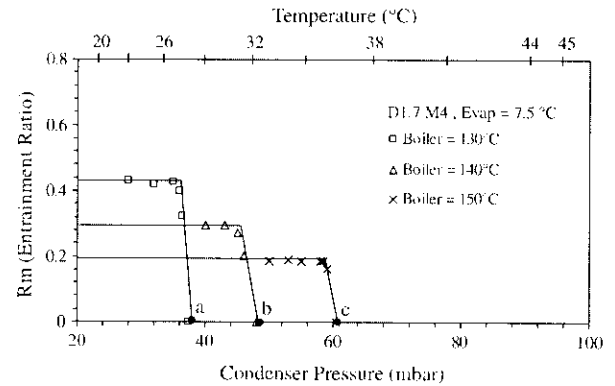


Fig. 9. Variation of the entrainment ratio with the primary fluid pressures.

region are independent from the change of the boiler pressure. This is due to the fact that, the primary fluid leaves the nozzle with the same Mach number of 4 for all cases. The exit Mach number is dependent on the nozzle's area ratio. All the nozzles have equal area ratio of 20:1. Therefore the static pressure at the nozzle exit plane is almost the same for all cases.

The different between the three curves in Fig. 8 are, the minimum suction pressure of the curve with low boiler temperature start increasing (from the minimum value) at a lower condenser pressure than that of the one with a higher boiler pressure. This is resulted from the difference in the critical mass flow rate through the primary nozzle, the higher the boiler pressure, the higher the critical mass flow rate, and vice versa. Even the velocity of the flow leaving the primary nozzle are approximately the same for all cases, the momentum (or kinetic energy) of the flow, which is increased with the mass flow rate and the flow velocity, are difference.

Fig. 9 shows effects of the primary fluid pressure to the entrainment ratio. For a fixed boiler temperature, the condenser saturation pressure was adjusted so that the ejector was operated under choked flow and unchoked flow regions. The condenser pressure was adjusted until the breakdown point was attended.

When the primary fluid mass flow is increased due to the increase of the boiler pressure, in the choked flow region, the ejector entrained less amount of the secondary fluid. Since the flow area in the mixing chamber is fixed when the primary fluid mass flow increases, the flow area (the annulus area formed between the mixing chamber's wall and the primary fluid jet's core) for the secondary fluid is reduced. The entrainment ratio decreases when the boiler pressure is increased. However, the momentum of the mixed stream in the mixing chamber is increased due to the large amount of the primary fluid. The ejector can be operated with a higher critical condenser pressure.

4.3. Effect of the primary nozzle's throat diameter

In these tests, the boiler and the evaporator saturation temperatures were fixed at 150 °C and 7.5 °C respectively. Nozzle D1.4M4, D1.7M4, and D2.0M4 were used. All the nozzles had an equal area ratio of 20:1 that produced equal exit Mach number of 4.0. Fig. 10 shows effects of the primary nozzle's throat diameter with fixed boiler pressure to the secondary fluid minimum pressure (ejector's suction pressure), and to the entrainment ratio in Fig. 11.

It can be seen that Fig. 10 is similar to Fig. 8, and Fig. 11 is similar to Fig. 9. This implies that, using a primary nozzle with large diameter provide the same effect to the ejector performance as caused when operating the ejector with a high boiler pressure. For all nozzles with equal exit Mach numbers of 4.0, similar minimum suction pressures are obtained. The nozzle with larger throat

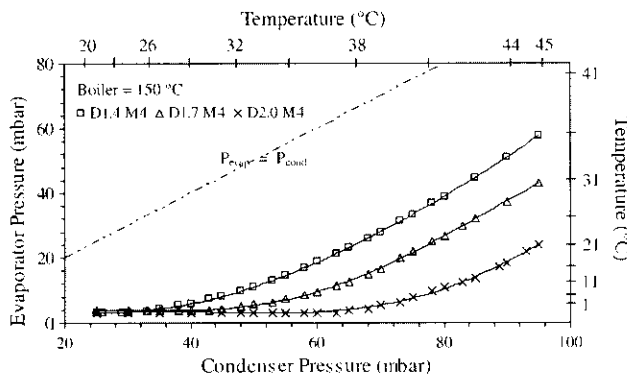


Fig. 10. Variation of the minimum suction pressure with the nozzle's throat diameter.

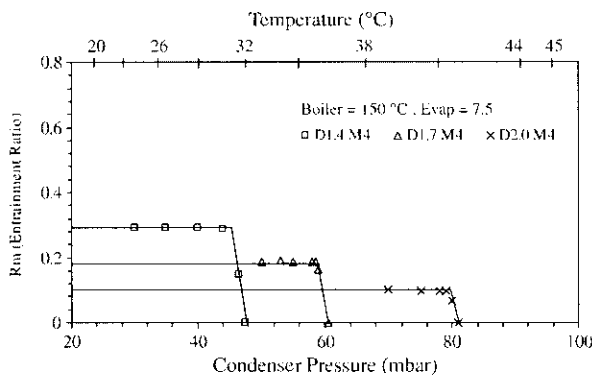


Fig. 11. Variation of the entrainment ratio with the nozzle's throat diameter.

diameter provide higher primary fluid mass flow rate than that for the smaller one; therefore, less flow area in the mixing chamber for the secondary fluid is entrained and a lower entrainment ratio results. However, at the nozzle exit, larger momentum and kinetic energy of the primary fluid is produced. This results in a higher critical condenser pressure which is similar to the case of an increase in the boiler saturation temperature.

4.4. Effect of the nozzle's exit Mach number

In these tests, nozzles D1.4M3, D1.4M4, and D1.4M5.5 were used with boiler saturation temperature of 150 °C and evaporator

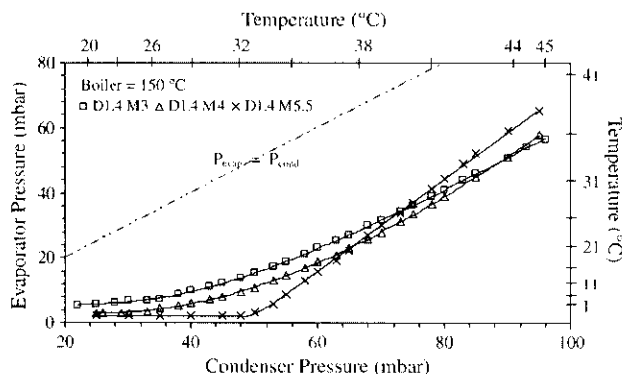


Fig. 12. Variation of the minimum suction pressure with the nozzle's exit Mach number.

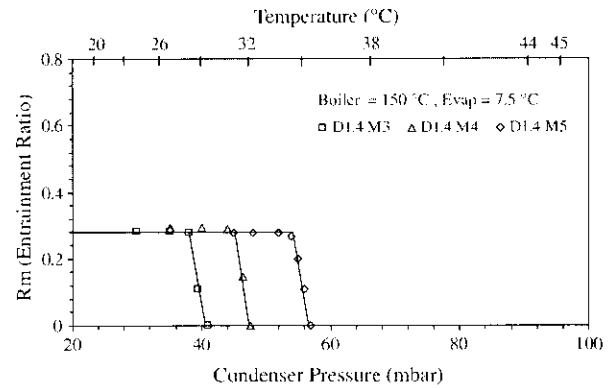


Fig. 13. Variation of the entrainment ratio with the nozzle's exit Mach number.

temperature of 7.5 °C. The three nozzles had equal throat diameter of 1.4 mm. They provided the same critical mass flow rate but difference exit Mach number. Fig. 12 shows effects of the nozzle's exit Mach number to the minimum secondary fluid pressure (ejector's suction pressure) and to the entrainment ratio in Fig. 13.

From Fig. 12, it can be seen that, the minimum secondary fluid pressure is decreased when the Mach number of the primary fluid is increased, 5.5 mbar for D1.4M3, 3.2 mbar for D1.4M4, and 2.2 mbar for D1.4M5.5. For the case of the nozzle D1.4M5.5, the minimum secondary fluid pressure is fairly constant at 2.2 mbar until the condenser pressure reaches 44 mbar. The suction pressure raises sharper than that found in the cases of D1.4M3 and D1.4M4.

From Fig. 13, the entrainment ratio in choke flow region is independent from the change of the Mach number at the nozzle exit. All nozzles entrain the same amount of the secondary fluid. However, the critical condenser pressure is increased with the Mach number. For nozzle D1.4M3, the critical condenser pressure is 38 mbar. For D1.4M4, the critical condenser pressure is 44 mbar. For D1.4M5.5, the critical condenser pressure is 54 mbar. This is due to the momentum of the primary fluid, the higher the Mach number, the higher the momentum of the flow. This implies that, the Mach number of the primary fluid should be as high as possible. However, maximum nozzle's exit Mach number is limited by the diameter of the nozzle exit and the boiler pressure as shown in Table 1.

From Table 1, the nozzle's area ratios were obtained from Eq. (4) and the expansion ratios were calculated from [8]

$$\frac{P_{\text{boiler}}}{P_{\text{exit}}} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2} \right) \cdot M_{\text{exit}}^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (5)$$

The nozzle exit pressures were obtained from Fig. 12 except for the case of Mach number of 6.0 which was obtained by extrapolation of the experimental data. For the case of Mach number of 6.0, the nozzle exit diameter is 16 mm which is as large as the mixing chamber throat diameter (19 mm). This will block the secondary flow at the mixing chamber inlet. Therefore, in practice, the primary nozzle should be design so that the exit Mach number is between 4.0 and 5.5. Nozzle with exit Mach number greater than 5.5 will has a large exit area which will obstruct the secondary flow at the inlet of mixing chamber.

4.5. Effect of the primary nozzle's throat diameter with fixed critical mass flow rate

In these tests, the evaporator temperature was fixed at 7.5 °C. Nozzles D1.4M4, D1.7M4, D2.0M4, D2.3M4, D2.4M4, and D2.6M4

Table 1

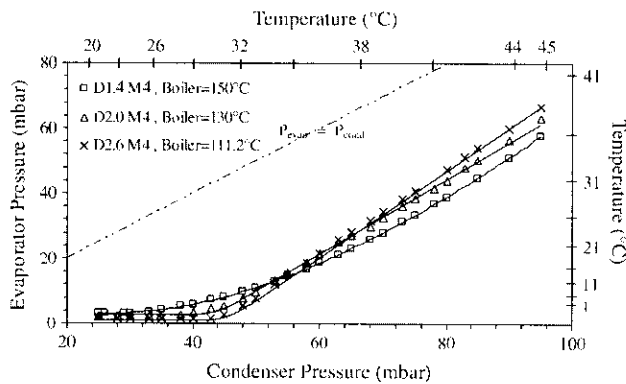
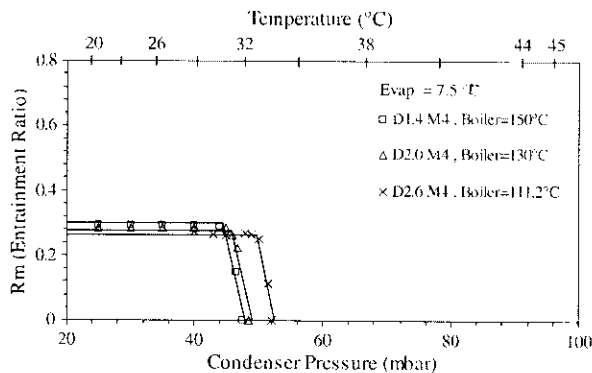
Data for nozzles with difference exit Mach number.

Mach number	Expansion ratio	Area ratio	Nozzle exit pressure (mbar)	Minimum boiler pressure (bar)	Nozzle exit diameter (mm)
3.0	39	7.2	5.5	0.21 (61.1 °C)	3.8
4.0	184	20.8	3.2	0.59 (85.5 °C)	6.4
5.5	1386	88.8	2.2	3.05 (134.1 °C)	13.2
6.0	2514	137.3	1.9	4.78 (140.2 °C)	16.4

Table 2

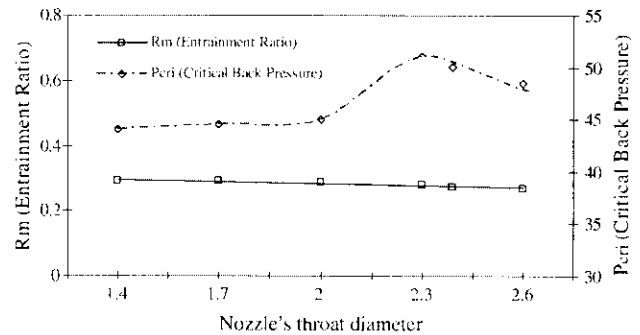
Boiler temperature and critical mass flow rate.

Nozzle	Boiler temperature (°C)	Critical mass flow (kg/h)
D1.4M4	150.0	4.568
D1.7M4	140.0	4.625
D2.0M4	130.0	4.537
D2.3M4	120.0	4.530
D2.4M4	113.6	4.558
D2.6M4	111.2	4.608

**Fig. 14.** Variation of the minimum suction pressure when using various nozzles but fix the critical mass flow rate and the exit Mach number.**Fig. 15.** Variation of the entrainment ratio when using various nozzles but fix the critical mass flow rate and the exit Mach number.

were used. These nozzles had different throat diameter but has the same area ratio. They produced equal exit Mach number of 4.0. During the tests, the boiler saturation temperature was adjusted so that the critical mass flow rate was approximately fixed at 4.6 ± 0.05 kg/h as shown in Table 2.

Since the Mach number and mass flow rate of the primary fluid leaving each nozzle was fixed, momentum of the primary flow was the same for all nozzles. One would expect that, both the entrainment ratio and the critical condenser pressure for all nozzles would

**Fig. 16.** Variation of the entrainment ratio and the critical back pressure when using various nozzles but fix the critical mass flow rate and the exit Mach number.

be very similar. However, from the tests it was not. Fig. 14 shows the variation of the minimum secondary fluid pressure and Fig. 15 shows the variation of the entrainment ratio.

From Fig. 14, it can be seen that, when a larger nozzle is used, the minimum suction pressure decreases and is fairly constant to a higher condenser pressure (this is similar to the case of using a nozzle with a higher Mach number). From this, it can be expected that using a large nozzle with high boiler pressure will be more superior compared with using a small nozzle with high boiler pressure.

From Fig. 15, when a large nozzle with low boiler pressure is used, the entrainment ratio is slightly decreased but a higher critical condenser pressure is obtained. Results from Fig. 15 may be presented as shown in Fig. 16. It can be seen that the entrainment ratio is slightly decreased when a larger nozzle is used. An interesting point is that, when the nozzle is changed from D1.4M4 to D2.0M4, the critical condenser pressure is slightly and linearly increased. When nozzle D2.3M4 is used, the critical condenser pressure raises rapidly to the maximum value. When nozzles D2.4M4 and D2.6M4 are used, the critical condenser pressures are dropped.

The slightly reduction in the entrainment ratio may be resulted from a larger core of the primary fluid which results in a smaller effective flow area for the secondary fluid. The raise in the critical condenser pressure may be resulted from a lower secondary fluid entrained. However, the entrainment ratio is only slightly decreased. If this is the main reason, the critical condenser pressure should not be significantly increased. Another reason may be caused by the mixing process between the primary and secondary fluids in the mixing chamber. In order to explain this phenomenon, a further study using CFD technique may be used.

5. Conclusions

In this study, the experimental steam jet refrigerator was tested with 8 different primary nozzle's geometries. In all tests, the evaporator saturation temperature was fixed at 7.5 °C. The boiler saturation temperature was between 110 °C and 150 °C. The primary nozzles had their throat diameters between 1.4 mm and 2.6 mm. The nozzles produced the exit Mach number from 4.0 to 5.5.

Table A1
Experimental results.

Nozzle	T_{boiler} (°C)	m_{primary} (kg/h)	$m_{\text{secondary}}$ (kg/h)	R_m	$P_{\text{con-crit}}$ (mbar)
D1.7M4	130	3.505	1.478	0.422	35.0
	140	4.625	1.327	0.287	45.0
	150	6.006	1.131	0.188	58.5
D1.4M4	150	4.568	1.317	0.288	44.0
D1.7M4		6.006	1.131	0.188	58.5
D2.0M4		7.791	0.792	0.102	79.0
D1.4M3	150	4.289	1.208	0.282	38.0
D1.4M4		4.568	1.317	0.288	44.0
D1.4M5.5		4.787	1.338	0.280	54.0
D1.4M4	150	4.568	1.317	0.288	44.0
D1.7M4	140	4.625	1.327	0.287	44.5
D2.0M4	130	4.537	1.298	0.286	45.0
D2.3M4	120	4.530	1.237	0.273	51.0
D2.4M4	113.6	4.558	1.218	0.267	49.5
D2.6M4	111.2	4.608	1.209	0.262	48.5

All results were obtained at an evaporator saturation temperature of 7.5 °C.

- For one particular primary nozzle, operated at a fixed evaporator saturation temperature, the critical mass flow rate through the nozzle is increased with the boiler pressure. But the nozzle exit Mach number is remained unchanged. The lower entrainment ratio is produced when the boiler saturation temperature is increased. However, the ejector can be operated at a higher critical condenser pressure.
- When several nozzles with different throat diameters are used under a fixed boiler and evaporator saturation temperature, different amounts of critical mass flow rate through these nozzles are produced. However, if the nozzles have the same area ratio, the exit's Mach numbers would be equal. The entrainment ratio decreases when a larger throat nozzle is used but the ejector can be operated with a higher condenser pressure, and vice versa.
- When several nozzles with an equal throat diameter are used under a fixed boiler and evaporator saturation temperature, the same amount of critical mass flow rate is produced. However, if their area ratio is different, these nozzles provide different exit Mach numbers. The entrainment ratio is essentially constant and independent from the area ratio of the primary nozzles. The nozzle with large area ratio that produces a high Mach number, is able to be operated with a higher critical condenser pressure. However, in practice, the exit Mach number may be limited at 4.0–5.5. This is due to the size of the nozzle exit and the required minimum boiler pressure.
- When several nozzles with different throat diameter but the same area ratio are used, these nozzles produce the same exit Mach number. If the boiler saturation temperature is allowed to varied so that the critical mass flow rate through each nozzle are constant. Therefore the nozzle with larger throat diameter is operated at a lower boiler saturation temperature, and vice versa. The nozzle with larger throat diameter (with lower boiler saturation temperature), will entrain slightly less amount of the secondary fluid from the evaporator. However it can be operated at a higher condenser pressure.

From this study, it can be concluded that, geometries of the primary nozzle have strong effects to the ejector performance and therefore the system COP. A further study using CFD technique

should be carried out in order to explain the process inside the ejector.

Acknowledgements

The research was financed by Thailand Research Fund. The first author would like to thank the Royal Golden Jubilee Program, Government of Thailand for his academic sponsorship.

Appendix A

See Table A1.

References

- [1] K. Chunnanond, S. Aphornratana, Ejectors: applications in refrigeration technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 8 (2) (2004) 129–155 (April).
- [2] W. Eames, S. Aphornratana, H. Haider, A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator, *International Journal of Refrigeration* 18 (6) (1995) 378–386 (July).
- [3] S. Aphornratana, I.W. Eames, A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle, *International Journal of Refrigeration* 20 (5) (1997) 352–358 (August).
- [4] T. Sriveerakul, S. Aphornratana, K. Chunnanond, Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. validation of the CFD results, *International Journal of Thermal Sciences* 46 (8) (2007) 812–822.
- [5] T. Sriveerakul, S. Aphornratana, K. Chunnanond, Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries, *International Journal of Thermal Sciences* 46 (8) (2007) 823–833 (August).
- [6] S.B. Riffat, S.A. Omer, CFD modeling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid, *International Journal of Energy Research* 25 (2001) 115–128.
- [7] E. Rusly, Aye Lu, W.W.S. Charters, A. Ooi, K. Pianthong, Ejector CFD modeling with real gas model, in: *Mechanical engineering network of Thailand the 16th conference 2002*, pp. 150–155.
- [8] A.J. Meyer, T.M. Harms, R.T. Oobson, Steam jet ejector cooling powered by waste or solar heat, *Renewable Energy* 34 (1) (2009) 297–306 (January).
- [9] C. Pollerberg, Ahmed Hamza H. Ali, C. Dötsch, Experimental study on the performance of a solar driven steam jet ejector chiller, *Energy Conversion and Management* 49 (11) (2008) 3318–3325 (November).
- [10] K. Matsuo, K. Sasaguchi, K. Tasaki, H. Mochizuki, Investigation of supersonic air ejectors, part 1. performance in the case of zero-secondary flow, *Bull JSME* 24 (198) (1981) 2090–2097.
- [11] Y.A. Cengel, M.A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, sixth ed. McGraw-Hill, 2007.

แบบแสดงหลักฐานการมีส่วนร่วมในผลงานทางวิชาการ

☐ บทความทางวิชาการ ☐ ตำรา ☐ หนังสือ ☒ ผลงานวิจัย ☐ ผลงานทางวิชาการในลักษณะอื่น

ชื่อเรื่อง

การศึกษาการไหลในอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอดโดยใช้โปรแกรมจำลองการไหลเชิงตัวเลข

ชื่อวารสาร/ ชื่อการประชุม

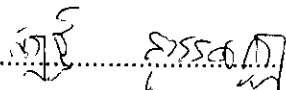
วิศวกรรมสาร มข.

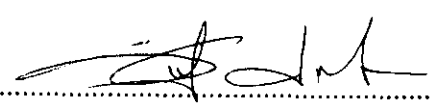
วันเดือนปีที่ตีพิมพ์/ นำเสนอ

ปีที่ 37 ฉบับที่ 3 กรกฎาคม-กันยายน 2553

ผู้ร่วมงาน จำนวน.....4.....คน แต่ละคนมีส่วนร่วมดังนี้ :

ชื่อ-สกุลผู้วิจัย	ปริมาณงานร้อยละ	หน้าที่รับผิดชอบ
1. ญัฐ สุวรรณภูมิ*	50%	ดำเนินการทดลอง ประมวลและวิเคราะห์ผลและสรุปผล
2. ไกรวุฒิ อุทัยกรณ	10%	ดำเนินการทดลอง ประมวลและวิเคราะห์ผลและสรุปผล
3. ธนรัฐ ศรีวีระกุล**	30%	ดำเนินการทดลอง ประมวลและวิเคราะห์ผลและสรุปผล
4. ศรัทธา อารณรัตน์	10%	ดำเนินการทดลอง ประมวลและวิเคราะห์ผลและสรุปผล

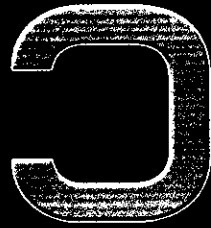
ลงชื่อ.....
(.....ญัฐ สุวรรณภูมิ.....)

ลงชื่อ.....
(.....ธนรัฐ ศรีวีระกุล.....)

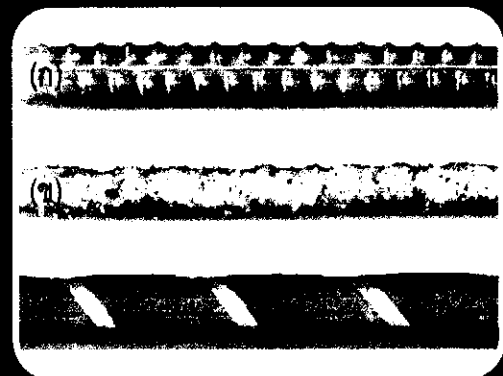
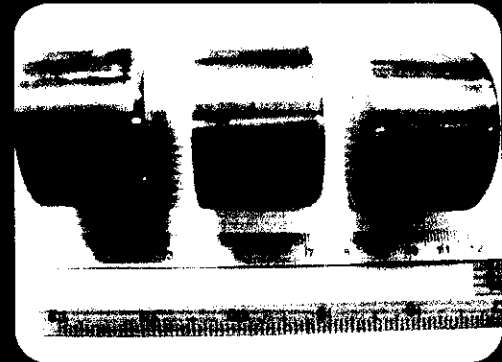
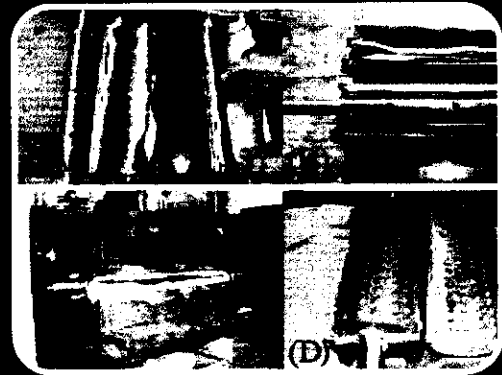
วันที่.....1-2-54.....

*First Author

**Corresponding Author



คองสวาทส มู. KKU ENGINEERING JOURNAL



ที่ปรึกษา :

รศ.ดร.สมนึก ชีระกุลพิสุทธิ์	คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น
รศ.ดร.สุนันทา กิ่งไพบูลย์	รองคณบดีฝ่ายวิจัยและวิเทศสัมพันธ์ คณะวิศวกรรมศาสตร์
อ.ดร.นวกัก เอื้ออนันต์	รองคณบดีฝ่ายวิชาการ คณะวิศวกรรมศาสตร์

บรรณาธิการ :

ศ.ดร.ปริญญา จินดาประเสริฐ	ภาควิชาวิศวกรรมโยธา คณะวิศวกรรมศาสตร์
---------------------------	---------------------------------------

รองบรรณาธิการ :

รศ.ดร.กันยรัตน์ โหละสุด	ภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์
-------------------------	---------------------------------------

กองบรรณาธิการ :

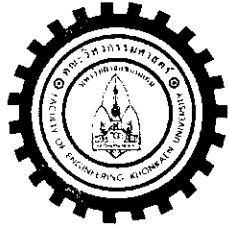
ศ.เกียรติคุณฉลอง เกิดพิทักษ์	ที่ปรึกษา บริษัท แมคโคร คอนซัลแตนท์ จำกัด
ศ.ดร.ปิยสาร ประเสริฐธรรม	ภาควิชาวิศวกรรมเคมี จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
ศ.ดร.วัลลภ สุระกำพลธร	ภาควิชาวิศวกรรมอิเล็กทรอนิกส์
	สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ศ.ดร.สมชาติ โสภณธณฤทธิ์	สาขาวิชาเทคโนโลยีพลังงาน คณะพลังงานสิ่งแวดล้อมและวัสดุ
	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
ศ.ดร.สุรินทร์ พงศ์สุกสมิทธิ์	ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
ศ.ดร.บัณฑิต เอื้ออาภรณ์	ภาควิชาวิศวกรรมไฟฟ้า จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
รศ.ดร.ธนิต ธงทอง	ภาควิชาวิศวกรรมโยธา จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
รศ.ดร.นพดล เพียรเวช	ภาควิชาวิศวกรรมโยธา สถาบันเทคโนโลยีแห่งเอเชีย
รศ.ดร.พีรยุทธ์ ชาญเศรษฐิกุล	ภาควิชาวิศวกรรมอุตสาหการ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
รศ.ดร.ไพศาล เข็นถิติ	ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบการผลิต
	สถาบันเทคโนโลยีนานาชาติสิรินธร มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์
รศ.ดร.วรการ ไหมเรียง	ภาควิชาวิศวกรรมโยธา มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
รศ.ดร.เสนีย์ กาญจนวงศ์	ภาควิชาวิศวกรรมสิ่งแวดล้อม มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

ผู้ช่วยกองบรรณาธิการ :

รศ.ดร.วิระสิทธิ์ อัมฉวิล	ภาควิชาวิศวกรรมไฟฟ้า คณะวิศวกรรมศาสตร์
รศ.ดร.กันยรัตน์ โหละสุด	ภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์
ผศ.ดร.เกียรติฟ้า ตั้งใจจิต	ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
ผศ.ดร.दनัยพงศ์ เขษมฐิชาติศักดิ์	ภาควิชาวิศวกรรมอุตสาหการ คณะวิศวกรรมศาสตร์
ผศ.ดร.พงศกร พรพรรณรัตนศิลป์	ภาควิชาวิศวกรรมโยธา คณะวิศวกรรมศาสตร์
อ.ดร.ไปรยา เฉยไสย	ภาควิชาวิศวกรรมสิ่งแวดล้อม คณะวิศวกรรมศาสตร์

ฝ่ายประสานงาน :

นางสาวสุรารัตน์ สุทธิสาย



วิศวกรรมสาร มข. KKU Engineering Journal

วารสารเพื่อการเผยแพร่ผลงานทางวิชาการและงานวิจัยทางด้านวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยี
จัดพิมพ์โดย คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น

ได้รับทุนอุดหนุนสมทบจากสำนักงานคณะกรรมการการอุดมศึกษา ประจำปีงบประมาณ 2551

Published on behalf of Faculty of Engineering, Khon Kaen University, Thailand

With the financial support of the Commission on Higher Education

- วารสารมีค่าดัชนีผลกระทบการอ้างอิงของวารสารวิชาการไทย (Journal Impact Factor) ในฐานข้อมูลศูนย์ดัชนีการอ้างอิงวารสารไทย (Thai-Journal Citation Index Centre, TCI Centre) โดยสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) และสำนักงานคณะกรรมการการอุดมศึกษา (สกอ.) มี ศ.ดร.ณรงค์ฤทธิ์ สมบัติสมภพ เป็นหัวหน้าโครงการ
- บทความทุกเรื่องได้รับการตรวจสอบและประเมินผลทางวิชาการโดยผู้ทรงคุณวุฒิ (Reader) จากทั้งภายในและภายนอกมหาวิทยาลัย และเป็นไปตามเงื่อนไขการสนับสนุนทุนวารสารวิชาการของสำนักงานคณะกรรมการการอุดมศึกษา (สกอ.)

คำอธิบายภาพจากปก

- ภาพที่ 1: ขั้นตอนการอัดขึ้นรูปลูกกลิ้งยาง
- ภาพที่ 2: ชิ้นงานสลักข้อโซ่ที่เตรียมสำหรับทดสอบส่วนผสมทางเคมีและทดสอบความแข็ง
- ภาพที่ 3: รูปแบบผิว FRP เส้น (ก) ข้ออ้อย (ข) เคลือบทราย และ (ค) พันรอบพร้อมเคลือบทราย

วิศวกรรมสาร มข.

ปีที่ 37 ฉบับที่ 3

เดือนกรกฎาคม - กันยายน 2553

Synthesis of biodiesel by two-step transesterification from crude jatropha curcus L.oil using ultrasonic cavitation assisted <i>Ittipon Worapun Kulachate Pianthong and Prachasanti Thaiyasui</i>	169
การศึกษาการไหลในอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอด โดยการใช้โปรแกรมจำลองการไหลเชิงตัวเลข <i>ณัฐ สุวรรณภูมิ ไกรฤดี อุทัยกรณ์ ธนรัฐ ศรีวิระกุล และ ศรัทธา อภรณ์รัตน์</i>	181
โปรแกรมตารางการจัดส่งคอนกรีตที่เหมาะสมที่สุด โดยเจนติกอัลกอริทึม <i>ลัดดา ตันวานิชกุล และ อรรถพล ศิริสุวรรณ</i>	191
On-Chip Active Inductors: The Promising Replacements of the On-Chip Passive Inductors <i>Rawid Banchuin</i>	201
การออกแบบและสร้างลูกกลิ้งยางเพื่อใช้ในเครื่องแกะกระเทียมโดยใช้วัตถุดิบยางธรรมชาติ <i>นเรศ อินตะวงค์ และ กนต์ธีร์ สุขตากจันทร์</i>	209
การผลิตไฟฟ้าโดยกระบวนการอิเล็กโตรไลซิสแบบผันกลับ <i>เกียรติศักดิ์ คมวิริยะ ประสงค์ วงศ์วิชา และ กันยรัตน์ ไหละสุด</i>	219
การวิเคราะห์ความเสียหายของสลักในชุดโซ่ลำเลียง: กรณีศึกษาโรงงานผลิตน้ำตาล <i>ณรงค์ วิชาภา และ สมศักดิ์ หอมดี</i>	229
คอนกรีตเสริมโพลิเมอร์เสริมเส้นใย: ทางเลือกสำหรับโครงสร้างทนต่อการกัดกร่อน <i>วิไลน์ นัยมูล</i>	237
การย่อยสลายกรดฮิวมิกในสารละลายด้วยปฏิกิริยาเฟนตันและเทคนิคทางจุลชีววิทยา <i>หัตถ์ทศน์ สุชัยยะ ประภากร กรงทอง ณัฐวรรณ ยศวัฒน์ และ วรรณกร จงเลิศจรรยา</i>	247

A study of flow in an ejector equipped with variable throat area of the primary nozzle using CFD simulation

Nat Suvarnakuta¹ Kraiwut Uthaikorn² Thanarath Sriveerakul³ and Satha Aphornratana⁴

Abstract

The aim of this research is to study a flow in an ejector equipped with variable throat area of the primary nozzle. Using a CFD technique, flow phenomena, mixing structure and performance of the ejector were analyzed and explained. In this study, a 2D-axisymmetric model was used. Realizable k-epsilon model was applied for a turbulence model. R141b was selected as a refrigerant fluid. Instead of changing the size of the throat diameter, variation of throat area of the primary nozzle was achieved by changing a wedge's position. The wedge's position or the needle tip position (NTP) is defined as a distance between a plane of needle's tip and a plane of the primary nozzle's throat. Results show that altering the needle tip position (NTP) affects the ejector's performance. For example, changing the NTP to 0, 5 and 10 mm., under the primary fluid saturated temperature of 100 °C and the secondary fluid saturated temperature of 5 °C, the entrainment ratio was subjected to increased from 0.24 to 0.30, and 0.52, respectively. While its critical back pressure (CBP) trend to reduce from 120.1 kPa to 112.2 kPa and 84.5 kPa. The results of this study were verified with a CFD simulation of a typical R141b ejector (Sriveerakul, 2008). A CFD simulation at 5 mm. of NTP presents a closest CFD result to the typical ejector (the ejector without a wedge).

Keywords: Ejector, CFD, R141b

¹ Post graduated Students, Department of Mechanical Engineering, Ubon Ratchathani University, Ubon Ratchathani 34190, Corresponding Author, E-mail: dokebi_@hotmail.com

² Post graduated Students, Department of Mechanical Engineering, Ubon Ratchathani University, E-mail: tudcheegang@hotmail.com

³ Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Ubon Ratchathani University, Ubon Ratchathani 34190, E-mail: tsriveerakul@yahoo.com

⁴ Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University, Pathumthani 12121, E-mail: satha@siit.tu.ac.th

Corresponding Author

บทนำ

อีเจ็คเตอร์ คืออุปกรณ์สำหรับการถ่ายเทมวลสารโดยอาศัยหลักการของการเหนี่ยวนำ ซึ่งของไหลที่มีความเร็วสูงจะดูดมวลสารที่มีความเร็วต่ำกว่าให้เคลื่อนที่ตาม Keenan and Neumann, 1942 และ Keenan et al, 2001 โดย Keenan และ Neumann เป็นนักวิจัยกลุ่มแรกที่ใช้เลนอptyการไหล 1 มิติในอีเจ็คเตอร์ ซึ่งในปัจจุบันมีการนำเอาหลักการการทำงานของอีเจ็คเตอร์ไปใช้ในงานอื่นๆ หลายด้าน เช่น ในระบบทำความเย็น (Aphornratana and Aphornratana, 2004) กระบวนการผลิตแบบสูญญากาศ รวมทั้งการส่งอนุภาคของแข็งขนาดเล็ก โดยประสิทธิภาพการทำงานของอีเจ็คเตอร์จะขึ้นอยู่กับสภาวะการทำงานของอีเจ็คเตอร์แล้ว (Aphornratana and Ouzzane, 2004) ยังขึ้นอยู่กับรูปร่างของอีเจ็คเตอร์เองอีกด้วย (Aphornratana et al, 2001 และ Chu et al, 2009) รวมทั้ง Area ratio (A_r) ซึ่งเป็นอัตราส่วนระหว่างพื้นที่หน้าตัดที่เล็กที่สุดของห้องผสมต่อพื้นที่หน้าตัดที่เล็กที่สุดของหัวฉีด จะมีผลอย่างยิ่งต่อประสิทธิภาพการทำงานของอีเจ็คเตอร์ (Yapici et al, 2013 และ Varga et al, 2009) โดยในการจะศึกษาการเปลี่ยนแปลงขนาดพื้นที่หน้าตัดที่คอคอดของหัวฉีดนั้น จะทำได้โดยการเปลี่ยนแปลงหัวฉีดใหม่เข้าไปในระบบซึ่งการเปลี่ยนแปลงจะต้องหยุดการทำงานของระบบแล้วจึงทำการเปลี่ยนหัวฉีด ดังนั้นจึงได้มีแนวความคิดที่จะออกแบบอีเจ็คเตอร์ที่มีหัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอดได้แม้ในระหว่างที่ระบบกำลังทำงานอยู่ โดยคาดหมายว่าแนวคิดดังกล่าวจะช่วยให้อีเจ็คเตอร์มีความยืดหยุ่นต่อสภาวะการทำงาน ซึ่งเมื่อสภาวะการทำงานเปลี่ยนก็สามารถปรับเปลี่ยนขนาดพื้นที่หน้าตัดที่คอคอดของหัวฉีดให้สอดคล้องกับสภาวะการทำงานนั้นๆ ได้ เพื่อรักษาประสิทธิภาพการทำงานที่ดีที่สุดของอีเจ็คเตอร์ไว้ โดยจะพิจารณาถึงปัจจัยที่บ่งบอกถึงประสิทธิภาพการทำงานของอีเจ็คเตอร์มี 2 อย่าง คือ 1) ค่าสมรรถนะการเหนี่ยวนำ (Entrainment ratio, R_m) และ 2) อัตราส่วนความดัน (Pressure Lift Ratio, PLR) โดยมีความสัมพันธ์ดังนี้

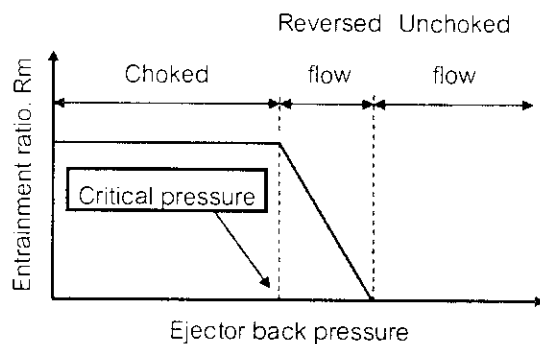
$$R_m = \frac{\text{อัตราการไหลเชิงมวลที่ทางเข้าทุติยภูมิ}}{\text{อัตราการไหลเชิงมวลที่ทางเข้าปฐมภูมิ}} \quad (1)$$

$$PLR = \frac{\text{ความดันสถิตที่ปากทางออกของอีเจ็คเตอร์}}{\text{ความดันสถิตที่ทางเข้าทุติยภูมิ}} \quad (2)$$

ค่าสมรรถนะการเหนี่ยวนำ (R_m) ของอีเจ็คเตอร์นั้นจะส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพการทำงานของอีเจ็คเตอร์โดยตรง และอัตราส่วนความดัน (PLR) จะบ่งชี้ถึงข้อจำกัดในการทำความดัน ซึ่งในส่วนของ PLR สำหรับอีเจ็คเตอร์ที่ใช้ในระบบทำความเย็นมักนิยมใช้ตัวแปรที่อยู่ในรูปของความดันวิกฤต (Critical Back Pressure, CBP) ในการระบุค่าความดันสูงสุดที่ปากทางออกของอีเจ็คเตอร์ โดยปัจจัยที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพการทำงานของอีเจ็คเตอร์ คือ

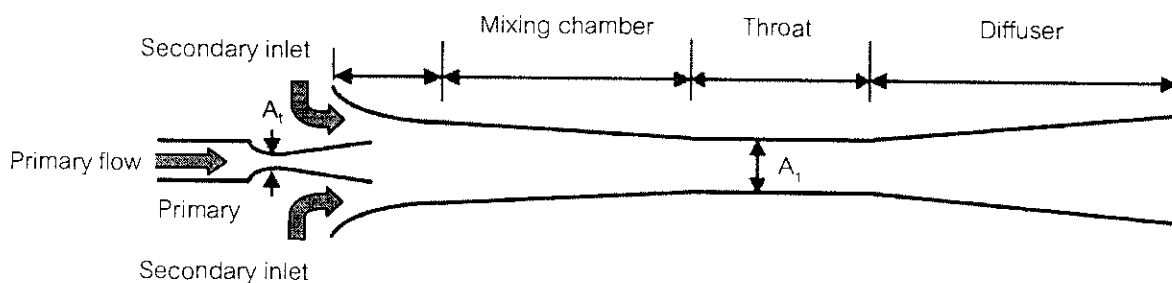
- 1) สภาวะการทำงาน ซึ่งค่าสมรรถนะการเหนี่ยวนำของอีเจ็คเตอร์นั้นจะถูกจำกัดด้วยความดันจากปากทางออกของอีเจ็คเตอร์ หรือค่าความดันวิกฤต ซึ่งเป็นค่าความดันที่สูงที่สุดที่อีเจ็คเตอร์สามารถทำงานได้โดยค่า R_m ไม่ลดลง นักวิจัยได้พยายามศึกษาอิทธิพลจากสภาวะการทำงานที่มีต่ออีเจ็คเตอร์โดยการทดลองเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิหรือความดันที่ทางเข้าปฐมภูมิและทางเข้าทุติยภูมิ รวมถึงที่ปากทางออกของอีเจ็คเตอร์ พบว่าเมื่อลดความดันที่ทางเข้าปฐมภูมิ หรือเพิ่มความดันที่ทางเข้าทุติยภูมิจะทำให้อีเจ็คเตอร์มีการเหนี่ยวนำสูงขึ้น โดยที่ความดันทางเข้าปฐมภูมิและความดันทางเข้าทุติยภูมิใดๆ ค่า R_m จะคงที่หากเพิ่มความดันที่ปากทางออกของอีเจ็คเตอร์ให้สูงขึ้นโดยไม่เกินจุด CBP ซึ่งคุณลักษณะทั่วไปของอีเจ็คเตอร์จากรูปที่ 1 สามารถแบ่งคุณลักษณะของการไหลตามความดันที่ปากทางออกของอีเจ็คเตอร์เป็น 3 ช่วง คือ 1) Choked flow 2) Unchoked flow และ 3) Reversed flow กรณีความดันที่ปากทางออกต่ำกว่าจุด CBP การไหลจะอยู่ในช่วง Choked flow โดยค่า R_m จะคงที่ และถ้าความดันที่ปากทางออกของอีเจ็คเตอร์เกินจุด CBP การไหลจะอยู่ในช่วง Unchoked flow ซึ่งค่า R_m จะลดลงเมื่อเพิ่มความดันที่ปากทางออกของอีเจ็คเตอร์

แต่ถ้าหากความดันที่ปากทางออกของอีเจ็คเตอร์สูงมากเกินไปการไหลจะอยู่ในช่วง Reversed flow ซึ่งจะไม่เกิดการเหนี่ยวนำของไหลจากทางเข้าทุติยภูมิ



รูปที่ 1 คุณสมบัติการไหลในอีเจ็คเตอร์

2) รูปร่างของอีเจ็คเตอร์ โดยมีองค์ประกอบหลักที่สำคัญ 2 ส่วนคือ ส่วนของหัวฉีดปฐมภูมิ (Primary Nozzle) ซึ่งภายในของหัวฉีดจะมีคอคออดซึ่งจะทำหน้าที่เปลี่ยนความดันสถิตเป็นความเร็ว และส่วนของอีเจ็คเตอร์ซึ่งแบ่งรูปร่างออกเป็น 4 ส่วนคือ 1) ห้องผสม (Mixing Chamber) 2) บริเวณพื้นที่หน้าตัดคองที่ (Throat) 3) ท่อกระจายตัว (Diffuser) และ 4) ทางเข้าสารทุติยภูมิ (Secondary inlet) ดังรูปที่ 2 โดยงานวิจัยนี้จะให้ความสำคัญในเรื่องของ Area ratio (A_r) ซึ่งเป็นอัตราส่วนระหว่างพื้นที่หน้าตัดที่เล็กที่สุดของห้องผสมหรือบริเวณพื้นที่หน้าตัดคองที่ (A_t) ต่อพื้นที่หน้าตัดที่เล็กที่สุดของหัวฉีด (A_n) ดังนี้



รูปที่ 2 รูปลักษณะของอีเจ็คเตอร์

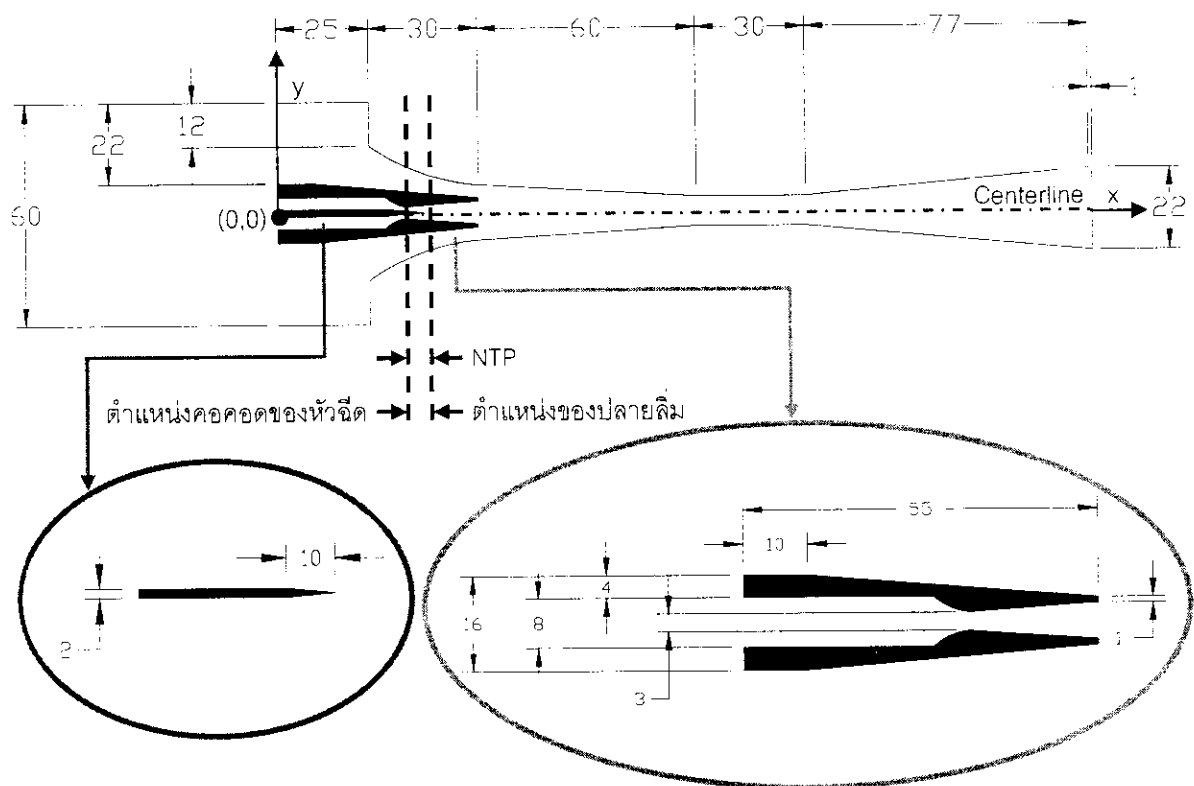
$$\text{Area ratio } (A_r) = \frac{A_t}{A_n} \quad (3)$$

ซึ่งค่า A_r คือพารามิเตอร์ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการทำงานของอีเจ็คเตอร์อย่างมาก โดยมีนักวิจัยหลายท่านได้พยายามศึกษาและเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อหาค่าที่เหมาะสมที่สุดสำหรับการทำงานของอีเจ็คเตอร์ ซึ่งจากการศึกษาที่ผ่านมาพบว่าเมื่อ A_r มีค่าสูงจะส่งผลทำให้อีเจ็คเตอร์เหนี่ยวนำสารจากทางเข้าทุติยภูมิได้มาก แต่ในทางตรงกันข้ามจะทำให้ค่าความดันวิกฤต (CBP) ของอีเจ็คเตอร์นั้นมีค่าลดลง

2. วิธีดำเนินการวิจัย

2.1 การสร้างแบบจำลองการไหลของอีเจ็คเตอร์

ในการสร้างแบบจำลองของอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคออด ได้นำขนาดและรูปร่างมาจากอีเจ็คเตอร์ต้นแบบ (Sriveerakul, 2008) โดยอีเจ็คเตอร์ต้นแบบได้ออกแบบให้ทำงานในระบบทำความเย็น ภายใต้อุณหภูมิทางเข้าปฐมภูมิ (T_p) เท่ากับ 100°C และอุณหภูมิทางเข้าทุติยภูมิ (T_s) เท่ากับ 5°C ซึ่งมีหัวฉีดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับ 2.8 มิลลิเมตร แต่สำหรับงานวิจัยนี้ได้กำหนดให้อีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคออด มีหัวฉีดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับ 3 มิลลิเมตร ดังรูปที่ 3

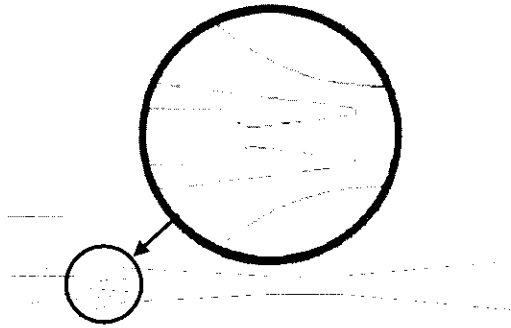


รูปที่ 3 รูปร่างและขนาดของอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอด (มิลลิเมตร)

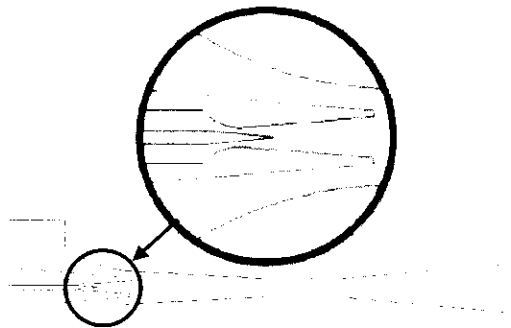
การเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของลิ้นที่คอคอดของหัวฉีดจะกำหนดโดยให้ตำแหน่งต่างๆของลิ้นเป็นตำแหน่ง NTP (Needle Tip Position) ซึ่งคือระยะห่างระหว่างตำแหน่งคอคอดของหัวฉีดกับตำแหน่งของปลายลิ้น โดยในงานวิจัยนี้ได้กำหนดระยะตำแหน่งของลิ้นที่ผ่านคอคอดของหัวฉีดไว้ 3 ตำแหน่ง คือ NTP เท่ากับ 0 5 และ 10 มิลลิเมตร โดยอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอด จะใช้ลิ้นในการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอดของหัวฉีด เช่น หากต้องการให้อีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอด ซึ่งมีหัวฉีดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับ 2.8 มิลลิเมตร และอีเจ็คเตอร์ต้นแบบที่มีหัวฉีดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับ 2.8 มิลลิเมตร มีพื้นที่หน้าตัดที่คอคอดของหัวฉีดเท่ากัน จะต้องใส่ลิ้นผ่านเข้าไปในหัวฉีดของอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอด จนมีพื้นที่หน้าตัดที่คอคอดของหัวฉีดเท่ากับอีเจ็คเตอร์ต้นแบบ ซึ่งตำแหน่งของลิ้นที่ทำให้อีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอดมี

พื้นที่หน้าตัดที่คอคอดของหัวฉีดเท่ากับอีเจ็คเตอร์ต้นแบบ นั่นก็คือที่ตำแหน่ง NTP เท่ากับ 5 มิลลิเมตร

งานวิจัยนี้ได้นำความรู้ด้านการคำนวณพลศาสตร์ของไหล (Computational Fluid Dynamics, CFD) ช่วยวิเคราะห์ลักษณะของสารผสม และอธิบายพฤติกรรมการณ์ไหลในอีเจ็คเตอร์ รวมทั้งสมรรถนะต่างๆของอีเจ็คเตอร์ โดยมีระเบียบขั้นตอนการทำงานหลักๆ อยู่ 3 ขั้นตอน คือ 1) กระบวนการขั้นต้น (pre-processor) 2) การวิเคราะห์ (solution) และ 3) การแสดงผล (post-processor) ซึ่งในส่วนของการกระบวนการขั้นต้นนั้นจะเป็นขั้นตอนการกำหนดรูปร่างลักษณะ และขอบเขตของการไหล โดยแบบจำลองการไหลของอีเจ็คเตอร์ต้นแบบและอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอด (NTP = 5 mm) นั้น ได้สร้างขึ้นโดยใช้โปรแกรมสำเร็จรูป GAMBIT 2.3 ซึ่งรูปร่างของแบบจำลอง 2 มิติ (2D-Model) เป็นแบบสมมาตรรอบแกน (Axisymmetric) และขอบเขตของปัญหานั้นจะถูกแบ่งด้วยโครงข่ายสี่เหลี่ยม (Quad Grid) ดังรูปที่ 4



(ก) อีเจ็คเตอร์ต้นแบบ (Sriveerakul, 2008)



(ข) อีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคออด (NTP = 5 mm)

รูปที่ 4 แบบจำลองการไหลของอีเจ็คเตอร์

การสร้างแบบจำลองการไหลของอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคออด ในตำแหน่งต่างๆของลิ้ม (NTP) และแบบจำลองการไหลของอีเจ็คเตอร์ต้นแบบ จะได้โครงข่ายสี่เหลี่ยม (Quad Grid) ของอีเจ็คเตอร์ต้นแบบเท่ากับ 5,112 และอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคออดที่ตำแหน่ง NTP เท่ากับ 0.5 และ 10 เท่ากับ 7,320 7,161 และ 7,509 ตามลำดับ โดยจำนวนโครงข่ายสี่เหลี่ยมของอีเจ็คเตอร์นี้ได้ผ่านการตรวจสอบผลสำเร็จของการจำลองการไหลในอีเจ็คเตอร์แล้ว

2.2 การตั้งค่าตัวแปรต่างๆที่จำเป็นสำหรับแบบจำลองการไหลของอีเจ็คเตอร์

จากขั้นตอนของกระบวนการขั้นต้น เมื่อได้สร้างแบบจำลองการไหลของอีเจ็คเตอร์แล้ว จากนั้นจะใช้โปรแกรมสำเร็จรูป FLUENT 6.3 ในส่วนของขั้นตอนการ

วิเคราะห์ รวมทั้งขั้นตอนการแสดงผล โดยในขั้นตอนการวิเคราะห์นั้น จะทำการกำหนดเงื่อนไข ขอบเขต และค่าตัวแปรต่างๆ ให้กับแบบจำลองการไหลของอีเจ็คเตอร์ ซึ่งกำหนดให้ใช้สารทำความเย็น R141b เป็นสารทำงาน และคุณสมบัติที่ใช้เป็นก๊าซอุดมคติ (Ideal Gas) รวมทั้งเป็นของไหลแบบอัดตัวได้ โดยคุณสมบัติของสารทำความเย็นแสดงดังตารางที่ 1 และเงื่อนไขการคำนวณของ CFD ดังตารางที่ 2

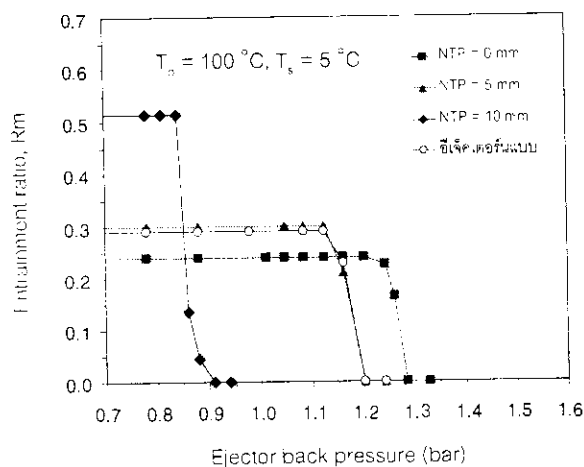
ตารางที่ 1 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R141b

สมบัติของสาร	ค่า
ความร้อนจำเพาะ, C_p (J/kg-K)	956
ค่านำความร้อน, k (W/m-K)	0.0083
ความหนืด, μ (kg/m-s)	1.199×10^{-5}
น้ำหนักโมเลกุล, M (kg/kgmol)	116.95

ตารางที่ 2 เงื่อนไขการคำนวณของ CFD

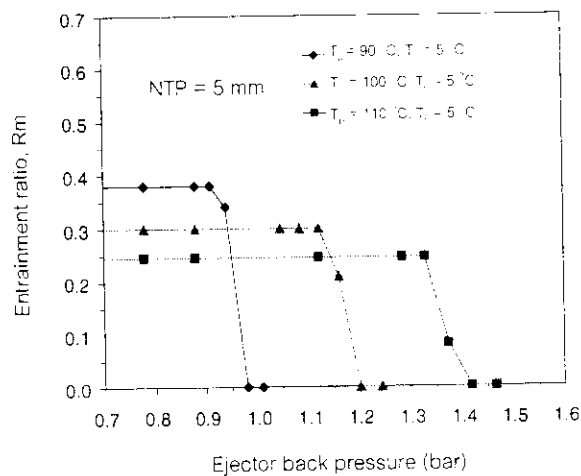
เงื่อนไข	รูปแบบที่เลือกใช้
ขอบเขตของทางเข้า (inlet boundary condition)	Pressure inlet
ขอบเขตของทางออก (outlet boundary condition)	Pressure outlet
ระเบียบขั้นในการแก้ไขปัญหา (Solver)	Density base
ระเบียบวิธีการคำนวณ (Linearization)	Implicit
แบบจำลองความปั่นป่วน (Turbulence model)	Realizable k- ϵ model
ระเบียบวิธีการแก้ปัญหาคาร์บอน บริเวณใกล้ผนัง (Near-wall treatment method)	Standard near wall function

3. ผลการวิจัย



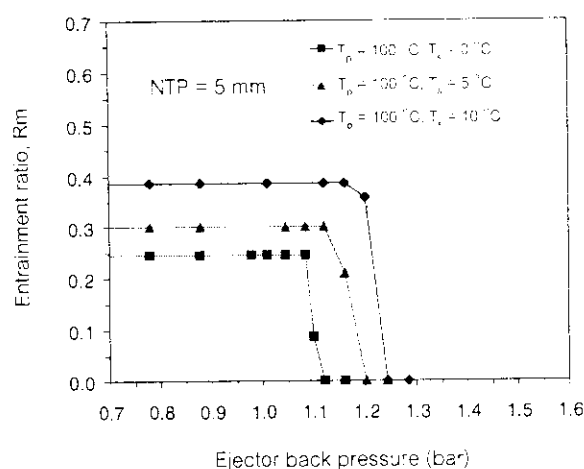
รูปที่ 5 กราฟแสดงค่า R_m ของอีเจ็คเตอร์ต้นแบบ และอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอขวด ในตำแหน่งต่างๆของลิ้ม (NTP)

จากรูปที่ 5 ซึ่งเป็นกราฟแสดงค่าสมรรถนะการเหนี่ยวนำ (Entrainment ratio, R_m) ของอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอขวด ในตำแหน่งต่างๆของลิ้ม (NTP) และอีเจ็คเตอร์ต้นแบบ โดยกำหนดให้อีเจ็คเตอร์ทำงานภายใต้เงื่อนไขเดียวกันกับอีเจ็คเตอร์ต้นแบบ ซึ่งทำงานที่อุณหภูมิทางเข้าปฐมภูมิ (T_0) เท่ากับ 100°C และอุณหภูมิทางเข้าทุติยภูมิ (T_s) เท่ากับ 5°C พบว่าอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอขวด ที่ตำแหน่งของลิ้ม NTP เท่ากับ 0 5 และ 10 มิลลิเมตร มีค่าสมรรถนะการเหนี่ยวนำเท่ากับ 0.24 0.30 และ 0.32 และมีค่าความดันวิกฤต (CBP) เท่ากับ 120.1 112.2 และ 84.5 kPa ตามลำดับ โดยที่อีเจ็คเตอร์ต้นแบบ จะมีค่าสมรรถนะการเหนี่ยวนำเท่ากับ 0.29 และค่าความดันวิกฤตเท่ากับ 112.2 kPa แสดงให้เห็นว่าอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอขวด ที่ตำแหน่ง NTP เท่ากับ 5 มิลลิเมตร ซึ่งมีพื้นที่หน้าตัดที่คอขวดของหัวฉีดเท่ากับอีเจ็คเตอร์ต้นแบบ จะมีค่าสมรรถนะการเหนี่ยวนำคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 0.01 หรือ เมื่อเทียบกับอีเจ็คเตอร์ต้นแบบ แต่มีค่าความดันวิกฤตที่เท่ากัน



รูปที่ 6 กราฟแสดงค่า R_m ของอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอขวด (NTP = 5 mm) เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของทางเข้าปฐมภูมิ

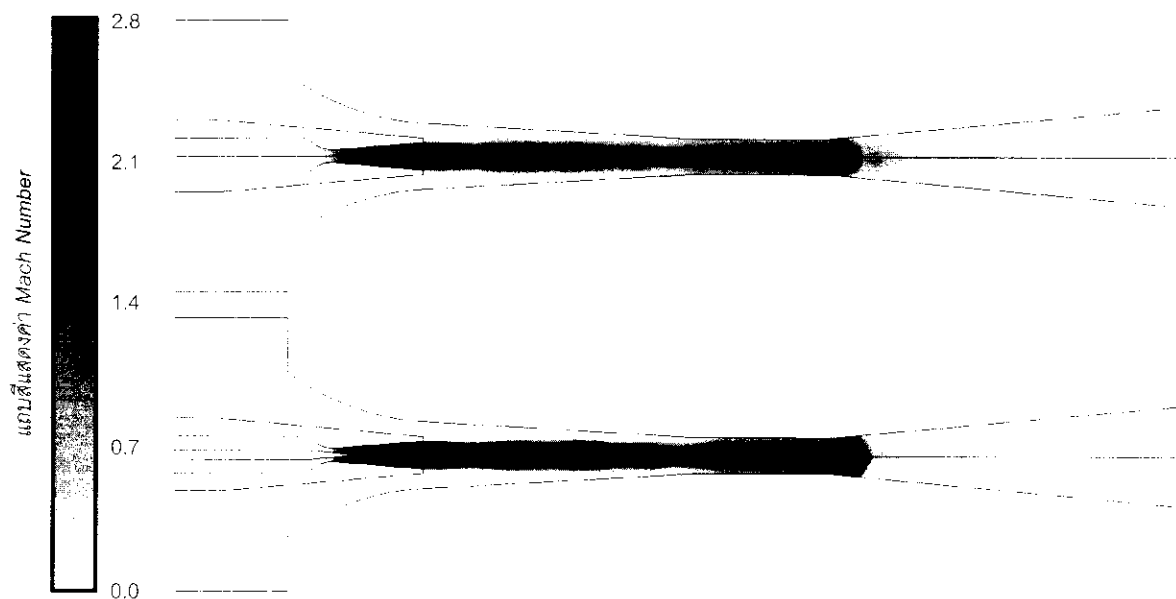
จากรูปที่ 6 ซึ่งเป็นกราฟแสดงค่าสมรรถนะการเหนี่ยวนำ (Entrainment ratio, R_m) ของอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอขวด ที่ตำแหน่ง NTP เท่ากับ 5 มิลลิเมตร โดยกำหนดให้อีเจ็คเตอร์ทำงานภายใต้เงื่อนไขซึ่งมีอุณหภูมิทางเข้าปฐมภูมิ (T_0) เท่ากับ 90 100 และ 110°C และอุณหภูมิทางเข้าทุติยภูมิ (T_s) เท่ากับ 5°C พบว่าจะมีค่าสมรรถนะการเหนี่ยวนำเท่ากับ 0.38 0.30 และ 0.25 และมีค่าความดันวิกฤตเท่ากับ 90.8 112.2 และ 132.9 kPa ตามลำดับ



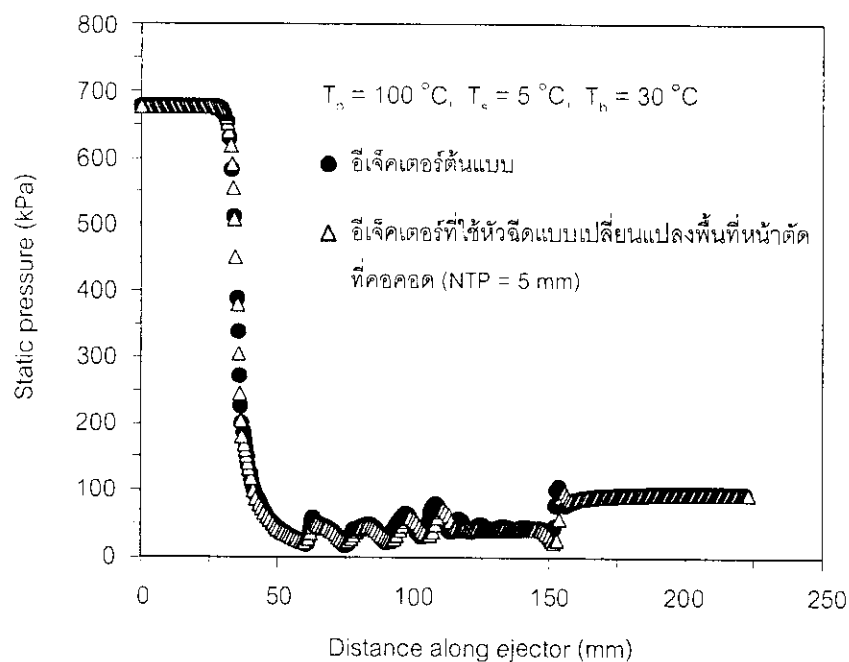
รูปที่ 7 กราฟแสดงค่า R_m ของอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอขวด (NTP = 5 mm) เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของทางเข้าทุติยภูมิ

จากรูปที่ 7 ซึ่งเป็นกราฟแสดงค่าสมรรถนะการเหนี่ยวนำ (Entrainment ratio, R_m) ของอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอด ที่ตำแหน่ง NTP เท่ากับ 5 มิลลิเมตร โดยกำหนดให้อีเจ็คเตอร์ทำงานภายใต้เงื่อนไขซึ่งมีอุณหภูมิทางเข้าปฐมภูมิ (T_p) เท่ากับ

100 °C และอุณหภูมิทางเข้าทุติยภูมิ (T_s) เท่ากับ 0.5 และ 10 °C พบว่าจะมีค่าสมรรถนะการเหนี่ยวนำเท่ากับ 0.25 0.30 และ 0.39 และมีค่าความดันวิกฤต (CBP) เท่ากับ 108.4 112.2 และ 116.1 kPa ตามลำดับ



รูปที่ 8 แถบสีแสดงค่า Mach Number ของอีเจ็คเตอร์ต้นแบบ และอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอด ($NTP = 5 \text{ mm}$) ที่ $T_p = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_s = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_b = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$



รูปที่ 9 กราฟ Static Pressure ที่แกนกลางของการไหล (Centerline) ของอีเจ็คเตอร์ต้นแบบ และอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอด ($NTP = 5 \text{ mm}$) ที่ $T_p = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_s = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_b = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$

จากรูปที่ 8 แสดงการเปรียบเทียบค่า Mach Number ของอีเจ็คเตอร์ต้นแบบ และอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอด ที่ตำแหน่ง NTP เท่ากับ 5 มิลลิเมตร โดยใช้แถบสีแดงค่า Mach Number (M) ซึ่งคือความเร็วของของไหลในอีเจ็คเตอร์เทียบกับความเร็วของเสียง โดยอีเจ็คเตอร์ทำงานภายใต้เงื่อนไขที่มีอุณหภูมิทางเข้าปฐมภูมิ (T_p) เท่ากับ 100°C อุณหภูมิทางเข้าทุติยภูมิ (T_s) เท่ากับ 5°C และอุณหภูมิที่ปากทางออกของอีเจ็คเตอร์ (T_o) เท่ากับ 30°C พบว่าลักษณะลำพุ่ง (jet-core) หรือลักษณะรูปแบบการไหลที่ผ่านออกมาจากหัวฉีดของอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอด และอีเจ็คเตอร์ต้นแบบนั้น ไม่แตกต่างกันมากนัก ซึ่งลำพุ่งของอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอด จะมีลักษณะของลำพุ่งที่กว้างและยาวกว่าลำพุ่งของอีเจ็คเตอร์ต้นแบบ แต่เมื่อสังเกตถึงแถบสีแดงค่า Mach Number ก็จะพบว่าความเร็วของลำพุ่งที่เกิดจากอีเจ็คเตอร์ต้นแบบนั้น จะสูงกว่าอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอด

จากรูปที่ 9 เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Static Pressure ที่แกนกลางของการไหล (Centerline) ของอีเจ็คเตอร์ต้นแบบ และอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอด ที่ตำแหน่ง NTP เท่ากับ 5 มิลลิเมตร โดยอีเจ็คเตอร์ทำงานภายใต้เงื่อนไขซึ่งมีอุณหภูมิทางเข้าปฐมภูมิ (T_p) เท่ากับ 100°C อุณหภูมิทางเข้าทุติยภูมิ (T_s) เท่ากับ 5°C และอุณหภูมิที่ปากทางออกของอีเจ็คเตอร์ (T_o) เท่ากับ 30°C พบว่าขนาดของคลื่น shock ที่เกิดขึ้นภายในอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอดนั้น จะมีความรุนแรงน้อยกว่าอีเจ็คเตอร์ต้นแบบ โดยสังเกตได้จากความสูงของคลื่น shock ที่เกิดขึ้นตลอดความยาวของอีเจ็คเตอร์ ซึ่งการเกิดคลื่น shock ภายในอีเจ็คเตอร์ เกิดจากการไหลของของไหลที่มีการไหลแบบอัดตัวได้ โดยปรากฏการณ์ดังกล่าวจะขึ้นอยู่กับความเร็วของการไหล และการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดในระหว่างการไหล

4. สรุปผลการวิจัย

จากผลการวิจัย การศึกษาการไหลในของอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอด โดยใช้สาร R141b พบว่าเมื่อเปลี่ยนตำแหน่งของลิ้ม (NTP) จะส่งผลทำให้ค่าสมรรถนะการเหนี่ยวนำของอีเจ็คเตอร์เปลี่ยนแปลงตามไปด้วย เนื่องจากการเปลี่ยนตำแหน่งของลิ้มนั้นเปรียบเสมือนการเปลี่ยนแปลงค่า Area ratio (A_r) ซึ่งค่า A_r เป็นพารามิเตอร์ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการทำงานของอีเจ็คเตอร์เป็นอย่างมาก โดยที่ตำแหน่ง NTP เท่ากับ 0.5 และ 10 มิลลิเมตร จะมีค่า A_r เท่ากับ 7.11 8.16 และ 12.8 ตามลำดับ โดยหากอีเจ็คเตอร์มีค่า A_r ที่สูง จะทำให้อีเจ็คเตอร์นั้นมีความสามารถในการเหนี่ยวนำของไหลจากทางเข้าทุติยภูมิได้มากขึ้น แต่ในทางตรงกันข้ามจะทำให้ค่าความดันวิกฤตของอีเจ็คเตอร์นั้นมีค่าลดลง

และเมื่ออุณหภูมิทางเข้าปฐมภูมิมีค่าเพิ่มสูงขึ้นโดยที่อุณหภูมิทางเข้าทุติยภูมิคงที่ จะส่งผลทำให้ค่าสมรรถนะการเหนี่ยวนำของอีเจ็คเตอร์นั้นลดลง เนื่องจากเมื่ออุณหภูมิทางเข้าปฐมภูมิมีค่าสูง จะเกิดลำพุ่งที่มีขนาดกว้างและใหญ่ผ่านออกมาจากหัวฉีด ซึ่งจะขัดขวางการไหลของของไหลจากทางเข้าทุติยภูมิ แต่ในทางตรงกันข้ามจะส่งผลดีต่อค่าความดันวิกฤตของอีเจ็คเตอร์ โดยจะทำให้อีเจ็คเตอร์มีค่าความดันวิกฤตที่เพิ่มสูงขึ้น

นอกจากนี้ เมื่ออุณหภูมิทางเข้าทุติยภูมิมีค่าเพิ่มสูงขึ้น โดยที่อุณหภูมิของทางเข้าปฐมภูมิคงที่ จะส่งผลทำให้ค่าสมรรถนะการเหนี่ยวนำรวมทั้งค่าความดันวิกฤตของอีเจ็คเตอร์เพิ่มสูงขึ้นด้วย

5. ข้อเสนอแนะ

จากการศึกษาการไหลในอีเจ็คเตอร์ที่ใช้หัวฉีดแบบเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอด พบว่าวิธีการคำนวณพลศาสตร์ของไหล (CFD) สามารถใช้ทำนายการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่คอคอดของหัวฉีดที่ส่งผลต่อค่าประสิทธิภาพการทำงานของอีเจ็คเตอร์ได้ อย่างไรก็ตามควรจะได้มีการศึกษาในรูปแบบของการทดลองจริง เพื่อที่จะได้สามารถนำเอาผลงานนี้ไปประยุกต์ใช้กับการทำงานจริงของอีเจ็คเตอร์ต่อไป

6. เอกสารอ้างอิง

- Aidoun, Z. and Ouzzane, M. (2004). The effect of operation conditions on the performance of a supersonic ejector for refrigeration, *International Journal of Refrigeration*, 27: 974-984.
- Aphornratana, S., Chungpaibulpatana, S. and Srikgirin, P.(2001).Experimental investigation of An ejector refrigerator:Effect of mixingchamber geometry on system performance, *International Journal of Energy Research*, 25: 397-411.
- Chunnanond, K. and Aphornratana, S. (2004). Ejectors: application in refrigeration technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 8: 129-155.
- Keenan, J.H. and Neumann, E.P. (1942). A simple air ejector, *Transactions of the ASME Journal of Applied Mechanics*, 64: 75-81.
- Keenan, J.H., Neumann, E.P. and Lustwerk, F. (1950). An investigation of ejector design by analysis and experiment, *Transactions of the ASME Journal of Applied Mechanics*, 72: 299-309.
- Sriveerakul, T. (2008). CFD and experrimental analysis of an r141b ejector used in a jet refrigerator, Doctor's Thesis: Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University.
- Varga, S., Oliveira, A.C. and Diaconu, B. (2009). Influence of geometrical factors on steam ejector performance - A numerical assessment, *International Journal Of Refrigeration*, 1-8.
- Yapici, R., Ersoy, H.K., Aktoprakoglu, A., Halkci, H.S. and Yigit, O. (2008). Experimental Determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio, *International Journal of Refrigeration*, 31: 1183-1189.
- Zhu, Y., Cai, W., Wen, C. and Li, Y.(2009). Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors, *Applied Thermal Engineering*, 29: 898-905.