

โปรแกรมการออกแบบระบบสถานีจ่ายอากาศในสภาวะสารเย็นเยือก



นายรัชชัย เพชรสิงห์โต

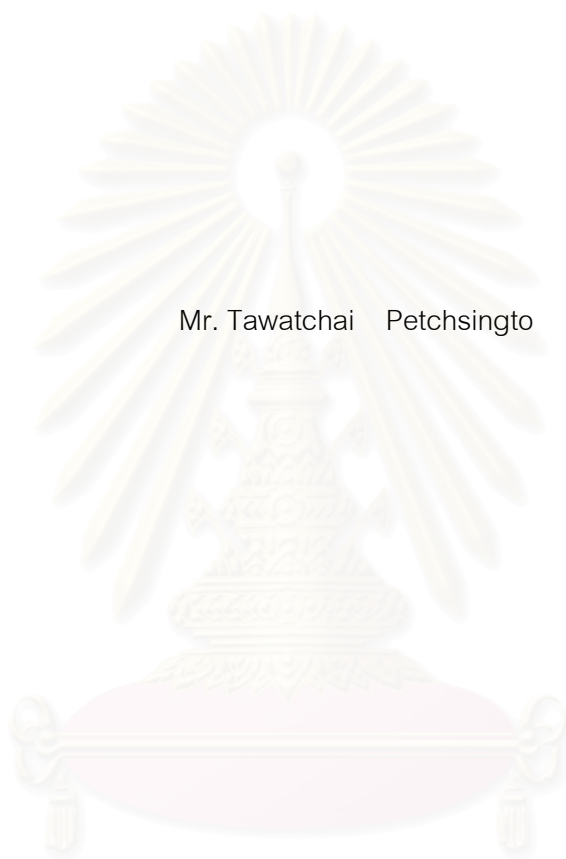
สถาบันวิทยบริการ
วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเคมี ภาควิชาวิศวกรรมเคมี
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2543

ISBN 974-13-0789-6

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

DESIGN PROGRAM FOR A CRYOGENIC AIR SUPPLYING STATION SYSTEM



Mr. Tawatchai Petchsingto

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

Department of Chemical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2000

ISBN 974-13-0789-6

หัวข้อวิทยานิพนธ์ โปรแกรมการออกแบบระบบสถานีจ่ายอากาศในสภาวะสารเย็นเยือก
โดย นายธวัชชัย เพชรสิงห์โต
สาขาวิชา วิศวกรรมเคมี
อาจารย์ที่ปรึกษา รองศาสตราจารย์ ดร. ธวัชชัย ชรินพานิชกุล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้บัณฑิตวิทยาลัย
เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(ศาสตราจารย์ ดร. สมศักดิ์ ปัญญาแก้ว)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการ
(รองศาสตราจารย์ ดร. อูรา ปานเจริญ)

..... อาจารย์ที่ปรึกษา
(รองศาสตราจารย์ ดร. ธวัชชัย ชรินพานิชกุล)

..... อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม
(นายชนะ ตันติวสินชัย)

..... กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ไพศาล กิตติสุขุมกร)

ธวัชชัย เพชรสิงห์โต : โปรแกรมการออกแบบระบบสถานีจ่ายอากาศในสภาวะสารเย็นเยือก
(DESIGN PROGRAM FOR CRYOGENIC AIR SUPPLYING STATION
SYSTEM)

อาจารย์ที่ปรึกษา : รองศาสตราจารย์ ดร. ธวัชชัย ชรินพาณิชกุล

อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม : นายชนะ ตันติวสินชัย 115 หน้า ISBN 974-13-0789-6

งานวิจัยนี้ได้พัฒนาโปรแกรมการออกแบบระบบสถานีจ่ายอากาศในสภาวะสารเย็นเยือกซึ่งประกอบด้วย ตัวทำระเหย แผงสร้างความดัน และระบบท่อที่มีการไหลทั้งแบบวัฏภาคเดียวองค์ประกอบเดียว และแบบสองวัฏภาคองค์ประกอบเดียว โปรแกรมที่พัฒนาขึ้นได้รวบรวมและจัดทำระบบฐานข้อมูลของคุณสมบัติทางกายภาพ และคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ของสารเย็นเยือกเพื่อใช้คำนวณหาพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนของตัวทำระเหย และแผงสร้างความดันเพื่อใช้คำนวณการไหลในท่อได้แก่ ความดันสูญเสียในท่อ ไม่ว่าจะกรณีแบบวัฏภาคเดียวหรือสองวัฏภาค คุณภาพไอของของไหลที่จุดทางออกและปริมาณความร้อนที่สูญเสียต่อหนึ่งหน่วยความยาวของระบบท่อ

ผลการคำนวณเปรียบเทียบกับค่าที่วัดได้จริงในงาน พบว่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อนของตัวทำระเหยมีค่าแตกต่าง33.23%พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของแผงสร้างความดันมีค่าแตกต่าง69.09% ระบบท่อความดันสูญเสียรวมมีค่าแตกต่าง15.45% ค่าคุณภาพไอมีค่าแตกต่าง32.87% ค่าความสูญเสียต่อหนึ่งหน่วยความยาวท่อ มีค่าแตกต่าง 32.79 %

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาควิชา วิศวกรรมเคมี

สาขาวิชา วิศวกรรมเคมี

ปีการศึกษา 2543

ลายมือชื่อนิสิต

ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา

ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษาร่วม

TAWATCHAI PETCHSINGTO : DESIGN PROGRAM FOR CRYOGENIC AIR SUPPLYING
STATION SYSTEM

THESIS ADVISOR : TAWATCHAI CHARINPANITKUL ASSOC.PROF.Dr.,

CO-ADVISOR : MR.CHANA TANTIWASINCHAI , 115 pp. ISBN 974-13-0789-6

A Computer Design Program design of Cryogenic Supplying Station System which is composed of vaporizer, pressure build-up coil and piping system in two phase and single phase one component flow. This developed program has database supporting part for estimating the physical and thermodynamic properties of the cryogens. It can be employed for estimating the heat transfer area of vaporizer and pressure build-up coil as well as simulating the behavior of cryogen flow such as pressure drop either single phase or two phase flow, outlet vapor quality and heat leak per length of pipe.

The results estimated from the program were investigated by comparison with data obtained from the actual system. It was found the difference was 33.23% for heat transfer area of vaporizer, 69.09% for heat transfer area build-up coil, 15.45% for total pressure drop, 32.87% for heat leak of pipe length.

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

Department Chemical Engineering

Field of study Chemical Engineering

AcademicYear 2000

Student's signature.....

Advisor's signature.....

Co-advisor's signature.....

กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนขอขอบคุณ รองศาสตราจารย์ ดร. วัชรชัย ชรินทรพาณิชกุล เป็นอย่างยิ่ง ที่ให้คำปรึกษา และคำแนะนำด้วยดีมาตลอดที่ทำงานวิทยานิพนธ์ ขอขอบคุณ คุณชนะ ตันติวศิณชัย ผู้จัดการอาวุโสอาวุโส ส่วนเทคโนโลยีเชิงพาณิชย์ บริษัทบางกอกอินดัสเทรียลแก๊ส ที่ให้โอกาสและสนับสนุนงานวิจัยนี้

ขอขอบคุณรองศาสตราจารย์ ดร. อรุณา ปานเจริญ เป็นอย่างยิ่งที่สละเวลาเป็นประธานคณะกรรมการสอบในการพิจารณาผลงานวิทยานิพนธ์นี้ และ ขอขอบคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ไพศาล กิตติศุกร ที่เสียสละเวลาให้คำชี้แนะในการเป็นคณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

ขอขอบคุณเจ้าหน้าที่ห้องสมุดและศูนย์คอมพิวเตอร์ของคณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ที่ให้ความช่วยเหลือและบริการนิตเป็นอย่างดี

สุดท้ายนี้ ขอขอบคุณเพื่อน ๆ และครอบครัวอย่างจริงใจที่คอยให้การสนับสนุนและเป็นกำลังใจอย่างดียิ่งตลอดการทำวิทยานิพนธ์

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญ

บทที่	หน้า
บทคัดย่อ.....	๕
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ).....	๖
กิตติกรรมประกาศ.....	๗
สารบัญ.....	๘
สารบัญรูป.....	๙
สารบัญตาราง.....	๑๐
สัญลักษณ์และอักษรย่อ.....	๑๑
นามานุกรม.....	๑๑
บทที่	
1. บทนำ.....	1
2. งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	4
3. ทฤษฎี.....	6
3.1 นิยามระบบสารเย็นเยือก.....	6
3.2 คุณสมบัติของสารเย็นเยือก.....	7
3.2.1 คุณสมบัติเฉพาะของสารเย็นเยือก.....	8
3.2.2 คุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์.....	11
3.3 สมการอนุรักษ์มวลและสมการความต่อเนื่อง.....	18
3.4 สมการอนุรักษ์พลังงาน.....	22
3.5 การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน.....	30
3.5.1 การพาความร้อนภายใต้อิทธิพลของแรงภายนอกของของไหลวิฏภาคเดียว...30	
3.5.2 การพาความร้อนภายใต้อิทธิพลของแรงภายนอกของของไหลสองวิฏภาค...35	
3.6 การประมาณพื้นที่การถ่ายเทความร้อน.....	45
3.6.1 กรณีของไหลวิฏภาคเดียว.....	47
3.6.2 กรณีของไหลสองวิฏภาค.....	47

สารบัญ

บทที่	หน้า
3.7 การคำนวณของไหลในท่อ.....	49
3.7.1 การคำนวณของของไหลวิฏภาคเดียว.....	49
3.7.2 การคำนวณของของไหลสองวิฏภาค.....	51
4.รูปแบบและวิธีการใช้โปรแกรม.....	58
5.ผลการคำนวณและวิเคราะห์ผล	
5.1 กลุ่มตัวอย่างเพื่อการคำนวณพื้นที่ผิวของตัวทำระเหยและแผงสร้างความดัน.....	70
5.2 ผลการคำนวณพื้นที่ผิวของตัวทำระเหย.....	71
5.3 ผลการคำนวณพื้นที่ผิวของตัวสร้างความดัน.....	74
5.4 ผลการคำนวณเปรียบเทียบกับข้อมูลของผู้ผลิต.....	77
5.5 กรณีศึกษาของผลการคำนวณของของไหล.....	81
5.6 ผลการคำนวณของของของไหล.....	86
6.สรุปผลและข้อเสนอแนะ.....	90
รายการอ้างอิง.....	92
ภาคผนวก.....	95
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....	115

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญรูป

รูปประกอบ	หน้า
3.1 ช่วงอุณหภูมิของสารเย็นเยือก.....	6
3.2 ปริมาตรควบคุมV(t).....	19
3.3 ปริมาตรควบคุม V และการถ่ายเทความร้อน.....	22
3.4 สหสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแบบราบเรียบในท่อ (โดย McAdam 1954).....	33
3.5 สหสัมพันธ์ของ Local heat transfer Data for Hydrogen p=12-50 atm (โดย Hendrick etal 1962).....	34
3.6 ความสัมพันธ์ของเลขเรย์โนลด์กับค่าสัมประสิทธิ์ F ของ Chen (Reynolds number VS. Factor F of Chen).....	36
3.7 เส้นโค้งปกติแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง U กับสัดส่วนภาระความร้อนในโซนการเดือด.....	48
4.1 หน้าจอหลัก.....	58
4.2 หน้าจอของส่วนประกอบสถานะทางเข้า.....	63
4.3 หน้าจอส่วนประกอบทางเข้า.....	64
4.4 หน้าจอส่วนประกอบช่องอ.....	64
4.5 หน้าจอส่วนประกอบตัวกรอง.....	65
4.6 หน้าจอส่วนประกอบวาล์วโกลบ.....	65
4.7 หน้าจอส่วนประกอบวาล์วเกต.....	65
4.8 หน้าจอส่วนประกอบวาล์วผีเสื้อ.....	66
4.9 หน้าจอส่วนประกอบวาล์วกันย้อน.....	66
4.10 หน้าจอการป้อนข้อมูลให้ตัวทำระเหย.....	67
4.11 หน้าจอแสดงการคำนวณช่วง Subcooled.....	68
4.12 หน้าจอแสดงการคำนวณช่วง Boiling.....	68
4.13 หน้าจอแสดงการคำนวณช่วง Superheated.....	69
4.14 หน้าจอการป้อนข้อมูลให้แผงสร้างความร้อน.....	69
5.1 พื้นที่ผิวตัวทำระเหยสำหรับไนโตรเจนอัตราการไหล 0-100 Nm ³ /hr	71

สารบัญรูป

รูปประกอบ	หน้า
5.2 พื้นที่ผิวตัวทำระเหยสำหรับออกซิเจนอัตราการไหล 0-80 Nm ³ /hr	72
5.3 พื้นที่ผิวตัวทำระเหยสำหรับอาร์กอนอัตราการไหล 0-65 Nm ³ /hr	73
5.4 พื้นที่ผิวของแผงสร้างความดันสำหรับไนโตรเจนอัตราการไหล 0-100 Nm ³ /hr.....	74
5.5 พื้นที่ผิวของแผงสร้างความดันสำหรับออกซิเจนอัตราการไหล 0-80 Nm ³ /hr.....	75
5.6 พื้นที่ผิวของแผงสร้างความดันสำหรับอาร์กอนอัตราการไหล 0-65 Nm ³ /hr.....	76
5.7 พื้นที่ผิวของแผงสร้างความดันสำหรับออกซิเจนอัตราการไหล 36-1935 Nm ³ /hr ที่การใช้งาน 8 ชั่วโมงต่อวัน.....	77
5.8 พื้นที่ผิวของแผงสร้างความดันสำหรับออกซิเจนอัตราการไหล 28-1405 Nm ³ /hr ที่การใช้งานต่อเนื่อง 1 วัน.....	78
5.9 พื้นที่ผิวของแผงสร้างความดันสำหรับออกซิเจนอัตราการไหล 21-1050 Nm ³ /hr ที่การใช้งานต่อเนื่อง 3 วัน.....	79
5.10 พื้นที่ผิวของแผงสร้างความดันสำหรับออกซิเจนอัตราการไหล 18-855 Nm ³ /hr ที่การใช้งานต่อเนื่อง 7 วัน.....	78
5.11 แบบท่อไอโซเมตริกของกรณีที่ 1.....	81
5.12 แบบท่อไอโซเมตริกของกรณีที่ 2.....	82
5.13 แบบท่อไอโซเมตริกของกรณีที่ 3.....	83
5.14 แบบท่อไอโซเมตริกของกรณีที่ 4.....	84
5.15 แบบท่อไอโซเมตริกของกรณีที่ 5.....	85
5.16 ความดันสูญเสียจริงกับความดันสูญเสียจากโปรแกรม.....	86
5.19 สัดส่วนความดันชนิดต่าง ๆ ต่อความดันสูญเสียรวม.....	87
5.20 เปรียบเทียบคุณภาพไอที่ทำนายจากความดันสูญเสียจริงกับคุณภาพไอ ที่คำนวณจากความดันสูญเสียของโปรแกรม.....	88
5.21 เปรียบเทียบความร้อนสูญเสียที่เกิดขึ้นจริงกับความร้อนสูญเสียที่คำนวณจากโปรแกรม...	88

สารบัญตาราง

ตาราง	หน้า
3.1 สูตรแนะนำสำหรับของไหลเย็นเยือกที่ใช้.....	13
3.2 ค่าสัมประสิทธิ์ F ของ Chen สำหรับการไหลในท่อ.....	39
3.3 ค่าสัมประสิทธิ์ S ของ Chen สำหรับการไหลในท่อ.....	41
3.4 ค่าFaในการไหลผ่านกลุ่มท่อแบบต่างๆ.....	44
3.5 ค่าความหยาบของผิวของท่อที่ทำจากวัสดุต่างๆ.....	51



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สัญลักษณ์และอักษรย่อ

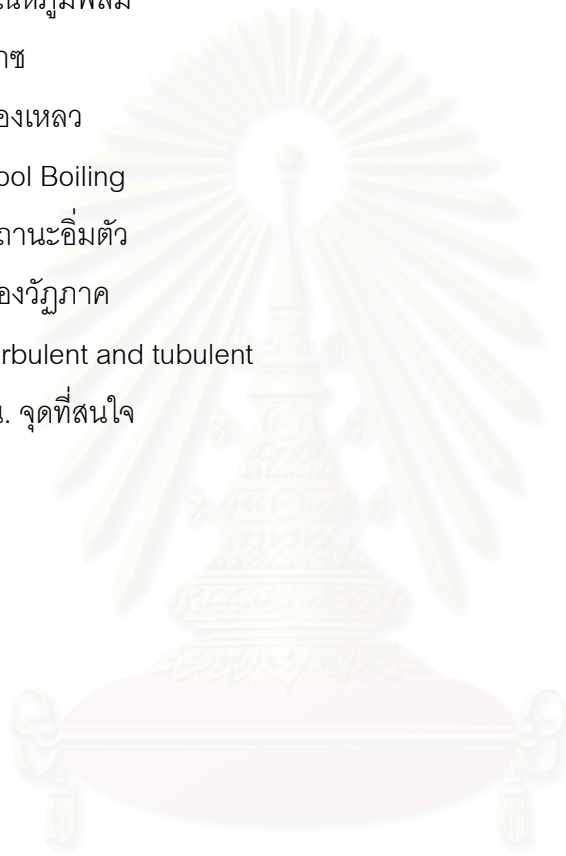
สัญลักษณ์

A	พื้นที่ (m^2)
c^*	ค่าคงที่เนื่องจากสองวัฏภาค
C_v	ค่าความร้อนจำเพาะเมื่อปริมาตรคงที่ ($kJ/kg K$)
C_p	ค่าความร้อนจำเพาะเมื่อความดันคงที่ ($kJ/kg K$)
D_e	เส้นผ่าศูนย์กลางเสมือน (m)
D_o	เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก (m)
d	เส้นผ่าศูนย์กลางท่อ (m)
F	Enhancement Factor
f	Fanning Friction Factor
H	เอนทาลปี (kJ/KgK)
K	พลังงานจลน์ต่อมวล (kJ/kg)
k	ค่าการนำความร้อน (kW/mK)
L	ความยาวท่อ (m)
M^o	อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)
m^o	ฟลักซ์มวล (kg/m^2s)
N	Nusselt Number (-)
\bar{n}	เวกเตอร์หนึ่งหน่วย (-)
P	ความดัน (kPa)
Pr	Prandtl Number
q^o	ฟลักซ์ความร้อน (W/m^2K)
R	ค่าคงที่ก๊าซสากล
Re	Renold Number (-)

S	เอนโทรปี (kJ/KgK)
t	เวลา (sec)
U	พลังงานภายใน (kJ/kg)
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (kW/m ² K)
V	ปริมาตร (m ³)
\vec{v}	ความเร็ว (m/s)
w	งาน (kJ)
X	Lockhart Martinelli factor (-)
Z	Compressibility Factor (-)
Z _b	ความสูงในช่วงการเดือด (m)
Δ	ความแตกต่าง
α°	พลังงาน Dimension Helmholtz สำหรับก๊าซอุดมคติ
$\bar{\alpha}$	Real Fluid Contribution to the dimension Helmholtz
α_b	Boiling Coefficient (kW/m ² K)
α_{cb}	Convective Boiling Coefficient (kW/m ² K)
α_h	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของ Heating Fluid (kW/m ² K)
α_{nb}	Nucleate Boiling Coefficient (kW/m ² K)
δ	แรงตึงผิว (N/m)
ϵ	Absolute Roughness (inch)
ϕ_o	Two Phase Factor of Chen (-)
ϕ	พลังงานศักย์ (kJ/kg)
η	ความหนืด (Ns/m ²)
λ	ค่าการนำความร้อน (W/m ² K)
θ_b	อุณหภูมิแตกต่างระหว่างผนังท่อ กับของไหล (K)
ρ	ความหนาแน่น (kg/m ³)

ตัวห้อย

b	Bulk Fluid
C	จุดวิกฤต
FZ	Forster-Zuber
f	อุณหภูมิมิฟิล์ม
g	ก๊าซ
l	ของเหลว
PB	Pool Boiling
sat	สถานะอิ่มตัว
tp	สองวัฏภาค
tt	turbulent and tubulent
x	ณ. จุดที่สนใจ



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

นามานุกรม

คำศัพท์	ความหมาย
การไหลแบบราบเรียบ (Laminar Flow)	การไหลแบบราบเรียบที่มีตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำกว่า 2000
การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow)	การไหลแบบปั่นป่วนที่มีตัวเลขเรย์โนลด์สูงกว่า 4000
การไหลแบบทรานซิชัน (Transition Flow)	การไหลที่ไม่สามารถระบุการไหลว่าเป็นแบบราบเรียบหรือปั่นป่วนและมีตัวเลขเรย์โนลด์อยู่ระหว่าง 2000-4000
แกรชอฟนัมเบอร์ (Grashof Number)	ตัวแปรไร้มิติซึ่งเป็นสัดส่วนระหว่างแรงลอยตัวต่อแรงหนืด
ความร้อนจำเพาะไอโซคอริก (Isochoric Specific Heat)	ความร้อนจำเพาะเมื่อปริมาตรคงที่
ความร้อนจำเพาะไอโซบาริก (Isobaric Specific Heat)	ความร้อนจำเพาะเมื่อความดันคงที่
จุดทริปเปิล (Triple Point)	สภาวะเดียวของสารที่มีทั้งสามสถานะอยู่พร้อมกัน
ชั้นคุลนิวเคลียสเอทอบอยล์ลิ่ง (Subcooled Nucleate Boiling)	การเดือดของสารที่บางส่วนยังไม่เดือดและเดือดเป็นฟองเฉพาะผิวที่ถูกให้ความร้อน
ฟอซคอนเวคชันบอยล์ลิ่ง (Forced Convection Boiling)	การเดือดเนื่องจากการพาจากแรงภายนอก
แฟนนิงฟริคชันแฟคเตอร์ (Fanning Friction Factor)	สัมประสิทธิ์ความเสียดทานของการไหลในท่อที่ขึ้นกับเรย์โนลด์นัมเบอร์และความหยาบของท่อ
พูลบอยล์ลิ่ง (Pool Boiling)	การเดือดที่แหล่งให้ความร้อนจมอยู่ในสารเหลวที่ถูกให้ความร้อนในการเดือด

คำศัพท์

ความหมาย

ตัวเลขเพรนต์ทอลล์ (Prandtl Number)

ตัวแปรไร้มิติซึ่งเป็นสัดส่วนระหว่างโมเมนต์ต่อการแพร่ความร้อน

นิวเคลียเอทบอยลิ่ง (Nucleate Boiling)

การเดือดที่ผิวให้ความร้อนมีอุณหภูมิสูงกว่าประมาณ 2-3 องศาทำให้เกิดฟองในการเดือด

ตัวเลขนัสเซิล (Nusselt Number)

ตัวแปรไร้มิติของอุณหภูมิแตกต่างที่ผิววัตถุ

ตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds Number)

ตัวแปรไร้มิติซึ่งเป็นสัดส่วนระหว่างความเฉื่อยต่อแรงหนืด

วอยด์แฟรคชัน (Void Fraction)

เศษส่วนการกระจายตัวของไอในของเหลว

สารนอนไครโอเจนิค (Non Cryogenics)

สารที่มีจุดเดือดสูงกว่า -150 องศาเซลเซียส

แอมเบียนเวเพอไรเซอ์ (Ambient Vaporizer)

ตัวทำระเหยที่ใช้อากาศเป็นตัวให้ความร้อน



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 1

บทนำ

โดยปกติแล้วไนโตรเจน ออกซิเจน และ อาร์กอน ถูกขนส่งและเก็บอยู่ในสถานะที่เป็นของเหลวเนื่องด้วยเหตุผลเพื่อความประหยัด เพราะว่าก๊าซถูกขนส่งได้มากกว่าถ้าอยู่ในสภาพของเหลว ดังนั้นก่อนนำไปใช้งาน ณ จุดใช้งาน จึงต้องมีอุปกรณ์ที่ต้องแปรสภาพก๊าซเหลว ให้กลายเป็นก๊าซก่อนนำไปใช้งานแอมเบียนเวเพอไรเซอร์ เป็นอุปกรณ์ที่นิยมใช้ในงานสารเย็นเยือกที่ทำหน้าที่เปลี่ยนสารเย็นเยือกเหลวให้กลายเป็นไอ ปัญหาที่พบในการออกแบบตัวทำระเหยบรรยากาศก็คือ ขนาดพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อนของตัวทำระเหยที่เหมาะสม วิธีการออกแบบต้องแบ่งช่วงของตัวทำระเหยออกเป็น 3 ช่วงคือ ช่วงทำให้ร้อน(Preheating) ช่วงกลายเป็นไอ (Vaporizing) และ ช่วงไอลยิ่งยวด (Superheating) เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและโปรไฟล์ของอุณหภูมินั้นแตกต่างกันมากในช่วงแยกออกจากกันให้สอดคล้องกับความสัมพัทธ์ดังกล่าว ซึ่งที่กล่าวมานี้ต้องอยู่บนพื้นฐานของสมการอนุรักษ์พลังงานและสมการอนุรักษ์มวลหรือสมการความต่อเนื่องในการออกแบบ

เนื่องจากสารเย็นเยือกเป็นสมการที่มีจุดเดือดต่ำมาก เมื่ออยู่ในสถานะที่เป็นของเหลวจึงง่ายแก่การถ่ายเทความร้อนกับสิ่งแวดล้อม ดังนั้นการนำสารเย็นเยือกเหลวไปใช้งานสิ่งที่ต้องพิจารณาอีกสิ่งหนึ่งก็คือ การไหลแบบสองวัฏภาคที่ปรากฏทั้งสารเย็นเยือกเหลวและที่เป็นไอในเวลาเดียวกัน เนื่องจากความเร็วของวัฏภาคทั้งสองนั้นแตกต่างกันอย่างเห็นได้ชัด และเป็นการยากที่จะอธิบายถึงการประพัตต์ตัวทางจลนพลศาสตร์ของการไหล ดังนั้นความสัมพันธ์ระหว่างคุณภาพไอ วอยด์แฟรคชันและอัตราส่วนของการไหลเชิงปริมาตรที่สัมพันธ์กับรูปแบบการไหลจึงเป็นสิ่งที่ต้องพิจารณา วิธีการของ Lockhart - Martinelli เป็นวิธีเบื้องต้นที่นิยมใช้การแก้ไขปัญหาการไหลแบบสองวัฏภาค แต่อย่างไรก็ตามวอยด์แฟรคชันและ โปรไฟล์ความเร็วของการไหลก็ยังคงเป็นปัจจัยที่กำหนดโครงสร้างการไหล และการถ่ายเทโมเมนตัมของทั้งสองวัฏภาคโดยอยู่ภายใต้พื้นฐานความเข้าใจของสมการอนุรักษ์และสมการสมดุลของการไหลแบบสองวัฏภาค วอยด์แฟรคชัน ซึ่งบางครั้งก็ยากที่จะนำมาใช้งาน ดังนั้น ในหลาย ๆ กรณีวิศวกรผู้ออกแบบจึงต้องตั้งสมมติฐานเพื่อให้การออกแบบง่ายขึ้น

ปัญหาการออกแบบทางวิศวกรรมนั้น คือสมการเหล่านั้นต้องถูกทำให้ง่ายแก่การใช้งาน ในการออกแบบ หรือแม้แต่สมการทางจลนศาสตร์ที่ทราบค่าเวกเตอร์แรง ซึ่งบางครั้งก็ยากที่จะนำมาใช้ ดังนั้นในหลาย ๆ กรณี วิศวกรผู้ออกแบบจึงต้องสมมุติเงื่อนไขต่าง ๆ ให้กับสมการให้ง่ายขึ้น ไม่ว่าจะตั้งสมมุติฐานเป็นการไหลแบบเนื้อเดียว ไม่มีการเลื่อนไถล (Slip) หรือสภาวะสมดุล เป็นต้น

ขั้นแรกในการออกแบบตัวทำระเหยหรือระบบท่อที่ใช้งานในระบบสารเย็นเยือกคือต้องรู้ถึงพฤติกรรมของวัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์ที่อุณหภูมิสารเย็นเยือก อีกทั้งคุณสมบัติทางกายภาพและอุณหพลศาสตร์ของสารเยือกเย็น ตลอดจนคุณสมบัติทางความร้อนของวัสดุที่ใช้ทำท่อและฉนวนหลังจากนั้นจึงเข้าสู่กระบวนการแก้ปัญหาด้วยสมการสมดุลพลังงานและการอนุรักษ์มวล ในที่นี้จึงเป็นที่มาของเครื่องมือที่เป็นโปรแกรมกราฟิกที่ช่วยในการออกแบบสถานีจ่ายอากาศเหลว

โปรแกรมการออกแบบระบบสถานีจ่ายอากาศนี้เป็นโปรแกรมที่ช่วยในการออกแบบขนาดพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับตัวทำระเหยที่ใช้เป็นตัวเปลี่ยนสถานะอากาศเหลวให้กลายเป็นไอ ออกแบบขนาดพื้นที่ผิวของแผงสร้างความดันที่ใช้เป็นตัวสร้างความดันให้แก่ระบบและออกแบบระบบท่อที่ใช้ในสถานีจ่ายอากาศทั้งในกรณีที่จ่ายอากาศในสถานะที่เป็นของเหลวหรือเป็นก๊าซ

1.1 วัตถุประสงค์

เพื่อศึกษาทฤษฎีการไหลของสารเย็นเยือกในระบบสองวัฏภาคและนำมาใช้เพื่อพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับใช้ออกแบบสถานีจ่ายอากาศ

1.2 ขอบเขตงานวิจัย

การพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับใช้ออกแบบสถานีจ่ายอากาศเพื่อเป็นเครื่องมือให้กับวิศวกรโครงการผู้ซึ่งรับผิดชอบในการออกแบบ ซึ่งประกอบด้วยข้อกำหนดขนาดหรือการหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนสำหรับตัวทำระเหย และแผงสร้างความดัน นอกจากนี้ก็คือการกำหนดขนาดท่อของระบบ รวมทั้งการเลือกใช้ชนิดของท่อและฉนวนที่เหมาะสมมาใช้งานโดยต้องพิจารณาทั้งในแง่ทางเศรษฐศาสตร์และวิศวกรรม

โปรแกรมคอมพิวเตอร์นี้สามารถใช้ในการออกแบบหาพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนของตัวทำระเหยและแผงสร้างความดัน ใช้ในการออกแบบระบบท่อของสารเย็นเยือก ซึ่งได้แก่การหาขนาดของท่อและความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นไม่ว่าท่อนั้นจะหุ้มหรือไม่หุ้มฉนวนวิญภาคเดียวหรือสองวิญภาคก็ตาม สามารถทำนายค่าคุณภาพไอของของไหลเย็นเยือก ณ จุดปลายทางของระบบท่อ สามารถทำนายความร้อนสูญเสียที่เกิดขึ้นระหว่างการไหลแบบสองวิญภาคของระบบท่อ พร้อมทั้งเครื่องมือที่ช่วยการออกแบบได้แก่ เครื่องมือช่วยในการเปลี่ยนหน่วย เครื่องมือที่ช่วยทำนายคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ของสารเย็นเยือกโดยอาศัยฐานข้อมูลจากตารางเป็นตัวทำนาย ความรู้ทั่วไปเกี่ยวกับการใช้งานสารเย็นเยือก

การออกแบบระบบสถานีจ่ายอากาศนี้ได้ทำการทดสอบด้วยการนำค่าที่ทำนายได้มาเปรียบเทียบกับค่าที่ใช้งานจริงในอุตสาหกรรมเพื่อหาค่าความถูกต้องและความน่าเชื่อถือของโปรแกรม

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 2

งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

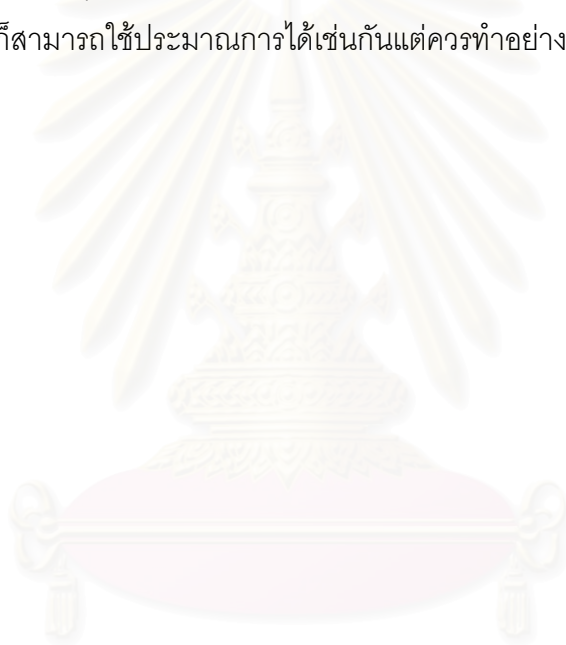
การศึกษาการไหลแบบสองวัฏภาค มีมานานกว่า 30 ปีที่ผ่านมาก่อนหน้านี้การทำนายปรากฏการณ์การไหลแบบสองวัฏภาคนั้นต้องอาศัยข้อมูลจากการทดลอง เพราะการศึกษาและวิเคราะห์ทางทฤษฎีเป็นเรื่องที่ยุ่งยากและซับซ้อนมาก ทฤษฎีศึกษาที่ผ่านๆมาจึงสมมุติว่าการไหลของระบบสองวัฏภาคเป็นการไหลแบบเนื้อเดียว จนเมื่อโลกก้าวเข้าสู่ยุคการสำรวจอวกาศ การไหลแบบสองวัฏภาคองค์ประกอบเดียวของสารเย็นเยือกจึงเป็นที่สนใจมากขึ้นเพราะว่า กระสวยหรือจรวดต้องใช้สารเย็นเยือกเป็นเชื้อเพลิงจึงต้องคำนวณความดันสูญเสียในกรณีการไหลแบบสองวัฏภาคเพราะว่าการสมมุติให้การไหลเป็นแบบเนื้อเดียวนั้นไม่แม่นยำเพียงพอ

Martinelli et al (1994) ตามมาด้วย Lockhart Martinelli (1949) ได้พัฒนาสหสัมพันธ์ที่ใช้ในช่วงอุณหภูมิ 70-85 องศาฟาเรนไฮน์ และความดัน 16-52 psia โดยใช้ได้เฉพาะระบบไฮโดรเจนของเหลวที่ความดันต่ำเท่านั้น อย่างไรก็ตามมีความพยายามที่จะใช้สหสัมพันธ์ดังกล่าวกับช่วงที่ความดันสูงกว่า 52 psia แต่ไม่ประสบความสำเร็จ

มีหลายวิธีที่ได้ถูกเสนอในงานวิจัยต่าง ๆ ที่ใช้คำนวณความดันสูญเสียภายใต้สภาวะการเดือด วิธีของ Martinelli – Nelson ใช้วิธีการไหลแบบไถล (Slip Flow) ซึ่งเป็นวิธีดั้งเดิมที่ใช้ในการไหลแบบ Annular วิธีของ Levy (1960) ใช้หลักการของสมการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมระหว่างของไหลกับไอ รูปแบบการไหลแบบเนื้อเดียวมาจากการสมมุติว่าของเหลวและไอมีความเร็วเท่ากัน เพื่อให้ทั้งสองวัฏภาคนั้นมีสภาพเป็นของไหลเนื้อเดียวที่มีคุณสมบัติเป็นของผสมความสัมพันธ์ของความดันสูญเสียของการไหลแบบสองวัฏภาคได้ใช้หลักการเหล่านี้พร้อมทั้งพจน์อนุพันธ์ต่างๆ ที่อินทิเกรตจนถึงจุดทางออก สิ่งสำคัญของข้อมูลจำนวนมากที่ใช้พัฒนาสหสัมพันธ์ที่อ้างอิงจากการทดลอง (Empirical) และอ้างอิงจากการทดลองโดยอาศัยหลักทฤษฎีประกอบ (Semi – Empirical) มีความจำเป็นมากใน Baroczy (1966) ได้ใช้ข้อมูลเหล่านี้กับการไหลทั้งในแนวนอนและแนวตั้ง โดยปราศจากทัศนคติที่แตกต่างในสหสัมพันธ์ดังกล่าว

จากการศึกษาการเข้ากันได้ดีของรูปแบบการไหลเนื้อเดียวของ A.De La Harpe, S.Helrongre , J.Mollard และ C.Johnamer (1969) พบว่าแม้การประมาณค่าของความดันสูญเสียจะเป็นด้านความดันต่ำก็ตาม รูปแบบการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมของ Levy เข้ากันได้ดีกับข้อมูลของค่าคุณภาพไอที่มากกว่า70%ขึ้นไป แต่ค่าที่ทำนายสอดคล้องกับทางด้านความดันสูง

R.P. Sugden , K.D. Timmerhans D.K. Edmonds (1969) ได้เสนอความเป็นไปได้ของสหสัมพันธ์คุณภาพไอ-ของเหลวเนื้อเดียว ด้วยค่า Friction Factor ที่เป็นฟังก์ชันของเรย์โนลด์ นัมเบอร์ที่หามาจากค่าเฉลี่ยของของไหลสหสัมพันธ์ที่เสนอนี้ช่วยทำให้การคำนวณความดันสูญเสียของระบบสองวัฏภาคง่ายขึ้น หากทราบค่าเฉลี่ยของคุณภาพไอของของไหลซึ่งได้รับการประมาณค่าอย่างสมเหตุสมผล มันอาจจะเป็นการยากที่จะหาค่าดังกล่าว อย่างไรก็ตามการใช้สมดุลความร้อนก็สามารถใช้ประมาณการได้เช่นกันแต่ควรทำอย่างระมัดระวัง



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 3

ทฤษฎี

3.1 นิยามระบบสารเย็นเยือก

ความหมายของคำว่าสารเย็นเยือกนั้นก็คือ ผลิตภัณฑ์ของสารความเย็น (Icy Cold) อย่างไรก็ตามความหมายที่ใช้กันในปัจจุบันนั้นมีความหมายเดียวกับสารที่อุณหภูมิต่ำ แต่มีปัญหาว່ว่าจะแบ่งสเกลอุณหภูมิว่าช่วงไหนควรเป็นสารทำความเย็นหรือสารเย็นเยือกดี ดังนั้น คณะปฏิบัติการของมาตรฐานแห่งชาติ ณ บาวเดอร์ ,รัฐโคโรลาโด (National Bureau of Standards at Boulder , Colorado) ทำการแบ่งว่าให้พิจารณาสารนั้นเป็นสารเย็นเยือกเมื่อ อุณหภูมิที่เกี่ยวข้องนั้นต่ำกว่า $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($123\text{ }^{\circ}\text{K}$) เพราะ ณ จุดเดือดปกติ (Normal Boiling Point) ของก๊าซที่เรียกว่า “ ก๊าซถาวร” (permanent gases) ซึ่งได้แก่ ฮีเลียม ไฮโดรเจน นีออน ไนโตรเจน ออกซิเจนและอากาศ นั้นมีจุดเดือดปกติต่ำกว่า $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ในขณะที่สารทำความเย็นหรืออน ,ไฮโดรเจนซัลไฟด์และสารทำความเย็นอื่นๆ มีจุดเดือดสูงกว่า $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ตำแหน่งและช่วงของสารที่จะเป็นสารเย็นเยือกได้แสดงอยู่ในเทอร์โมมิเตอร์แบบล็อกกาลีทิมในรูปภาพ 3-1

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปภาพที่ 3.1 ช่วงอุณหภูมิของสารเย็นเยือก

ในสาขาวิชาของ “วิศวกรรมสารเย็นเยือก” นั้นเกี่ยวข้องกับการพัฒนา การปรับปรุง เทคนิคเกี่ยวกับสภาวะอุณหภูมิต่ำ กระบวนการ และอุปกรณ์ต่างๆ แต่ว่าจะแตกต่างจากฟิสิกส์ที่สถานะอุณหภูมิต่ำ ที่มุ่งศึกษาเกี่ยวกับประโยชน์ที่จะได้จาก ปฏิกิริยา การณ์ของอุณหภูมิต่ำที่เกิดขึ้นมากกว่าการที่จะวิจัยขั้นพื้นฐาน แต่อย่างไรก็ตาม ก็ยังไม่สามารถแบ่งแยกทั้งสองสาขาออกจากกันได้อย่างชัดเจน วิศวกรควรที่จะทำความเข้าใจกับปรากฏการณ์ทางฟิสิกส์เพื่อที่จะทราบถึงการนำมาใช้ประโยชน์ได้อย่างมีประสิทธิภาพ ส่วนนักฟิสิกส์ควรที่จะทำความเข้าใจกับหลักการวิศวกรรม เพื่อที่จะออกแบบอุปกรณ์และการทดลอง เพื่อมาสนับสนุนงานด้านวิศวกรรม

ระบบหนึ่งๆ อาจถูกกำหนดให้ประกอบด้วยหลายๆ องค์ประกอบที่รวมกันเป็นหนึ่งโดยเกิดจากปฏิกิริยาและการพึ่งพาของกันและกันเพื่อที่จะทำให้เกิดการทำงานอย่างใดๆ อย่างหนึ่งขึ้นมา โดยทั่วไปเราจะใช้คำว่า “ระบบสารเย็นเยือก” กับสิ่งๆ ที่เกี่ยวกับกลุ่มของปฏิกิริยาใดๆ ที่เกี่ยวข้องกับอุณหภูมิต่ำ อย่างเช่น โรงผลิตอากาศเหลว เครื่องทำความเย็นด้วยฮีเลียม ระบบท่อหรือถังบรรจุพร้อมระบบควบคุม เหล่านี้ก็เป็นตัวอย่างที่เรียกว่า “ระบบสารเย็งเยือกเย็น”

การออกแบบสารเย็งเยือกอยู่บนพื้นฐานของกฎฟิสิกส์ สำหรับการนำกฎเหล่านี้ไปใช้นั้น เราต้องกำหนดตัวแทนของระบบอุณหพลศาสตร์ให้แยกออกจากสิ่งแวดล้อมโดยใช้ขอบเขตทางอุณหพลศาสตร์ (Thermodynamics Boundary) เป็นตัวแยก ไม่ว่าจะระบบนั้นอาจจะเป็นวัตถุระดับจุลภาค ที่ต้องการศึกษา หรือว่าอุปกรณ์สารเย็งเยือก หรือส่วนใดๆ ของเครื่องหรือชิ้นส่วนของเครื่อง ระบบทางอุณหพลศาสตร์อาจจะมีการแลกเปลี่ยนพลังงานและมวลกับสิ่งแวดล้อมรอบๆ ขอบเขตหรือไม่ก็ได้ หรืออาจจะมีแรงภายนอกเข้ามากระทำกับขอบเขตของระบบ ขอบเขตของระบบอาจจะถูกกำหนดให้เป็นของแข็งก็ได้ อย่างเช่น ฉนวนทางกล หรือกระบวนการแบบปริมาตรคงที่ หรือยืดหยุ่นสมบูรณ์ซึ่งเป็นกระบวนการแบบความดันคงที่ ขอบเขตระบบอาจจะเป็นส่วนหนึ่งของคุณสมบัติความเป็นฉนวนอุดมคติก็ได้ เช่น ระบบอะเดียบาติก หรือเป็นคุณสมบัติตัวอื่นก็ได้

3.2 คุณสมบัติของสารเย็งเยือก

คุณสมบัติทางฟิสิกส์และอุณหพลศาสตร์ของของไหลเย็งเยือกเป็นข้อมูลที่สำคัญสำหรับการใช้ในการออกแบบระบบท่อของสารเย็งเยือก ได้สรุปคุณสมบัติที่สำคัญบางตัวของสาร

เย็นเยือกสำหรับสารหลักๆ ที่ใช้ศึกษาในที่นี้มี 3 ตัวด้วยกันคือ ไนโตรเจน , ออกซิเจน , และ อาร์กอน เนื่องจากเป็นสารเย็นเยือกหลักที่เป็นผลิตภัณฑ์ของบริษัทบางกอกอินดัสเทรียลแก๊ส จำกัด

3.2.1 คุณสมบัติเฉพาะของสารเย็นเยือก

สารเย็นเยือกเป็นของของเหลว หรืออาจเป็นของแข็งก็ได้ขึ้นอยู่กับสภาวะที่เหมาะสม รูปแบบที่มักพบส่วนใหญ่ จะเป็นก๊าซและคุณสมบัติเฉพาะก็คือ มีจุดเดือดที่ต่ำมาก

1. ไนโตรเจน

ไนโตรเจนนั้นไม่มีสี ใส มีลักษณะคล้ายน้ำ ที่ความดัน 1 บรรยากาศไนโตรเจนเหลวเดือดที่ 77.4 K และแข็งตัวที่ 63.2 K ไนโตรเจนเหลวถูกใช้เป็นแหล่งความเย็นกันอย่างแพร่หลาย

ไนโตรเจนที่อยู่ในบรรยากาศมีอยู่ 78.1% โดยปริมาตรและ 75.5 %โดยมวลและผลิตออกมาในเชิงพาณิชย์ด้วยวิธีการกลั่นอากาศ ไนโตรเจนเหลวอิมตัวมีความหนาแน่นน้อยกว่าน้ำ ไนโตรเจนมีสภาพเป็นก๊าซที่บรรยากาศปกติต่อกัน (15 °C และ 760 mmHg) ไม่มีสี ไม่มีกลิ่น และไม่มีรส ไนโตรเจนเป็นก๊าซไม่ติดไฟ

ไนโตรเจนเป็นองค์ประกอบหลักในอากาศ ไนโตรเจนไม่สามารถใช้หายใจและจุดติดไฟได้ แต่มีบทบาทที่จำเป็นเพราะเป็นธาตุหลักที่มีอยู่ในสิ่งมีชีวิตทั้งพืชและสัตว์ ทั้งยังมีส่วนในกระบวนการทางธรรมชาติที่ซับซ้อนของการแปรรูปสารต่างๆของพืช

ไนโตรเจนสามารถจำหน่ายได้ทั้งในรูปของก๊าซอัดในท่อความดันสูงหรือของเหลว อุณหภูมิต่ำกว่าได้ความดันไอของมันเอง ถึงแม้ว่าไนโตรเจนจะไม่ทำปฏิกิริยาทางฟิสิกส์ ไม่มีพิษ แต่สามารถเป็นอันตรายได้ ในแง่ของการทำให้ขาดออกซิเจน อันตรายอันนี้ไม่ใช่จำกัดแค่ก๊าซไนโตรเจน แต่อาจเกิดกับสภาวะของบรรยากาศใดก็ตามที่มีปริมาณออกซิเจนน้อยกว่า 20% โดยปริมาตร

2. ออกซิเจน

ออกซิเจนเหลวมีลักษณะเฉพาะตัวที่มีสีฟ้าซึ่งอาจเป็นสาเหตุมาจากการเกิดของโพลิเมอร์ หรือโมเลกุลที่มีห่วงโซ่แบบยาว (Long-Chain Molecule) O_4 หรืออิเล็กตรอนที่ไม่มีคู่ (Unpaired electron) ซึ่งทำให้เกิดความเป็นขั้วแม่เหล็กในออกซิเจนเหลว ณ สภาวะความดัน 1 บรรยากาศ ออกซิเจนเหลวเดือดที่ 90.2 K และแข็งตัวที่ 54.4 K ออกซิเจนเหลวอิ่มตัวที่ 1 atm มีความหนาแน่นมากกว่าน้ำที่ 60 °F ออกซิเจนเหลวมีความเป็นแม่เหล็กเล็กน้อยเมื่อเทียบกับสารเย็นเยือกตัวอื่นซึ่งไม่มีความเป็นแม่เหล็ก

ออกซิเจนเหลวสามารถทำปฏิกิริยาเคมีได้ โดยเฉพาะอย่างยิ่งกับสารพวกไฮโดรคาร์บอน เพราะความว่องไวทางเคมีของออกซิเจนจึงเป็นปัญหาความปลอดภัยสำคัญของการใช้งาน ออกซิเจนที่อาจทำให้เกิดการระเบิดอย่างรุนแรงเนื่องมาจากจากการรวมตัวของออกซิเจนกับสารหล่อลื่นที่เป็นไฮโดรคาร์บอน

ออกซิเจนมีเลขอะตอมเท่ากับ 16 โดยมีไอโซโทปเสถียรของเลขมวล คือ 16,17 และ 18 ปริมาณสัมพัทธ์ของทั้งสามไอโซโทปคือ 10,000 : 4 : 20

ออกซิเจนเป็นก๊าซที่สภาวะบรรยากาศปกติ (15 °C และ 760 mmHg) ออกซิเจนจำเป็นต่อการดำรงชีพของสิ่งมีชีวิตและต่อการเผาไหม้ ออกซิเจนไม่มีสี ไม่มีกลิ่น และไม่มีรส

อากาศที่เราหายใจเข้าไปมีออกซิเจน 20.94 % ถ้าออกซิเจนในอากาศมีปริมาณต่ำ โดยต่ำกว่า 17 % โดยปริมาตร แล้วจะทำให้ขาดใจได้ หากต่ำกว่า 12 % โดยปริมาตรอาจทำให้ตายได้เนื่องจากการขาดออกซิเจน

ออกซิเจนเป็นก๊าซที่ว่องไวง่ายต่อการรวมกับธาตุส่วนใหญ่กลายเป็นออกไซด์ ณ สภาวะอุณหภูมิต่างๆ อย่างเช่น ธาตุบางชนิดได้แก่ ฟอสฟอรัส หรือแมงกานีส ซึ่งสามารถติดไฟได้โดยออกซิเจนหรืออากาศ ในขณะที่โลหะมีค่าจะเกิดออกไซด์อย่างช้าๆ ที่อุณหภูมิสูงมากๆ

ออกซิเจนผลิตได้ปริมาณมากจากการกลั่นของอากาศเหลวและขนส่งได้ไม่ว่าจะในรูปแบบของก๊าซ ความดันสูงในท่อ หรือออกซิเจนเหลวที่อุณหภูมิต่ำกว่าความดันไอของออกซิเจนเอง

3. อาร์กอน

อาร์กอนเหลวอยู่ในรูปของเหลวใส ไม่มีสีและมีคุณสมบัติคล้ายกับไนโตรเจนเหลว โดยที่ 1 บรรยากาศ อาร์กอนเหลวเดือดที่ 87.3K และแข็งตัวที่ 83.9K อาร์กอนเหลวอิมมิตซ์ที่ 1 บรรยากาศมีความหนาแน่นมากกว่าออกซิเจนเพราะอาร์กอนมีน้ำหนักโมเลกุลที่มากกว่าออกซิเจน

อาร์กอนมีไอโซโทปเสถียรอยู่ 3 ไอโซโทปมีเลขมวลอยู่ที่ 36 38 และ 40 ซึ่งมีค่าปริมาณสัมพัทธ์ในอากาศในอัตราส่วน 338 : 63 : 100,000

อาร์กอนที่อยู่ในบรรยากาศปกติจะมีความเข้มข้นอยู่ที่ 0.934 % โดยปริมาตรหรือ 1.25 % โดยน้ำหนัก เพราะจุดเดือดของอาร์กอนอยู่ระหว่างออกซิเจนเหลวและไนโตรเจนเหลว หากจุดเดือดจะใกล้กับออกซิเจนมากกว่า อาร์กอนดิบที่มีความเข้มข้นประมาณ 90 ถึง 95 เปอร์เซ็นต์สามารถผลิตได้จากการเพิ่มหน่วยพิเศษเข้าไปก็คือ หอกลับอาร์กอน (argon –recovery column) ในโรงแยกอากาศ อาร์กอนถูกส่งได้ทั้งในรูปแบบก๊าซความดันสูงหรือของเหลวที่อุณหภูมิต่ำ

อาร์กอนมีสถานะเป็นก๊าซที่สภาวะบรรยากาศปกติ (15 °C และ 760 mmHg) โดยเป็นก๊าซที่ไม่มีสี, ไม่มีกลิ่นและไม่มีรส ความที่มีคุณสมบัติทางฟิสิกส์ที่สมบูรณ์แบบและมีความเสถียรทางเคมีทำให้อาร์กอนแตกต่างจากก๊าซตัวอื่น อาร์กอนไม่เป็นพิษและเป็นก๊าซที่ไม่ติดไฟ หากแทนที่ออกซิเจนอาจทำให้เป็นอันตรายต่ออวัยวะต่างๆ ของร่างกาย โดยมันจะเข้าไปลดความดันย่อยของออกซิเจนและทำให้เกิดภาวะการขาดก๊าซออกซิเจนได้

เนื่องจากความเฉื่อยต่อสารเคมีที่อุณหภูมิสูงๆ ทำให้เราใช้อาร์กอนกับงานเชื่อม อาร์กอนบริสุทธิ์หรือผสมก๊าซบางชนิดตัวอื่นไม่ว่าจะเป็นคาร์บอนไดออกไซด์ ออกซิเจน ไฮโดรเจนและฮีเลียมเป็นที่นิยมแพร่หลายอย่างมากในงานเชื่อมชนิดต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับเหล็กขึ้นรูปหรือเหล็กสแตนเลส อลูมิเนียม โลหะแบบผสมอัลลอยด์ แมกนีเซียม ไททาเนียม เป็นต้น

อาร์กอนยังใช้กับงานเกี่ยวกับโลหะวิทยาด้วยคือ งานขึ้นรูปโลหะ (Heat Treatment) ได้แก่ งานชุบโลหะของเหล็กคาร์บอนสูงหรืองานที่ไม่ต้องการสูญเสียคาร์บอน อาร์กอนยังทำหน้าที่เป็นก๊าซพาหะสำหรับการรวมตัวของซิลิโคน (Silane) และการก่อตัวของซิลิคอน (Epitaxial Growth of Silicon)

3.2.2 คุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์

สภาวะของสารใดสารหนึ่งที่จุดใด ๆ สามารถกำหนดด้วยคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ คุณสมบัติเหล่านี้รวมถึงความดัน อุณหภูมิ ปริมาตร พลังงานภายใน เอนทาลปี และเอนโทรปี สำหรับสารบริสุทธิ์ที่สภาวะสมดุลหมายถึงสารนั้นไม่เปลี่ยนแปลงองค์ประกอบ มีความเป็นเอกรูป และไม่อยู่ภายใต้การเปลี่ยนแปลงใด สภาวะทางอุณหพลศาสตร์มีลักษณะเฉพาะโดยกำหนดจากแค่เพียงคุณสมบัติ 2 ตัวเป็นอย่างน้อย ซึ่งหมายถึงตัวคุณสมบัติที่ขึ้นอยู่กับตัวอื่น (Dependent Property) จะถูกกำหนดโดยคุณสมบัติอิสระ (Independent Property) 2 ตัวและสามารถหาคุณสมบัติตัวอื่น จากการกำหนดคู่หนึ่งของคุณสมบัติอิสระ วิธีนี้เราเรียกว่า “กฎของสองคุณสมบัติ (Two – Property Rule) แต่สำหรับในกรณีพิเศษของสภาวะอิมิตัว ซึ่งเกิดวิฏภาค 2 วิฏภาคขึ้น ความดันและอุณหภูมิต่างก็ขึ้นต่อกัน อย่างไรก็ตามกฎของสองคุณสมบัติยังสามารถใช้ได้เพราะการที่จะกำหนดคุณสมบัติของอุณหพลศาสตร์ได้ทั้งหมดนั้น ต้องกำหนดค่าคุณภาพใดด้วย

ความสัมพันธ์ระหว่างคุณสมบัติสามารถแสดงได้ด้วยกราฟฟิก เป็นสมการหรือสมการสภาวะหรือในรูปของตาราง ในบางกรณีอาจจะสามารถกำหนดให้สารนั้นประพฤติตัวเป็นก๊าซอุดมคติ ดังนั้นความสัมพันธ์ระหว่างคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์สามารถอยู่ทำให้อยู่ในรูปของสมการสภาวะ (Equation of State) อย่างง่ายได้ โดยมาจากทฤษฎีพลังงานจลน์ (Kinetic Theory) อย่างไรก็ตามสมการสภาวะของสารโดยทั่วไปแล้วมีความซับซ้อนมากกว่านี้และต้องพิสูจน์มาจากการทดลองด้วยสมการเหล่านี้ส่วนใหญ่จะอยู่ในรูปของรหัสทางคอมพิวเตอร์ซึ่งเป็นที่มาของไดอะแกรมและตารางคุณสมบัติ ในทางปฏิบัติจะใช้ไดอะแกรมและตารางในการหาคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์นอกจากว่าสารนั้นประพฤติตัวใกล้กับก๊าซอุดมคติจึงใช้สมการสภาวะได้

ทั้งนี้คำว่า “ข้อมูล” จะใช้อ้างอิงถึงค่าได้จากการทดลอง ส่วนคำว่า “สูตร” การอ้างอิงจากสมการที่จำเป็นต้องใช้ในการคำนวณคุณสมบัติของไหล คำว่า “สมการพื้นฐาน” ใช้ในการอธิบายสมการสภาวะที่ใช้ในหลาย ๆ วิธีของการได้สูตรในการคำนวณหาคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ รูปแบบของสมการพื้นฐาน ถูกใช้เป็นตัวกลางของการศึกษาทางอุณหพลศาสตร์ประยุกต์ (Applied Thermodynamic Studies) ซึ่งก็คือ ฟังก์ชันศักย์ไร้มิติ (Dimension Potential Function)

$$\alpha(\delta, \tau) = \alpha^o(\delta, \tau) + \bar{\alpha}(\delta, \tau) \quad (3-1)$$

ซึ่ง α^o คือ พลังงานเฮล์มโฮลทซ์ไร้มิติ (Dimensionless Helmholtz energy) สำหรับก๊าซอุดมคติ $T = T / T_c$, $\rho = \rho / \rho_c$ และ $\bar{\alpha}$ คือ ค่ากระจายของของไหลจริง (real fluid contribution) ซึ่งเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$\bar{\alpha}(\delta, \tau) = \sum_{i=1}^k N_k \delta^{i-j} \cdot \exp(-\gamma \delta^{-l}) \quad (3-2)$$

ซึ่ง $\gamma = 0$ ถ้า $l = 0$ และ $\gamma = 1$ ถ้า $l > 0$ ค่า j โดยทั่วไปมีค่ามากกว่า 0 และ i และ l เป็นจำนวนเต็มที่มีค่ามากกว่าหรือเท่ากับศูนย์

ข้อมูลเบื้องต้นที่จำเป็นในการหาสมการพื้นฐานก็คือ ข้อมูล P- ρ -T และค่าความร้อนจำเพาะก๊าซอุดมคติ $C_p(T)$ เพื่อที่จะกำหนดคุณสมบัติของก๊าซอุดมคติ ค่าความดันไอและค่าความหนาแน่นร่วม (Coexistence Density) ต้องใช้ในการกำหนดสภาวะความสมดุลของวัฏภาค ซึ่งสอดคล้องกับเกณฑ์ของ Maxwell

โดยทั่วไปแล้วมักจะเลือกเทอมที่จะใช้ในสมการ (3-2) ที่มาจากนัยสำคัญทางสถิติของแต่ละเทอม และการวิเคราะห์ทางสถิติของทั้งสมการ วิธีการที่ดีที่สุดคือ เทคนิคการหาค่ารากที่สองที่น้อยที่สุดของค่าคลาดเคลื่อนเป็นขั้นๆ (Stepwise least-squares technique) จากผลงานวิจัยและวิธีการเลือกที่เสนอโดย Wagner (1974) และต่อด้วยการปรับปรุงวิธีการใช้สมการสภาวะโดย de Reuck และ Armstrong (1979) วิธีการเลือกค่านั้นจะได้กลุ่มของพจน์ที่เหมาะสมที่สุดจากกลุ่มของพจน์ที่มีอยู่ ค่ากลางของการศึกษาทางอุณหพลศาสตร์ประยุกต์ที่มีชุดพจน์ทั้งหมด 100 ค่าได้ถูกใช้ใน ช่วงต่างๆ ดังต่อไปนี้ ว่าค่าคุณสมบัติต่างๆ ที่ได้จากสมการพื้นฐานอาจจะได้มาจากฟังก์ชันอนุพันธ์ รหัสคอมพิวเตอร์ถูกเขียนเพื่อคำนวณคุณสมบัติสำหรับสูตรทั้งหมด ที่ใช้กับสมการพื้นฐานด้วยสมการ (3-2) นำมาใช้ในการกระจายค่าก๊าซจริงด้วยค่าต่างๆ ของ i , j , และ l ในขอบเขตข้างต้น ตาราง 3.2 ได้รวมสมการสภาวะที่ใช้อ้างอิงในการหาสมการพื้นฐานของของไหลเย็นเยือก

With $l=0$, $i=1$ to 5 (integers), $j=0.25$ to 7 (0.25 increments);

With $l=2$ to 6 (integers), $l=1$ to 8 (integers), $j=1$ to 24 (integers).

สมการพื้นฐานมักจะพัฒนามาเป็นข้อมูลวิภูภาคสมดุลที่แม่นยำ คุณสมบัติของของเหลวและไออิมตัวคำนวณจากการใช้เกณฑ์ของ Maxwell หลาย ๆ ครั้ง อย่างไรก็ตามในบางกรณีเรามักจะกำหนดสภาวะความสมดุลของวิภูภาคจากสมการความดันไอและคำนวณความหนาแน่นอิมตัวให้เป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิอิมตัวและความดันไอ

ในการใช้สมการอิสระเพื่อกำหนดคุณสมบัติร่วมได้นำมาซึ่งความไม่สอดคล้องทางอุณหพลศาสตร์ของการคำนวณค่าคุณสมบัติ ดังนั้นจึงควรใช้สมการพื้นฐานให้ใกล้กับเกณฑ์ของ Maxwell

ตาราง 3.2 สมการสำหรับประมาณค่าคุณสมบัติพื้นฐานของไหลเย็นเยือก

ของไหลเย็นเยือก	แหล่งอ้างอิง	สมการสภาวะ	จำนวนพจน์	ความแม่นยำ (% ρ)	ช่วงอุณหภูมิ (K)	ความดันสูงสุด (MPa)
ไนโตรเจน	Jacobsen, etal (1986)	3-1, 3-2	28	0.1	63-2000	1000
ออกซิเจน	Wagner, etal (1986)	3-1, 3-2	32	0.1	55-350	80
อาร์กอน	Stewart, etal (1986)	3-1, 3-2	28	0.1	84-1200	1000

ฟังก์ชันที่ใช้ในการคำนวณความดัน ค่าการอัดตัว พลังงานภายใน เอนทาลปี เอนโทรปี ความจุความร้อนไอโซคอริก ความจุความร้อนไอโซบาริก พลังงานกิบบส์ และความเร็วเสียงจากสมการ (3-1) สามารถแยกเขียนเป็นสมการ (3-3) ถึง (3-11) ฟังก์ชันเหล่านี้ใช้ในการคำนวณตารางโมโนกราฟของคุณสมบัติอุณหพลศาสตร์ของของไหลเย็นเยือก

ค่าการอัดตัวสามารถเขียนด้วยสมการดังนี้

$$Z = P / (\rho RT) = 1 + \delta (\bar{\alpha} / \delta) \quad (3-3)$$

$$P / P_c = \{ \delta / (\tau Z_c) \} \{ 1 + (\bar{\alpha} / \delta) \} \quad (3-4)$$

ทำนองเดียวกัน

$$U / (RT) = \tau \left\{ \left(\frac{\partial \alpha^0}{\partial \tau} \right) + \left(\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial \tau} \right) \right\} \quad (3-5)$$

$$S / R = \tau \left\{ \left(\frac{\partial \alpha^0}{\partial \tau} \right) + \left(\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial \tau} \right) \right\} - \alpha^0 - \bar{\alpha} \quad (3-6)$$

$$H / (RT) = \tau \left\{ \left(\frac{\partial \alpha^0}{\partial \tau} \right) + \left(\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial \tau} \right) \right\} + \delta \left(\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial \delta} \right) + 1 \quad (3-7)$$

$$G / (RT) = 1 + \alpha^0 + \bar{\alpha} + \delta \left(\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial \delta} \right) \quad (3-8)$$

$$C_V / R = -\tau^2 \left\{ \left(\frac{\partial^2 \alpha^0}{\partial \tau^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 \bar{\alpha}}{\partial \tau^2} \right) \right\} \quad (3-9)$$

$$C_P / R = (C_V / R) + \left[\frac{\left\{ 1 + \delta \left(\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial \delta} \right) - \delta \tau \left(\frac{\partial^2 \bar{\alpha}}{\partial \delta \partial \tau} \right) \right\}^2}{\left\{ 1 + 2\delta \left(\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial \delta} \right) + \delta^2 \left(\frac{\partial^2 \bar{\alpha}}{\partial \delta^2} \right) \right\}} \right] \quad (3-10)$$

$$W^2 / (RT) = 1 + 2\delta \left(\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial \delta} \right) + \delta^2 \left(\frac{\partial^2 \bar{\alpha}}{\partial \delta^2} \right) - \left[\frac{\left\{ 1 + \delta \left(\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial \delta} \right) - \delta \tau \left(\frac{\partial^2 \bar{\alpha}}{\partial \delta \partial \tau} \right) \right\}^2}{\left\{ \tau^2 \left(\frac{\partial^2 \alpha^0}{\partial \tau^2} \right) + \tau^2 \left(\frac{\partial^2 \bar{\alpha}}{\partial \tau^2} \right) \right\}} \right] \quad (3-11)$$

ความหนาแน่นของของเหลวอิ่มตัวและไออิ่มตัวคำนวณได้จากสมการพื้นฐาน คุณสมบัติของสภาวะอิ่มตัวสามารถคำนวณในรูปแบบฟังก์ชันของอุณหภูมิและความหนาแน่นโดยใช้ความสัมพันธ์ทางอุณหพลศาสตร์มาตรฐาน ตารางของเหลว-ไออิ่มตัวได้จากการคำนวณจากสมการความดันไอ เพื่อที่จะหาค่าความดันไอ ณ ค่าอุณหภูมิ T_{SAT} ในตาราง สหสัมพันธ์ความดันไอของ Wagner (1973) เป็นที่แพร่หลายและเที่ยงตรงมากที่สุดพิมพ์เป็นตารางข้อมูลความดันไอ

ค่าประมาณทางตัวเลขของคุณสมบัติในตารางโมโนกราฟและแสดงไว้ในรูปแบบเดียวกันตลอดการใช้งานเป็นฐานข้อมูลของ สารานุกรมก๊าซ (Gas Encyclopaedia) L'AIR LIQUIDE ซึ่งคำนวณมาจากการประมาณค่าในช่วงนอกช่วงหรือโปรแกรมคอมพิวเตอร์แปลงหน่วยการใช้ข้อมูลมีอยู่ในหนังสืออ้างอิง (Bibliographic References) ข้อมูลเหล่านี้มีทัศนียม 4 ตำแหน่งเป็นอย่างน้อยเพื่อให้ง่ายแก่การประมาณค่าในช่วง

การหาค่าความหนืดเป็นพื้นฐานสำคัญอย่างหนึ่งในการกำหนดคุณลักษณะคุณสมบัติทางกายภาพของก๊าซจริงซึ่งได้รับการตีพิมพ์ปัญหานี้ค่อนข้างมากข้อมูลที่น่าเชื่อถือของความหนืด นั้นไม่เพียงแต่ใช้สำหรับการแก้ปัญหาทางความเป็นจริงบางอย่าง ยังให้ความรู้ความเข้าใจคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์อีกด้วยและยังสามารถอธิบายกระบวนการถ่ายเทของโมเลกุลในก๊าซให้ดีขึ้นอีกด้วยเมื่อไม่กี่ปีมานี้ได้มีการศึกษาและถกเถียงเกี่ยวกับกระบวนการถ่ายเทของสสารแต่ปัญหานี้ก็ยังไม่สามารถแก้ไขได้ ลักษณะทางกายภาพของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทนั้นมีความซับซ้อนมากกว่าฟังก์ชันของอุณหพลศาสตร์และสัมประสิทธิ์เหล่านี้ยังไม่ได้มีการศึกษาอย่างดีพอทั้งในด้านการทดลองและทางทฤษฎี

ความหนืดของก๊าซที่สามารถวัดตัวไว้ได้รับการศึกษามากกว่าไม่ว่าจะเป็นค่าการนำความร้อนหรือการแพร่แต่กรณีส่วนใหญ่ค่าที่ได้ของความหนืดจากการทดลองนั้นยังเป็นค่าตัวแปร ที่ใช้ในวงแคบ ๆ ค่าความหนืดทางพลศาสตร์ของสารเย็นเยือกเป็นตัวแปรที่สำคัญในเครื่องทำความเย็นต่างๆ อย่างไรก็ตามค่าความหนืดของของเหลวในช่วงอุณหภูมิจากจุดทริปเปิล (Trippe Point) จนถึงจุดวิกฤตที่ความดันสูงมากพอก็ยังไม่มีการทำตารางขึ้นมา ดังนั้นสิ่งสำคัญที่สุดก็คือความเป็นไปได้ที่จะคำนวณอย่างน่าเชื่อถือของค่าความหนืดตลอดช่วงอุณหภูมิและความดันที่กว้างพอสำหรับใช้ในอุตสาหกรรมจากข้อมูลการทดลอง

คุณสมบัติการถ่ายเทของสารเย็นเยือกจากเอกสารมาตรฐานของสถาบันเทคนิคแห่งชาติ (The National Bureau of Standards Technical) ฉบับที่ 1097 พฤษภาคม 1986 โดย RD Mc Carty

สมการสำหรับการคำนวณค่าความหนืดและการนำความร้อนของสารเย็นเยือกสามารถเขียนได้ดังนี้

สำหรับไนโตรเจนก๊าซ

$$\eta_{PT} = \eta_T + 1383p + 2383p^2 + 16075p^3 - 32888p^4 + 41021p^5 \quad (3-12)$$

$$\lambda_{PT} = \lambda_T + 3074p + 15767p^2 - 22696p^3 + 28503p^4 \quad (3-13)$$

สำหรับก๊าซออกซิเจน

$$\eta_{PT} = \eta_T + 1199\rho + 5201\rho^2 - 5811\rho^3 + 8914\rho^4 \quad (3-14)$$

$$\lambda_{PT} = \lambda_T + 2545\rho + 19276\rho^2 - 43323\rho^3 + 47784\rho^4 - 15630\rho^5 \quad (3-15)$$

สำหรับก๊าซอาร์กอน

$$\eta_{PT} = \eta_T + 1150\rho + 42915\rho^2 - 3345\rho^3 + 3683\rho^4 \quad (3-16)$$

$$\lambda_{PT} = \lambda_T + 1950\rho + 4936\rho^2 - 4834\rho^3 + 3371\rho^4 \quad (3-17)$$

ซึ่งความหนาแน่นมีหน่วยเป็น Kg/dm^3 ความหนืดมีหน่วยเป็น 10^{-8} N.s/cm^2 และการนำความร้อนมีหน่วย $10^{-8} \text{ KW/m}^\circ\text{C}$ สำหรับสมการ (3-12) ใช้ได้ในช่วงความหนาแน่นระหว่าง $\rho = 0-0.72 \text{ kg/dm}^3$ ค่าความหนืดของก๊าซไนโตรเจนใช้ได้จนถึง 1300 K และ 1000 bar โดยค่าความเที่ยงตรงอยู่ที่ $\pm 2\%$ ความหนืดของออกซิเจนซึ่งคำนวณจากสมการ (3-14) ใช้ได้ในช่วงของความดัน $1-1000 \text{ bar}$ และอุณหภูมิ $100-1300 \text{ K}$ ถึงแม้ว่าข้อมูลของความหนืดก๊าซออกซิเจนภายใต้ความดันบรรยากาศแม่นยำน้อยกว่าค่าคล้ายกันของไนโตรเจนแต่ค่าความเที่ยงตรงอยู่ที่ $\pm 3\%$ ส่วนค่าความเที่ยงตรงของความหนืดอาร์กอนที่คำนวณจากสมการ (3-16) ที่ใช้ในช่วงอุณหภูมิ $90-13000 \text{ K}$ ความดันจนถึง $10,000 \text{ bar}$ และในช่วงของความหนาแน่น $0-1.15 \text{ kg/dm}^3$ อยู่ที่ $\pm 2\%$

มีความสนใจเป็นอย่างมากถึงค่าการนำความร้อนเพราะเป็นสิ่งจำเป็นที่ใช้ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยสารหล่อเย็นที่เป็นของเหลวและก๊าซ เมื่อไม่นานนี้มีการศึกษาเกี่ยวกับการนำความร้อนของก๊าซและของเหลวในช่วงของความดันและอุณหภูมิที่กว้าง การนำความร้อนของก๊าซคำนวณจากสมการ (3-13), (3-15) และ (3-17) ของค่าที่ได้จากการคำนวณของการนำความร้อนเหล่านี้ไม่เกิน 4% ตามลำดับ สำหรับช่วงอุณหภูมิจนถึง 1300 K และความดันถึง $1,000 \text{ bar}$ ของความหนาแน่นระหว่าง $\rho = 0-0.7 \text{ kg/dm}^3$ $\rho = 0-1.2 \text{ kg/dm}^3$ และ $\rho = 0-1.4 \text{ kg/dm}^3$ ตามลำดับ

สำหรับค่าความหนืดของก๊าซไนโตรเจนที่ความหนาแน่น $\rho = 0.0.72 \text{ kg/ dm}^3$ สมการใช้ประมาณค่านอกช่วงสำหรับ $\rho = 0.9 \text{ kg/ dm}^3$ การคำนวณค่า $\Delta\eta$ ที่ได้ปรากฏว่าต่ำกว่าค่าอ้างอิงมาก ค่าความหนืดของไนโตรเจนเหลือคำนวณจากสมการ (3-12) ที่ความหนาแน่นต่ำกว่า 0.65 kg/ dm^3 สมการนี้ใช้ได้เฉพาะอุณหภูมิสูงกว่า 107 K เพราะที่อุณหภูมิต่ำกว่าค่าความหนาแน่นเกินค่า 0.65 kg/ dm^3 หรือที่ $\rho = 0.65-0.9 \text{ kg/ dm}^3$ ข้อมูลที่อ้างอิงเปรียบเทียบแล้วมีค่าความผิดพลาดน้อยกว่า 1% โดย

$$\eta_{PT} = \eta_T + 52.09 + 253.4(\rho - 0.65) + 1638(\rho - 0.65)^2 - 29438(\rho - 0.65)^3 + 283350(\rho - 0.65)^4 - 471070(\rho - 0.65)^5 \quad (3-18)$$

ในที่นี้ความหนืดมีหน่วยเป็น 10^{-6} N.s/cm^2 และความหนาแน่นหน่วยเป็น kg/ dm^3 ฟังก์ชัน $\Delta\eta = f(\rho)$ ของออกซิเจนเพิ่มขึ้นอย่างมากที่ความหนาแน่นมากกว่า 1.5 kg/ dm^3 และไม่สามารถใช้การประมาณค่านอกช่วงจากสมการ (3-14) ได้ ความหนืดของออกซิเจนเหลือที่ความหนาแน่นต่ำกว่า 0.92 kg/ dm^3 สามารถใช้สมการ (3-14) คำนวณได้ โดยเราใช้กับเฉพาะอุณหภูมิที่สูงกว่า 127 K เพราะถ้าอุณหภูมิต่ำกว่านี้ค่าความหนาแน่นของออกซิเจนเหลือจะเกิน 0.92 kg/ dm^3 ถึงแม้จะอยู่บนเส้นอิมิต์ก็ตาม สำหรับ $\rho = 0.92-1.26 \text{ kg/ dm}^3$ เราใช้หน่วยเดียวกับหน่วยที่ใช้ในสมการ (3-18) และมีค่าความผิดพลาดไม่เกิน 1.5%

$$\eta_{PT} = \eta_T + 73.66 + 237.8(\rho - 0.92) + 486(\rho - 0.92)^2 + 10695(\rho - 0.92)^3 - 79367(\rho - 0.92)^4 + 208570(\rho - 0.92)^5 \quad (3-19)$$

ความหนืดของอาร์กอนเหลือที่ความหนาแน่นต่ำกว่า 1.05 kg/ dm^3 ที่จุดใด ๆ ที่อุณหภูมิสูงกว่า 132 K สามารถใช้สมการ (3-16) ในการคำนวณ ที่ความหนาแน่นระหว่าง 1.05 และ 1.45 kg/ dm^3 สามารถใช้หน่วยเดียวกับสมการข้างต้นและให้ค่าความผิดพลาดไม่เกิน 1%

การนำความร้อนของก๊าซของค์ประกอบของอากาศสามารถเขียนอยู่ในรูปของคู่อันดับของ $(\Delta\lambda, \rho)$ ช่วงอุณหภูมิและความหนาแน่นที่กว้างมาก และผลของเส้นโค้งที่ได้มีความแม่นยำมากที่พหุนามกำลังที่ 4 และ 5 ขึ้นไปของความหนาแน่น สูตรการคำนวณจะไม่เหมือนของความหนืดซึ่งค่าการนำความร้อนสำหรับไนโตรเจนก๊าซและอาร์กอนก๊าซเป็นที่น่าพอใจถึงแม้ว่าจะมีการประมาณค่านอกช่วงก็ตาม รวมทั้งที่เป็นของเหลือที่ความหนาแน่นต่างๆ กันด้วย ค่าอนุพันธ์ของ

$d(\Delta\lambda)/d\rho$ จะไม่เพิ่มอย่างรวดเร็วที่ 2.5 เท่าความหนาแน่น ณ จุดวิกฤต ดังนั้นการประมาณค่า นอกช่วงจากความหนาแน่นจากสูตรข้างต้นจึงไม่เปลี่ยนไปมากนักจากข้อมูลจริง

เนื่องจากไม่เกิดการเปลี่ยนแปลงอย่างรวดเร็วของเส้นโค้งของเส้นอ้างอิง $\Delta\lambda = f(\rho)$ ของ ไนโตรเจนและอาร์กอนจึงทำให้สามารถใช้สมการนี้ที่ความหนาแน่นต่างๆ ได้ รวมทั้งความหนาแน่นที่ต่ำกว่าจุดวิกฤตตั้งเทอมทั้ง 5 เทอมของความหนาแน่นในสมการคือ

สำหรับไนโตรเจน

$$\lambda_{PT} = \lambda_T - 29.46\rho - 175.67\rho^2 - 305.78\rho^3 + 420.06\rho^4 - 79.16\rho^5 \quad (3-21)$$

สำหรับอาร์กอน

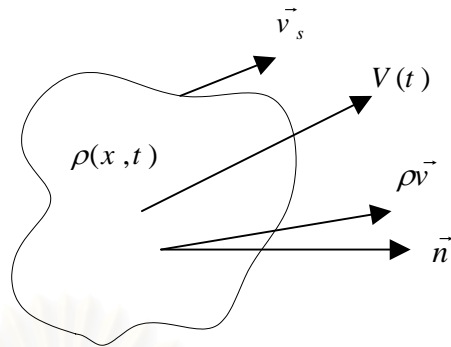
$$\lambda_{PT} = \lambda_T - 18.52\rho - 57.98\rho^2 - 71.53\rho^3 + 57.18\rho^4 - 7.52\rho^5 \quad (3-22)$$

ซึ่ง λ มีหน่วยเป็น 10^{-6} kW/m² °C สมการ (3-21) และ (3-22) อธิบายเส้นอ้างอิงที่ความหนาแน่น 0.15-0.9 และ 0.2-1.45 kg/dm³ มีค่าความผิดพลาดน้อยกว่า 0.2 และ 0.35% ตามลำดับ เราสามารถใช้สมการ (3-15) เพื่อที่จะคำนวณการนำความร้อนของออกซิเจนเหลวที่ความดันจนถึง 500 bar เพราะการทำให้ความดันคงที่ ความหนาแน่นของของเหลวจะลดลงเมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้น เพื่อที่จะคำนวณการนำความร้อนระหว่าง 75-90 K ที่อุณหภูมิคงที่ ความดันจนถึง 500 bar เราสามารถใช้สมการ (3-15) ได้ ความหนาแน่นมีค่าจนถึง $\rho = 1.27$ kg/dm³

3.3 สมการอนุรักษ์มวลและสมการความต่อเนื่อง

ถ้ากำหนดให้ระบบมีปริมาตร $V(t)$ นี้มีความเร็วเท่ากับ \vec{v} , ความหนาแน่นเป็น

$\rho(x, t)$ และมีของไหลไหลผ่านปริมาตรนี้ด้วยความเร็ว \vec{v}



รูปภาพที่ 3.2 ปริมาตรควบคุม $V(t)$

จากสมการอนุพันธ์มวลจะได้ว่า

อัตราการสะสมมวล = อัตราผลิตขึ้นมาใหม่ของมวล + อัตราเข้าสู่สุทธิของมวล

(3-23) จะทำการพิจารณาทางคณิตศาสตร์ของพจน์แต่ละพจน์ในสมการ (3-23)

$$\text{อัตราการสะสมมวล} = \frac{d}{dt} \iiint_V \rho dV \quad (3-24)$$

จากสูตรของไลบ์นิตซ์ (Leibntz) .

$$\frac{d}{dt} \iiint_V f dv = \iiint_V \frac{\partial f}{\partial t} dV + \iint_S f (\vec{v}_s \cdot \vec{n}) ds$$

โดยที่ f แทนฟังก์ชันใดๆ และ \vec{n} เป็นเวกเตอร์หนึ่งหน่วย (Unit Vector) ที่ตั้งฉากกับผิวที่หุ้มปริมาตร V โดยมีทิศทางออกจากปริมาตร V ใช้สูตรไลบ์นิตซ์กับสมการ (3-24) ได้เป็น

$$\frac{d}{dt} \iiint_V \rho dv = \iiint_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \iint_S f (\vec{v}_s \cdot \vec{n}) ds \quad (3-25)$$

ถ้าระบบ V ที่กำลังพิจารณาไม่เคลื่อนที่ นั่นคือ $\vec{v} = 0$ ดังนั้น

$$\text{อัตราการสะสม} = \iiint_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV \quad (3-26)$$

อัตราการผลิตขึ้นมาใหม่ของมวล

ถ้าไม่มีปฏิกิริยานิวเคลียร์เกิดขึ้น อัตราการผลิตขึ้นมาใหม่ของมวล จะเท่ากับศูนย์

อัตราการเข้าสู่สุทธิของมวล

พิจารณาเทอม $\rho \vec{v}$ คืออัตราการถ่ายเทมวลต่อพื้นที่ที่ตั้งฉากกับการถ่ายเทมวลหรือฟลักซ์ของมวล (Mass Flux) พบนี้เป็นเวกเตอร์ที่เข้าออกจากระบบ V โดยมีทิศทางไม่แน่นอนอนเวกเตอร์ $\rho \vec{v}$ สามารถแตกออกเป็นสองทิศทาง คือ ทิศทางที่ตั้งฉากกับพื้นผิวที่หุ้มปริมาตร V กับทิศทางที่สัมผัสกับพื้นที่หุ้มปริมาตร V ดังนั้นคือส่วนของเวกเตอร์ $\rho \vec{v}$ ที่มีทิศทางออกจากระบบและตั้งฉากกับพื้นผิวของปริมาตร V

$\iint_S \vec{n} \cdot \rho \vec{v} dS$ เป็น อัตราการถ่ายเทมวลที่ออกจากปริมาตร V ทั้งหมดดังนั้น

$$\text{อัตราการเข้าสู่สุทธิของมวล} = - \iint_S \vec{n} \cdot \rho \vec{v} dS \quad (3-27)$$

จากทฤษฎีไดเวอร์เจน (Divergence Theorem)

$$\iint_S (\vec{n} \cdot \vec{f}) dS = \iiint_V (\nabla \cdot \vec{f}) dV$$

โดยที่ f เป็นฟังก์ชันของเวกเตอร์ใด ๆ ใช้ทฤษฎีไดเวอร์เจนเปลี่ยนอินทิเกรต โดยพื้นที่ของสมการ (3-27) เป็นอินทิเกรตโดยปริมาตร ดังนี้

$$\text{อัตราการเข้าสู่สุทธิของมวล} = - \iiint_V \nabla \cdot (\rho \vec{v}) dV \quad (3-28)$$

แทนค่าสมการ (3-26) และ (3-28) ลงในสมการ (3-23) ดังนี้

$$\iiint_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV = - \iiint_V \nabla \cdot (\rho \vec{v}) dV \quad (3-29)$$

ยกเอาเครื่องหมายอินทิเกรตออกจากทั้งสองข้างของสมการ (3-29) ทำให้สมการ (3-29) กลายเป็น

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = - \nabla \cdot (\rho \vec{v}) \quad (3-30)$$

สมการ (3-30) คือ สมการอนุรักษ์มวล หรือ สมการของความต่อเนื่องที่ใช้ได้กับทุก ๆ จุดที่อยู่ในปริมาตร V หน่วยของสมการนี้ คือ มวลต่อเวลาต่อปริมาตร

ในสถานะคงตัว เทอม $\partial\rho/\partial t = 0$ สมการ (3-30) กลายเป็น

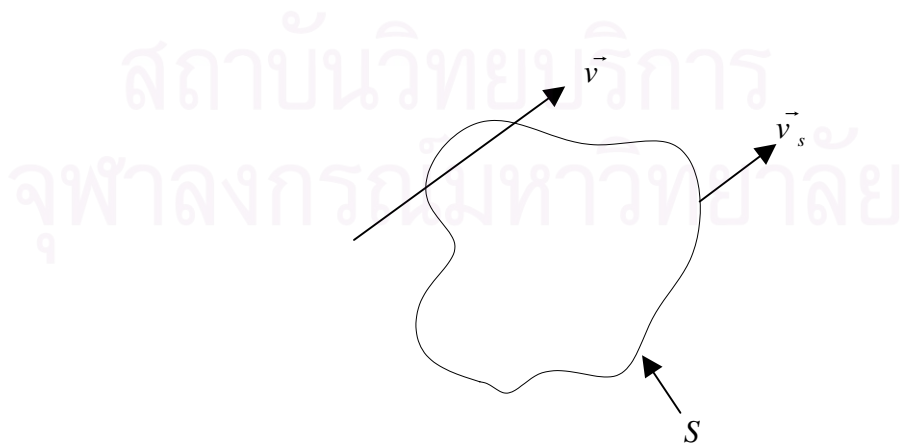
$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (3-31)$$

หรือ ในกรณีที่มีความหนาแน่น ρ คงที่ (ไม่แปรตามเวลาและระยะทาง) สมการของความต่อเนื่องจะเหลือเพียง

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (3-32)$$

3.4 สมการอนุรักษ์พลังงาน

พิจารณาระบบที่เป็นปริมาตร V (ดังรูป 3.2) พลังงานที่อยู่ในระบบ (E) ประกอบด้วยพลังงานสองส่วนคือ พลังงานภายใน (Internal Energy) (U) และพลังงานจลน์ (Kinetic Energy) (K) สมการอนุรักษ์พลังงานที่ใช้กับระบบนี้ สามารถเขียนได้ดังนี้



รูปที่ 3.3 ปริมาตรควบคุม V และการถ่ายเทพลังงาน

$$\text{อัตราการสะสมพลังงาน} = \text{อัตราการเกิดมาใหม่ของพลังงาน} + \text{อัตราเข้าสู่สุทธิของพลังงาน} \quad (3-33)$$

ความหมายเชิงคณิตศาสตร์ของพจน์แต่ละพจน์ในสมการ (3-33) สามารถหาได้ดังต่อไปนี้

อัตราการสะสมพลังงาน

พลังงานที่อยู่ในระบบอยู่ได้ในสองรูปแบบ คือ พลังงานภายใน และ พลังงานจลน์ นั่นคือ

$$E = U + K \quad (3-34)$$

โดยที่

$$E = \text{พลังงานที่สะสมอยู่ในระบบต่อมวล}$$

$$U = \text{พลังงานภายในต่อมวล}$$

$$K = \text{พลังงานจลน์ต่อมวล}$$

ดังนั้น อัตราการสะสมพลังงานภายในระบบ

$$\begin{aligned} &= \frac{d}{dt} \iiint_V \rho \left(\hat{U} + \frac{1}{2} v^2 \right) \rho dV \\ &= \iiint_V \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(\hat{U} + \frac{1}{2} v^2 \right) \right] \rho dV \end{aligned} \quad (3-35)$$

อัตราการผลิตขึ้นมาใหม่ภายในระบบของพลังงาน

โดยทั่วไปพลังงานไม่เกิดขึ้นมาใหม่หรือสูญหายไป ยกเว้นเกิดปฏิกิริยานิวเคลียร์

ถ้าให้ Q_{sv} เป็นพลังงานที่เกิดขึ้นมาใหม่ภายในระบบต่อเวลาต่อปริมาตร ดังนั้น อัตราการ
ผลิตขึ้นมาใหม่ของพลังงานภายในระบบ

$$= \iiint_V Q_{sv} dV \quad (3-36)$$

อัตราเข้าสู่สุทธิของพลังงาน

พลังงานเข้าสู่ระบบได้ในสามรูปแบบ คือ

- ก. เข้ามาพร้อมกับการไหลของของไหลที่เข้าสู่ระบบ (Bulk Flow)
- ข. เข้ามาตามพื้นที่ผิวของระบบ เนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิ
- ค. เนื่องจากงานที่เกิดจากแรงที่กระทำบนระบบ

ก. พลังงานที่เข้าสู่ระบบพร้อมกับการไหลของของไหลที่เข้าสู่ระบบ

เพราะว่าฟลักซ์ของพลังงาน (Energy Flux) (หรืออัตราการถ่ายเทพลังงานต่อพื้นที่ที่ตั้งฉากกับการถ่ายเท) สามารถเขียนได้ ดังนี้

$$\text{ฟลักซ์ของพลังงาน} = \left[\rho \left(\hat{U} + \frac{1}{2} v^2 \right) \vec{v} \right] \quad (3-37)$$

ดังนั้น อัตราการเข้าสู่ระบบของพลังงานพร้อมกับการไหลของของไหลเท่ากับ

$$- \iint_S \rho \left(\hat{U} + \frac{1}{2} v^2 \right) \vec{v} \cdot \vec{n} dS$$

หรือ เท่ากับ

$$- \iiint_V \nabla \cdot \rho \left(\hat{U} + \frac{1}{2} v^2 \right) \vec{v} dV$$

ข. พลังงานที่เข้ามาสู่ระบบ เนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิ

ถ้ากำหนดให้ q เป็นฟลักซ์ของความร้อน (Heat Flux) ที่แพร่ออกจากระบบ ดังนั้น อัตราการไหลเข้าสู่ระบบของความร้อน โดยการแพร่ (การนำ) เท่ากับ

$$= - \iint_S \vec{n} \cdot \vec{q} dS$$

หรือเท่ากับ(ทฤษฎีไดเวอร์เจน)

$$= - \iiint_V \nabla \cdot \vec{q} dV \quad (3-38)$$

ค. อัตราการเข้าสู่ระบบของพลังงานเนื่องจากงานที่เกิดจากแรงที่กระทำบนระบบ

แรงที่กระทำบนระบบ มีสองประเภท คือ แรงที่กระทำบนทุก ๆ จุดในระบบกับแรงที่กระทำเฉพาะบนผิวของระบบ ดังนั้น จึงแบ่งงานที่เกิดจากแรงที่กระทำบนระบบเป็นสองประเภทด้วย

ค. 1 งานที่เกิดจากแรงที่กระทำบนทุก ๆ จุดในระบบ

เพราะว่า งานที่ได้จากแรงที่กระทำบนทุก ๆ จุดในระบบเท่ากับ $\int \vec{f} \cdot \vec{v}$ มีหน่วยเป็นกำลังงานต่อมวล ดังนั้น

$$\text{กำลังงานทั้งหมดที่กระทำ} = \iiint_V \rho \vec{f} \cdot \vec{v} dV$$

ค. 2 งานที่เกิดจากแรงที่กระทำบนผิวของระบบ

เพราะว่า

$$\begin{aligned} \vec{\pi} = (\vec{x}, t) &= \text{เทนเซอร์ของความดัน} \\ -n \cdot \vec{\pi} &= \text{แรงที่กระทำบนระบบต่อพื้นที่} \\ -(n \cdot \vec{\pi}) \cdot \vec{v} &= \text{กำลังงานที่กระทำบนระบบต่อพื้นที่} \end{aligned}$$

ดังนั้น กำลังงานทั้งหมดที่กระทำบนระบบ

$$\begin{aligned} \text{หรือ} &= -\iint_S \vec{n} \cdot \vec{\pi} \cdot \vec{v} dS \\ &= -\iiint_V \nabla \cdot (\vec{\pi} \cdot \vec{v}) dV \end{aligned}$$

สุดท้าย อัตราการเข้าสู่สุทธิของพลังงานสู่ระบบ

$$\begin{aligned} &= -\iiint_V \left[\nabla \cdot \rho \left(\hat{U} + \frac{1}{2} v^2 \right) \vec{v} + \nabla \cdot \vec{q} \right. \\ &\quad \left. - \rho \vec{f} \cdot \vec{v} + \nabla \cdot (\pi \cdot \vec{v}) \right] dV \end{aligned}$$

แทนสมการ (3-36) (3-37) และ (3-38) ลงในสมการ (3-33) พร้อมทั้งถอดเครื่องหมาย อินทิเกรต จะได้สมการอนุรักษ์พลังงานที่อยู่ในรูปของ ดิฟเฟอเรนเชียล ดังนี้

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(\hat{U} + \frac{1}{2} v^2 \right) \right] = Q_{sv} - \nabla \cdot \vec{q} - \nabla \cdot \left[\rho \left(\hat{U} + \frac{1}{2} v^2 \right) \vec{v} \right] \\ + \nabla \cdot \vec{q} - \rho \vec{f} \cdot \vec{v} + \nabla \cdot (\pi \cdot \vec{v})$$

สมการอนุรักษ์พลังงาน (3-39)

สมการ (3-17) สามารถเขียนให้อยู่ในรูปแบบของสับสแตนต์เชียลได้ดังนี้

$$\rho \frac{D}{Dt} \left(\hat{U} + \frac{1}{2} v^2 \right) = Q_{sv} - \nabla \cdot \vec{q} + \rho \vec{f} \cdot \vec{v} + \nabla \cdot (\pi \cdot \vec{v}) \quad (3-40)$$

จากคำจำกัดความของ $\vec{\pi} = P\vec{\delta} + \vec{\tau}$ (3-41)

$$= P\vec{v} + \vec{\tau} \cdot \vec{v}$$

หรือ $\vec{\pi} \cdot \vec{v} = P\vec{\delta} \cdot \vec{v} + \vec{\tau} \cdot \vec{v}$

สมการอนุรักษ์พลังงานหรือ

$$-\nabla \cdot (\vec{\pi} \cdot \vec{v}) = -\nabla \cdot P\vec{\delta} \cdot \vec{v} - \nabla \cdot (\vec{\tau} \cdot \vec{v}) \quad (3-42)$$

ถ้า คือ \vec{f} แรงโน้มถ่วงของโลกอย่างเดียว \vec{g} ซึ่งจะคงที่ ดังนั้น $\nabla \times \vec{g} = 0$ เพราะฉะนั้น \vec{g} เป็นเวกเตอร์ที่ไม่หมุน (Irrotational) ซึ่งจะทำให้ \vec{g} เท่ากับ $-\nabla \phi$ โดยที่ ϕ คือ พลังงานศักย์ ดังนั้น $\rho \vec{f} \cdot \vec{v}$ เทอมในสมการ (3-40) จะเปลี่ยนเป็น

$$\rho \vec{f} \cdot \vec{v} = -\rho \vec{v} \cdot \nabla \phi \\ = -\rho \frac{D\phi}{Dt} + \rho \frac{\partial \phi}{\partial t}$$

และเนื่องจาก $\phi \neq \phi(t)$ เทอม $\rho \frac{\partial \phi}{\partial t}$ จึงเป็นศูนย์ ดังนั้น

$$\rho \vec{f} \cdot \vec{v} = -\rho \frac{D\phi}{Dt} \quad (3-43)$$

แทนค่าเทอม $-\nabla \cdot (\vec{\pi} \cdot \vec{v})$ สมการ (3-42) และ $\rho \vec{f} \cdot \vec{v}$ สมการ (3-43) ลงใน สมการ (3-41) จะได้สมการอนุรักษ์พลังงานที่ประกอบด้วยสองส่วน คือ สมการพลังงานความร้อน (Mechanical Energy Equation) ดังนี้

$$\rho \frac{D}{Dt} \left[\hat{U} + \frac{1}{2} v^2 + \hat{\phi} \right] = Q_{sv} - \nabla \cdot \vec{q} - \nabla \cdot P\vec{v} + \nabla \cdot (\vec{\pi} \cdot \vec{v}) \quad (3-44)$$

ต่อไปจะทำการหาสมการพลังงานกล โดยเริ่มจากคำนิยามของงานเมื่อได้สมการพลังงานกลแล้ว นำสมการที่ได้ไปลบออกจากสมการอนุรักษ์พลังงาน สมการ (3-39) จะได้สมการพลังงานความร้อนเพราะว่าอัตราการเกิดงาน

$$\frac{\delta w}{\delta t} = \vec{F} \cdot \vec{v}$$

และถ้าเรามีแรงกระทำบนอนุภาคที่มีมวล m เราจะสมารถเขียนสมการได้ว่า

$$\frac{\delta w}{\delta t} = \vec{F} \cdot \vec{v} = m \frac{d\vec{v}}{dt} \cdot \vec{v}$$

และเพราะว่า

$$\begin{aligned} \frac{d(\vec{v} \cdot \vec{v})}{dt} &= \frac{d(v^2)}{dt} \\ &= \vec{v} \cdot \frac{d\vec{v}}{dt} + \frac{d\vec{v}}{dt} \cdot \vec{v} = 2\vec{v} \cdot \frac{d\vec{v}}{dt} \end{aligned}$$

$$\text{ดังนั้น} \quad \frac{\delta w}{\delta t} = \frac{d\left(\frac{1}{2}mv^2\right)}{dt}$$

หรือ อัตราการเกิดงาน = อัตราการเกิดพลังงานจลน์

ดังนั้น ในกรณีทั่วไป จะสามารถเขียนสมการพลังงานจลน์จากการคูณแบบดอท (Dot Product) ระหว่างสมการการเคลื่อนที่กับความเร็ว \vec{v} ดังนี้

$$\left\{ \rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\nabla P - \nabla \cdot \boldsymbol{\pi} + \rho \vec{f} \right\} \cdot \vec{v} \quad (3-45)$$

↑
(A)

↑
(B)

↑
(C)

↑
(D)

พิจารณาเทอม (A) ของสมการ (3-45)

$$\begin{aligned} \vec{v} \cdot \left(\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} \right) &= \vec{v} \cdot \left(\rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \rho \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right) \\ &= \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} \rho v^2 \right) + \nabla \cdot \left(\frac{1}{2} \rho v^2 \vec{v} \right) \end{aligned} \quad (A)$$

พิจารณาเทอม (B)

$$-\vec{v} \cdot \nabla P = -\nabla \cdot P \vec{v} + P \nabla \cdot \vec{v} \quad (B)$$

พิจารณาเทอม (C)

$$-\vec{v} \cdot (\nabla \cdot \boldsymbol{\tau}) = \nabla \cdot (\vec{v} \cdot \boldsymbol{\tau}) + \boldsymbol{\tau} : \nabla \vec{v} \quad (C)$$

พิจารณาเทอม (D)

$$\vec{v} \cdot \rho \vec{f} = \rho \vec{f} \cdot \vec{v} \quad (D)$$

แทนค่าเทอม (A), (B), (C) และ (D) ลงในสมการ (3-45) จะได้สมการพลังงานกลดังนี้

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} \rho v^2 \right) &= -\nabla \cdot \left(\frac{1}{2} \rho v^2 \vec{v} \right) - \nabla \cdot P \vec{v} \\ &+ P \nabla \cdot \vec{v} - \nabla \cdot (\tau \cdot \vec{v}) + \tau : \nabla \vec{v} \quad (3-46) \end{aligned}$$

สมการ (3 - 46) เป็นสมการพลังงานกล หรือ ที่รู้จักกันดีในนามของสมการเบอร์นูลลี (Bernoulli's Equation) ความหมายของพจน์ต่าง ๆ ในสมการ (3-46) เป็นดังนี้

$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} \rho v^2 \right)$ คือ อัตราการเพิ่มขึ้นของพลังงานกลต่อปริมาตร

$-\nabla \cdot \left(\frac{1}{2} \rho v^2 \vec{v} \right)$ คือ อัตราเข้าสู่สุทธิของพลังงานกลเนื่องจากการไหลของของไหลต่อปริมาตร

$-\nabla \cdot P \vec{v}$ คือ กำลังงานต่อปริมาตรที่กระทำต่อระบบเนื่องจากความดัน

$+ P \nabla \cdot \vec{v}$ คือ อัตราการเพิ่มขึ้นของพลังงานภายใน เนื่องจากการเปลี่ยนงานแบบ ผกผันกลับได้ (Reversible Work)

$-\nabla \cdot (\tau \cdot \vec{v})$ คือ กำลังงานต่อปริมาตรที่กระทำต่อระบบเนื่องจากแรงของความหนืด (Viscous Forces)

$\tau : \nabla \vec{v}$ คือ อัตราการเพิ่มขึ้นของพลังงานภายใน เนื่องจากการเปลี่ยนงานแบบ ผกผันกลับไม่ได้ (Irreversible Work)

$\rho \vec{f} \cdot \vec{v}$ คือ กำลังงานต่อปริมาตรที่กระทำต่อระบบเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก

สมการ (3 - 46) สามารถเขียนในรูปสับสแตนต์เขียน ได้ดังนี้

$$\rho \frac{D}{Dt} \left(\frac{1}{2} v^2 \right) = -\nabla \cdot P \vec{v} + P \nabla \cdot \vec{v} - \nabla \cdot (\tau \cdot \vec{v}) + \tau : \nabla \vec{v} + \rho \vec{f} \cdot \vec{v} \quad (3-47)$$

พลังงานกลในรูปสับสแตนต์เขียน

เราสามารถหาสมการพลังงานความร้อนได้จากการหักพจน์ที่เป็นพลังงานกลออกจากสมการอนุรักษ์พลังงาน นั่นคือ สมการ (3 - 40) ลบด้วย สมการ (3 - 47) ได้เป็น

$$\rho \frac{DU}{Dt} = Q_{sv} - \nabla \cdot \vec{q} - P\nabla \cdot \vec{v} - \tau : \nabla \vec{v} \quad (3-48)$$

$\rho \frac{DU}{Dt}$ คือ อัตราการเพิ่มขึ้นของพลังงานภายในต่อปริมาตร

Q_{sv} คืออัตราการผลิตขึ้นมาใหม่ภายในระบบของพลังงานต่อปริมาตร

$-\nabla \cdot \vec{q}$ คืออัตราการเข้าสู่ระบบของพลังงานเนื่องจากการนำ(Conduction)

$-P\nabla \cdot \vec{v}$ คืออัตราการเพิ่มขึ้นของพลังงานภายในเนื่องจากการอัด (Compression)

$-\tau : \nabla \vec{v}$ คืออัตราการเพิ่มขึ้นของพลังงานภายในเนื่องจากความเสียดทาน (Viscous Dissipation)

3.5 การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

3.5.1 การพาความร้อนภายใต้อิทธิพลของแรงภายนอกของไหลวิญภาคเดียว

โดยทั่วไปแล้วค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการพาความร้อนแบบวิญภาคเดียวภายใต้แรงขับ (Single-Phase Forced-Convection Heat Transfer Coefficient) ของสารเย็นเยือกสามารถหาได้จากตัวแปรกำหนดขนาด(Scaling Parameters)เช่นเดียวกับสารตัวอื่นๆ แต่มีข้อยกเว้น

ก็คือบริเวณช่วงจุดวิกฤต(Critical Point)เพราะว่าค่าการแปรเปลี่ยนของค่า C_p, μ, k, ρ , และ β ที่สัมพันธ์กับความดันและอุณหภูมิมีค่ามากซึ่งสมการที่แสดงความสัมพันธ์ (Correlation equation) นั้นได้พัฒนามาจากการกำหนดให้ค่าคุณสมบัติภายใต้สภาวะนั้นเป็นค่าที่คงที่จึงเป็นค่าที่ใช้ไม่ได้สำหรับสภาวะวิกฤต

กระบวนการถ่ายเทความร้อนของการพาความร้อนแบบวัฏภาคเดียว(Single-Phase Convective Heat Transfer Processes) ได้ถูกกำหนดคุณลักษณะด้วยชนิดของการไหลว่าเป็นแบบราบเรียบ ทรานซิชั่น หรือปั่นป่วน และลักษณะของการพาความร้อนว่าเป็นแบบฟอซคอนเวคชัน (Forced Convection) หรือ เนชเชอรัลคอนเวคชัน (Natural Convection) สหสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Correlations) ขึ้นอยู่กับคุณลักษณะเหล่านี้และลักษณะของรูปทรงการไหล ภายนอกท่อ (external) ภายในท่อ (internal duct flow) หรือ แยกจากกัน (separated) ค่าตัวแปรกำหนดขนาด(Scaling Parameters)ที่สำคัญก็คือ ค่าเลขนัสเซิล (Nusselt number) $Nu = h D_e / k$ เลขเรย์โนลด์(Reynolds number) $Re = \rho V D_e / \mu$ เลขแกรชอฟ (Grashof number) $Gr = D_e^3 \rho^2 g \beta \Delta T_o / \mu^2$ เลขพรานด์ทล (Prandtl number) $Pr = C_p \mu / k$, และ อัตราส่วนระหว่างความยาวต่อเส้นผ่าศูนย์กลาง L / D_e ซึ่งค่าคุณสมบัติของตัวแปรขึ้นอยู่กับอุณหภูมิเฉพาะไม่ว่าจะเป็นอุณหภูมิของฟิล์ม $T_f = (T_w + T_b) / 2$ หรือตัวแปรที่เป็น (T_w / T_b) และ (V_w / V_b) ที่อยู่ในสมการนั้นๆ

หากยกเว้นสภาวะของไหลยิ่งยวด (Superfluid Condition)แล้ว สารเย็นเยือกโดยส่วนใหญ่จะประพฤติตัวเหมือนกับสารอื่นเมื่อสภาวะทางอุณหพลศาสตร์ไม่อยู่ ณ จุดวิกฤติ สำหรับก๊าซกับสมการสภาวะของก๊าซอุดมคติที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง p, v, T และคุณสมบัติการถ่ายเท (C_p, μ, k) ซึ่งเปลี่ยนไปตามอุณหภูมิเล็กน้อย จะสามารถนำมาใช้ในการประมาณค่าคุณสมบัติของก๊าซนั้นได้ในสถานการณ์เหล่านี้ความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนอาจจะเขียนการแปรเปลี่ยนคุณสมบัติขั้นปานกลางให้เกี่ยวเนื่องกันกับความแตกต่างขั้นต่ำถึงปานกลางของอุณหภูมิตั้งแต่ระหว่างพื้นผิวของการถ่ายเทความร้อนกับอุณหภูมิของมวลของไหล

1. การไหลแบบราบเรียบ (Laminar Flow)

การไหลแบบราบเรียบเกิดขึ้นเมื่อไม่มีความปั่นป่วนเกิดขึ้นในตอนเริ่มต้นของการไหล โดยทั่วไปสำหรับการไหลภายในท่อแบบนี้ขึ้นกับค่าเลขเรย์โนลด์น้อยกว่า 2000 โดยประมาณ ในที่นี้ค่าเลขเรย์โนลด์ถูกกำหนดจาก

$$\text{Re} = \frac{\rho V D_e}{\eta} = \frac{D_e G}{\eta} \quad (3-49)$$

ในที่นี้ค่า D_e คือค่าเส้นผ่าศูนย์กลางเสมือน ซึ่งใช้สำหรับท่อที่ไม่ใช่มีหน้าตัดเป็นวงกลมสำหรับข้อมูลการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในท่อแบบราบเรียบโดยอุณหภูมิที่ผนังท่อเป็นเอกรูป

$$D_e = 4 \frac{\text{wetted flow area } A_f}{\text{wetted perimeter } P} = 4 \left(\frac{A_f}{P} \right) \quad (3-50)$$

ซึ่งมีความสัมพันธ์ตามสองสมการข้างล่าง ค่า h นั้นได้จากค่าเฉลี่ยเลขคณิตของความแตกต่างของอุณหภูมิ สำหรับสัญลักษณ์ห้อย b แสดงค่าที่ได้มาจากค่าเฉลี่ยอุณหภูมิผสมของของไหล

$$\frac{\text{Re} \cdot \text{Pr}}{L / D_e} \geq 10 \quad (3-51)$$

$$\frac{h D_e}{k_b} = 1.86 \left[\frac{4}{\pi} \cdot \frac{A_f}{D_e^2} \cdot \frac{\text{Re} \cdot \text{Pr}}{L / D_e} \right]_b^{1/3} \left(\frac{\eta_b}{\eta_w} \right)^{0.14} \quad (3-52)$$

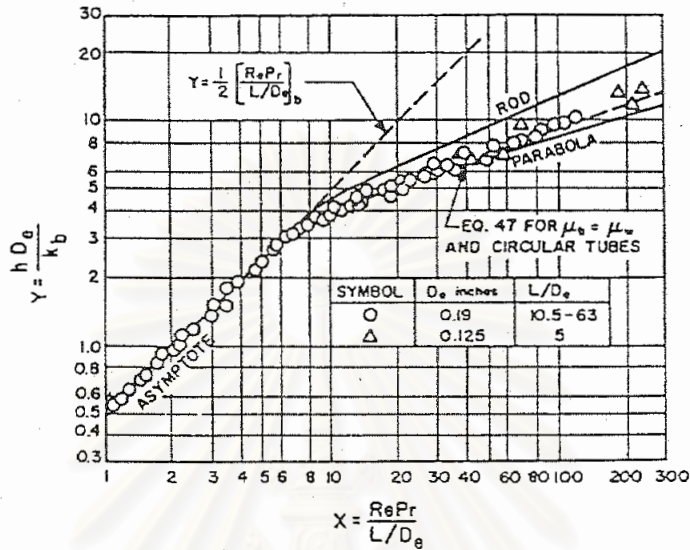
$$\frac{\text{Re} \cdot \text{Pr}}{L / D_e} \leq 5 \quad (3-53)$$

$$\frac{h D_e}{k_b} = \frac{1}{2} \left[\frac{\text{Re} \cdot \text{Pr}}{L / D_e} \right]_b \quad (3-54)$$

สมการเหล่านี้แสดงใน รูปที่ 3.4 ซึ่งได้จาก McAdams และเปรียบเทียบกับข้อมูลที่ได้จากการทดลองของอากาศในท่อกลม ค่าที่ได้สอดคล้องกันเมื่อค่า $\text{Re} \cdot \text{Pr} / (L / D_e)$ ต่ำๆ และเป็นที่น่าพอใจในค่าที่สูงขึ้น ซึ่งค่าที่ได้จากการทดลองสูงกว่าค่าที่ได้จากสมการที่ (3-52) เล็กน้อย ซึ่งบางทีอาจจะเป็นสาเหตุมาจากการรวมกัน (Superposed) ของ การพาแบบอิสระ (Free Convection) ก็ได้

สหสัมพันธ์เชิงพาราโบลิกของรูปแบบการไหล (The Parabolic Velocity Profile Correlation)

(สมการ 3-52) ได้ถูกแสดงสำหรับการไหลในท่อกลมที่มีค่า $Af/De^2 = \pi/4$



รูปภาพ 3.4 สหสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแบบราบเรียบในท่อ (โดย McAdam 1954)

2. การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow)

การไหลแบบเทอร์บูเลนจะเกิดขึ้น เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่ามากพอ สำหรับการไหลภายในท่อของการเกิดเทอร์บูเลน อย่างสมบูรณ์จะเกิดขึ้นก็ต่อเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ ที่ได้จากค่าเส้นผ่าศูนย์กลาง De มีค่าเกิน 10,000 โดยประมาณ ส่วนระหว่างค่าเลขเรย์โนลด์ 2000 ถึง 10,000 อยู่ในช่วงสภาวะทรานซิชัน ซึ่งมีบางส่วนเป็นลามินาร์และบางส่วนเป็นปั่นป่วน ทำให้ประพจน์ตัวไม่เสถียร

สำหรับข้อมูลของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแบบเทอร์บูเลนมีความสัมพันธ์ตามสมการข้างล่างนี้ โดยค่าความผิดพลาดอยู่ที่ $\pm 25\%$ โดยมีค่า $1 \leq Pr \leq 120$ และ $10,000 \leq Re \leq 500,000$

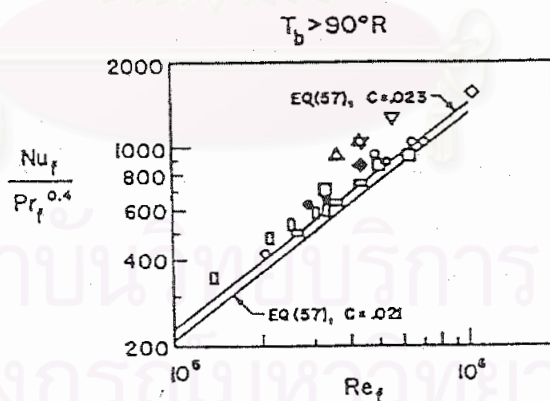
$$\left(\frac{hDe}{k}\right)_f = 0.023 \left(\frac{DeG}{\eta_f}\right)^{0.8} Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{De}{L}\right)^{0.7}\right] \quad (3-55)$$

สำหรับสัญลักษณ์ห้อย f ในสมการแสดงถึงคุณสมบัติทางกายภาพซึ่งประมาณที่ค่าอุณหภูมิของฟิล์มที่ได้มาจากค่าเฉลี่ยเลขคณิตของอุณหภูมิที่ผิวการถ่ายเทความร้อนกับอุณหภูมิเฉลี่ยเลขคณิตของของไหล

ในบริเวณความดันต่ำที่ซึ่งไฮโดรเจนประพฤติตัวเกือบเป็นก๊าซอุดมคติ Hendricks et al. (1962) พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ณ จุดใด ๆ (Local Heat Transfer Coefficient) สามารถเขียนแสดงความสัมพันธ์ดังนี้

$$\frac{h_x D_e}{k_f} = 0.023 \left(\frac{\rho_f V D_e}{\eta_f} \right)^{0.8} \left(\frac{C_p \eta}{k} \right)_f^{0.4} \quad (3-56)$$

ที่ความดันสูง ๆ (12-50 atm) และอุณหภูมิของของไหลสูงกว่า 90 R พบว่าข้อมูลการถ่ายเทความร้อน ณ จุดใด ๆ (Local Heat Transfer) สามารถใช้สมการนี้อธิบายได้ ดังรูปภาพที่ 3.5



รูปที่ 3.5 สหสัมพันธ์ของ Local Heat Transfer Data for Hydrogen
 $p=12-50$ atm (โดย Hendrick et al 1962)

3.5.2 การพาความร้อนภายใต้อิทธิพลของแรงภายนอกของของไหลสองวัฏภาค

ชั้นควบนิวคลีเอทบอยล์ลิ่ง (Subcooled Nucleate Boiling) จะเกิดขึ้นในการไหลแบบฟอรัชคอนเวคชัน เมื่ออุณหภูมิของผิวที่ถูกลให้ความร้อนสูงกว่าอุณหภูมิอิ่มตัวของของเหลวประมาณ 2-3 องศา แต่เมื่อของเหลวยังคงสภาพเป็นของเหลวยิ่งยวด (Subcool Liquid) ฟองก๊าซที่เกิดขึ้นจะควบแน่นในของของเหลวหรือไม่ก็จะควบแน่นในขณะที่ผิวของของเหลวหรือในขณะที่ผ่านเข้าไปยังชั้นของของเหลวในระยะสั้นๆ ผลของปรากฏการณ์ดังกล่าวบริเวณผิวนั้นเป็นที่ซับซ้อนมากและยังไม่สามารถเข้าใจหรืออธิบายได้ดีในปัจจุบัน เป็นเพราะการประทุตัวของฟองก๊าซเองหรืออุณหภูมิของผสมหรือปั่นป่วนขึ้นบริเวณผิวของของเหลว และเป็นที่คาดกันว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นอย่างมากภายใต้สภาวะดังกล่าว กระบวนการทางกลสามารถอธิบายโดยการไหลเหนี่ยวนำให้เกิดฟองก๊าซและการเกิดฟองก๊าซมีอิทธิพลต่อการไหลของมวลของไหล ดังนั้นสหสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนนิวคลีเอทบอยล์ลิ่ง (Nucleate Boiling Heat Transfer Correlation) ของฟอรัชคอนเวคชันบอยล์ลิ่ง (Forced-Convection Boiling) โดยส่วนใหญ่จึงพยายามพิจารณาทั้งสองปรากฏการณ์ในเวลาเดียวกัน

ปัจจุบันได้มีข้อมูลของฟอรัชคอนเวคชันชั้นควบนิวคลีเอทบอยล์ลิ่ง (Forced-Convection Subcooled Nucleate Boiling) ของของเหลวเย็นเยือก (Cryogenic Liquids) อยู่น้อยมาก ข้อมูลของเหลวไฮโดรเจนของ Walters เป็นตัวอย่างสองสามตัวอย่างที่มีอยู่ เป็นเพราะข้อจำกัดของข้อมูลของสารเย็นเยือกที่มีอยู่ ทำให้มีความจำเป็นที่จะต้องใช้ข้อมูลของ สารที่ไม่ใช่สารเย็นเยือก (Noncryogenic) แทน อย่างไรก็ตามมันอาจจะเป็นไปตามที่คาดการณ์ไว้สำหรับของเหลวเย็นเยือก (Cryogenic Liquids) ของฟอรัชคอนเวคชันบอยล์ลิ่งของของไหลเย็นเยือก (Cryogenic Fluids) ได้ถูกทำซ้ำโดย Giarrantano and Smith Brentari et al. และ Seader et al.

วิธีที่ธรรมดาที่สุดได้เสนอให้ใช้สมการของพูลบอยล์ลิ่ง (Pool Boiling) เพียงอย่างเดียวแทนฟอรัชคอนเวคชันบอยล์ลิ่งของ Zuber and Fried ได้ใช้วิธีนี้ทำซ้ำกับงานของ Kutatelaze Foster และ Grief Michenko Labountzov และ Gilmour อย่างไรก็ตามได้พบว่ามีแตกต่างระหว่างฟอรัชคอนเวคชันบอยล์ลิ่ง และ พูลบอยล์ลิ่ง ค่อนข้างมากโดยเฉพาะอย่างยิ่งถ้าพิจารณาผลกระทบของของไหลยิ่งยวด (Subcooling) ด้วย ข้อมูลของ Bergles and Rohsenow สำหรับ Subcooled Water แสดงให้เห็นถึงความแตกต่างระหว่างการเดือดทั้งสองชนิด ในขณะที่งานของ

Elrod et .al ที่เป็นการเดือดอิมตัวของน้ำที่ถูกดัดความดันได้แสดงให้เห็นถึงนิวคลีเอทพูลบอยลิ่ง (Nucleate Pool Boiling) และฟอรัชคอนเวคชันบอยลิ่งที่รวมกันที่ภายใต้เงื่อนไขฟลักซ์ความร้อนมีค่าสูง

Roshenow และ Clark and Rohsenow ได้เสนอให้ใช้การทำนายนิวคลีเอทบอยลิ่ง ด้วยการรวมกัน(Superposition) ของนอนบอยลิ่งฟอรัชคอนเวคชัน (Nonboiling Forced Convection) และพูลบอยลิ่งเข้าด้วยกัน ดังนั้นฟลักซ์ความร้อนของนิวคลีเอทบอยลิ่ง $(q/A)_{NB}$ สามารถเขียนได้ดังนี้

$$(q / A)_{NB} = h(T_w - T_l) + (q / A)_{PB} \quad (3-57)$$

ซึ่ง $(q/A)_{PB}$ คือฟลักซ์ความร้อนของพูลบอยลิ่ง (Pool Boiling Heat Flux) ที่สัมพันธ์โดยค่าของ $(T_w - T_l)$ และ h คือค่าที่คำนวณจากสหสัมพันธ์ของนอนนิวคลีเอทบอยลิ่ง (Nonnucleate Boiling) ได้แก่

$$\frac{h_x D_e}{k_f} = 0.023 \left(\frac{\rho_f V D_e}{\eta_f} \right)^{0.8} \left(\frac{C_p \eta}{k} \right)_f^{0.4} \quad (3-58)$$

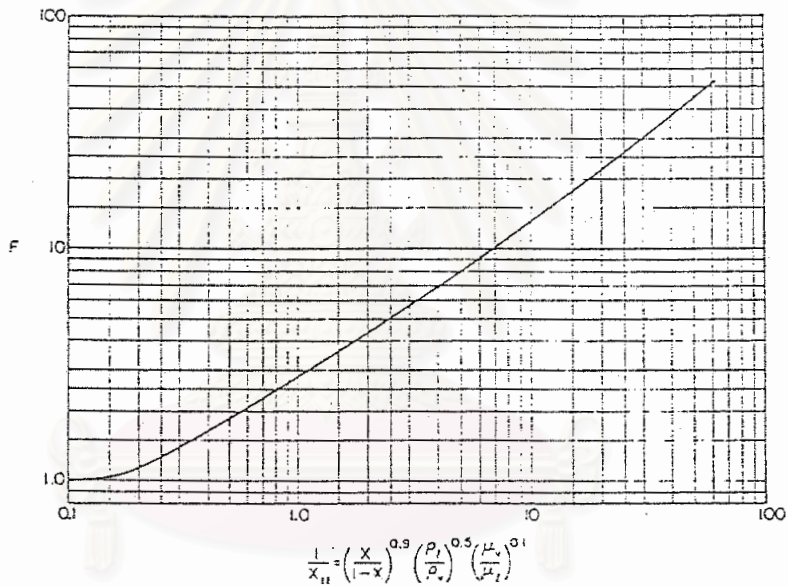
วิธีนี้ได้ใช้ได้ถูกใช้กับน้ำความดันสูงที่ความเร็วต่ำภายในท่อกลม ซึ่งทดลองที่ High Heat Flux (Fully Developed Nucleate Boiling) ความเร็วของการไหลไม่มีผลต่อกระบวนการมากนัก แต่อย่างไรก็ตามข้อมูลที่ใหม่กว่าของ Bargles and Rohsenow ได้แสดงให้เห็นว่านิวคลีเอทบอยลิ่งกับฟอรัชคอนเวคชัน (Fully Developed) นิวคลีเอทบอยลิ่ง นั้นไม่เหมือนกัน จึงทำให้วิธี superpositionแบบนี้ใช้ได้ในกรณีที่ไม่ต่อเนื่อง

สหสัมพันธ์นิวคลีเอทบอยลิ่ง ถูกออกแบบให้ใช้กับของเหลวอิมตัวได้เสนอโดย Chen และทดสอบอีกครั้งกับน้ำ เมธานอล ไซโคเฮกเซน เพนเทน และ เฮปเทน ค่าความเบี่ยงเบนเฉลี่ยของข้อมูลจากสมการของ Chen อยู่ที่ $\pm 11\%$ โดยค่าคุณภาพไอ(Vapor Quality)อยู่ระหว่าง 1 ถึง 70% เป็นการไหลในท่อแนวตั้งแบบการไหล Annular หรือ Anular Mist Chenได้ใช้วิธีการสมมุติฐาน Weight Superposition กับปฏิกริยาระหว่างฟองไอกับของไหลที่ไหล ดังนั้นสามารถเขียนได้เป็น

$$(q / A) = h(T_w - T_{SAT}) + (q / A)_{FZS} \quad (3-59)$$

ซึ่ง h คำนวณจากสมการ(3-58) หรือมีค่าเท่ากับ $(q/A)_{FZ}$ คือค่าของนิวคลีเอตพูลบอยลิ่ง (Nucleate Pool Boiling Heat Flux) โดยใช้สัมพัทธ์ของ Forstert-Zuber สมการ(93) F คือค่าแฟคเตอร์ของ Two-Phase Correction ใน รูปภาพ 3.6 เป็นฟังก์ชันของตัวแปร X_{tt} ดังนี้

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\eta_l}{\eta_g} \right)^{0.1} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \tag{3-60}$$



รูปที่ 3.6 ความสัมพันธ์ของเลขเรย์โนลด์กับค่าสัมประสิทธิ์ F ของ Chen (Reynolds number VS. Factor F of Chen)

วิธีการของ Chen (1966) ได้ถูกเสนอให้ใช้กับการเดือดในท่อแนวตั้งไหลขึ้น และอาจจะใช้กับการไหลในมุมอื่นๆ หนึ่งในข้อสมมุติฐานเบื้องต้นได้ถูกทำขึ้นโดยการนำค่าสัมประสิทธิ์การพาของการเดือด (Convective Boiling Coefficient, α_{cb}) รวมเข้ากับค่าสัมประสิทธิ์ของฟองเดือด (Nucleate Boiling Coefficient, α_{nb}) ซึ่งก็จะได้ค่าสัมประสิทธิ์ของการเดือด (Boiling Coefficient, α_b)

1. การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาของการเดือด (Convective Boiling Coefficient, α_{cb})

Chen ได้ใช้ข้อมูลการทดลองจากแหล่งต่างๆไม่ว่าจะได้เป็นข้อมูลที่ได้จากน้ำหรือหนึ่งในบรรดาสารอินทรีย์หลายๆตัวด้วยกันเพื่อที่จะเป็นค่าที่ใช้ในการหาค่าของ F (The Convective Boiling Enhancement Factor) เปรียบเทียบกับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของเหลวเพียงอย่างเดียว α_l ซึ่งได้ถูกพล็อตกับค่า X หรือ The Parameter Deviced โดย Martinelli สำหรับข้อมูลความสัมพันธ์ของความดันสูญเสียในการไหลแบบสองวัฏภาค (ดูใน Lockhart and Martinelli, 1949) ตัวแปรนี้ได้ถูกกำหนดไว้ดังนี้

$$X = \sqrt{\frac{(dp/dz)_l}{(dp/dz)_g}} \quad (3-61)$$

ซึ่งค่า dp/dz คือค่าความดันตกคร่อมในวัฏภาคเดียวเนื่องจากความเสียดทาน เครื่องหมาย l แสดงถึงค่าเมื่อมีการไหลของสถานะของเหลวเพียงอย่างเดียว ในการเดือดในสองวัฏภาคนั้น ค่า Reciprocal ของ X เป็นศูนย์ในตอนเริ่มต้นและก็จะมีความเพิ่มมากขึ้นจากค่าเริ่มต้นที่เป็นศูนย์ ในไหลของการเดือดไม่ว่าจะเป็นแบบวัฏภาคใดดูเหมือนว่าจะเป็นกาไหลแบบปั่นป่วน ดังนั้นค่าประมาณของ X จึงอยู่บนสมมุติฐานนี้และให้กำหนดเป็น X_{tt} ดังนั้นจึงได้ความสัมพันธ์ดังนี้

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\eta_l}{\eta_g}\right)^{0.1} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \quad (3-60)$$

การไหลแบบที่มีการเดือดเกิดขึ้นด้วยไม่ว่าวัฏภาคใดก็ตามนั้น เป็นกลไกการไหลแบบปั่นป่วน ดังนั้นในสมมุติฐานนี้จึงใช้สัญลักษณ์เป็น X_{tt} ดังนั้นจึงสมมุติว่าความดันสุดท้ายภายในท่อให้เป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเร็วกกำลัง 1.8

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left(\frac{X_g}{1-X_g}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.5} \left(\frac{\eta_g}{\eta_l}\right)^{0.1} \quad (3-60)$$

จากตารางที่ 3.2 ได้แสดงบางจุดจากเส้นโค้งที่เสนอโดย Chen (1966) สำหรับการหาค่า F จากค่า $1/X_{tt}$ ที่คำนวณได้จากสมการ (3-60)

ตาราง 3.2 ค่าสัมประสิทธิ์ F ของ Chen สำหรับการไหลในท่อ								
$1/X_{tt}$	0.2	0.5	1.0	2.0	5.0	10	30	100
F	1.2	1.8	2.7	4.2	8.0	13	29	70

ค่า F ที่หาจากการทดลองมีค่าผิดพลาดอยู่ระหว่าง $\pm 30\%$

J.G. Collier ใน section 8.5.3 ของ Bergles et al (1981) และของ Schlünder (1983) ได้เสนอสมการดังนี้เพื่อฟิตเส้นโค้งของ Chen

$$\text{ถ้า } 1/X_{tt} \leq 0.1, F = 1$$

$$\text{ถ้า } 1/X_{tt} > 0.1, F = 2.35(0.213 + 1/X_{tt})^{0.736} \quad (3-62)$$

สมการข้างบนเข้ากันได้ดีกับ ตารางที่ 3.2

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการพาในขณะเดือด α_{cb} สามารถหาได้โดยการนำค่าแฟกเตอร์ (Enhancement Factor) F คูณกับสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลของของเหลวเพียงอย่างเดียว (α_l) ขณะที่การระเหยเกิดขึ้นระหว่างการไหลจึงทำให้ปริมาณของของเหลวลดลงจึงมีผลทำให้ α_l ลดลงด้วย เป็นการง่ายในการคำนวณค่า α_{cb} จาก α_{l0} สำหรับค่าของ α_{l0} เมื่อค่า $X_g = 0$ เพราะค่า α_{l0} จะคงที่ ให้ค่าสัมประสิทธิ์การเทความร้อนของการไหลของของเหลวเพียงอย่างเดียวเป็นสัดส่วนกับค่าความเร็วยกกำลัง 0.8 และแทนค่า F_0 ลงในสมการ (7.10) จึงได้ความสัมพันธ์กับ F และ X_g ดังนี้

$$F_0 = F(1 - X_g)^{0.8} \quad (3-63)$$

Chen ไม่ได้ให้ข้อกำหนดของค่าสูงสุดของ $1/X_{tt}$ ว่าใช้ได้ถึงค่าไหน มีบางจุดในกราฟที่มีค่าสูงสุดจนถึง 100 อย่างไรก็ตาม Butherworth และ Schook (1982) ได้ให้ค่า $1/X_{tt}$ ไว้ว่าไม่เกิน

2. การรวมกันของการเดือดแบบการพาและแบบนิวคลีเอท (Combined Convective and Nucleate Boiling)

วิธีของ Chen (1966) ได้เสนอการเดือดของการไหลขึ้นในท่อและอาจใช้ได้กับมุมอื่นๆอีกด้วย หนึ่งในสมมุติฐานเบื้องต้นของวิธีนี้คือ สัมประสิทธิ์การพาของการเดือด α_{cb} สามารถรวมได้กับสัมประสิทธิ์การเดือดแบบนิวคลีเอท (Nucleate Boiling) α_{nb} ซึ่งจะได้สัมประสิทธิ์การเดือด (α_b) ค่าของ α_{cb} นี้คำนวณจากหัวข้อ 3.5.1 ส่วน α_{nb} คำนวณได้ตามรายละเอียดข้างล่างนี้ สัมประสิทธิ์การรวมกันนี้เขียนได้คือ

$$\alpha_b = \alpha_{cb} + \alpha_{nb} \quad (3-64)$$

สมการของ Chen สำหรับองค์ประกอบที่เป็นฟองในหน่วย W / m^2k คือ

$$\alpha_{nb} = 0.00122 \frac{\lambda_l^{0.79} C_{pl}^{0.45} p_l^{0.49} S \theta_b^{0.24} \Delta P_v^{0.75}}{\sigma^{0.5} \eta_l^{0.29} (\Delta h_v \rho_g)^{0.24}} \quad (3.65)$$

ซึ่งค่า C_{pl} คือความจุความร้อนของการไหล (J/kgK), S คือ ตัวแปรเพิ่ม (Suppression Factor), Δh_v คือ ความร้อนของการกลายเป็นไอ (J/kg), ΔP_v คือค่าความแตกต่างของความดันไอ (Pa) ที่สัมพันธ์กับ θ_b ซึ่งเป็นผนังความร้อนยิ่งยวด, Wall Superheat (K) η_l คือ ความหนืดของของเหลว (Ns/m^2) λ_l (W/mK) p_l และ ρ_g คือ ความหนาแน่นของของเหลวและไอตตามลำดับ (kg/m^3) และ σ คือ ความตึงผิว(N/m)

แฟคเตอร์ S นี้เกิดขึ้นตามความเป็นจริงที่ว่าความเค้นแรงเฉือนของผนังเนื่องจากการไหลทำให้ความแตกต่างของอุณหภูมิมีผลกระทบต่อเดือดน้อยลง Chen ได้หาค่าของ S โดยกำหนดจากค่าเรย์โนลด์สันัมเบอร์ของสองวัฏภาคดังนี้

$$Re_{tp} = \frac{\dot{m}d}{\eta_l} (1 - X_g) F^{1.25} \quad (3-66)$$

d คือ เส้นผ่าศูนย์กลางภายในท่อ (m), F คือค่าตัวแปรสนับสนุน (Enhancement Factor) ที่กำหนดไว้ในสมการ(3-62) สำหรับค่าต่างๆของ X_g ซึ่งคือค่าคุณภาพไอ

จากตาราง 3.3 ได้เสนอค่าบางจุดจากเส้นโค้งของ Chen (1966) สำหรับหาค่าของ S จากค่าของ Re_{pt} ของสมการ (3-66) ตัวแปรลดค่ามีค่าเป็นหนึ่งที่อัตราการไหลต่ำมากๆ และมีค่าเป็นศูนย์ เมื่อค่าอัตราการไหลเพิ่มขึ้น

Re_{pt}	15	30	50	100	200	400
S	0.83	0.69	0.55	0.36	0.21	0.11

JoGo Collier ในหัวข้องานของ Bergles et al (1981) และในหัวข้องานของ Schlünder (1983) ได้อธิบายว่าค่าแฟคเตอร์ S คืออัตราส่วนของความร้อนยิ่งยวดของฟองอากาศกับความร้อนยิ่งยวดของผนัง (θ_b) และได้เสนอสมการข้างล่างนี้ให้เข้ากับเส้นโค้งของ Chen (1966)

$$S = (112.53 \times 10^{-6} Re_{pt}^{1.17})^{-1} \quad (3-67)$$

สมการนี้ใช้ทำนายค่าที่ได้จากตาราง 3-5 โดยมีค่าความเที่ยงตรง ± 0.01

สมการ (3-65) นี้ยากแก่การคำนวณเพราะจำเป็นต้องเดาค่าอุณหภูมิผนัง T_w เพื่อที่จะหาค่าความดันไอแตกต่าง ΔP_v ที่อุณหภูมิผนัง T_w กับอุณหภูมิอิ่มตัว T_s อุณหภูมิของผนังที่เกิดการเดือดภายในท่อปกติ แล้วมีค่าไม่กี่องศา ดังนั้นในการคำนวณจึงทำได้ง่าย โดยการแทนที่ค่า ΔP_v จากสมการคลาป็รอนแทนที่ $\frac{dP_v}{dT_s}$ ด้วย $\frac{\Delta P_v}{\Delta T_s}$ และตัวเทอมของ $1/\rho_l$ ที่เปรียบเทียบกับ $1/\rho_g$

$$\Delta P_v = \frac{\Delta T_s \Delta h_v \rho_g}{T_s} \quad (3-68)$$

แทนค่าสมการนี้ลงในสมการ (3-65) ซึ่งใช้สัญลักษณ์ θ_b แทน ΔT_s ซึ่งเป็นอุณหภูมิของผนังและประมาณค่ายกกำลังของ θ_b จาก 0.99 เป็น 1 จะได้

$$\alpha_{nb} = \phi_{nbi} S \theta_b \quad (3-69)$$

ซึ่งตัวแปร ϕ_{nbi} ขึ้นอยู่กับคุณสมบัติทางกายภาพทุกตัวดังนี้

$$\phi_{nbi} = 0.00122 \frac{\lambda_l^{0.79} C_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49} (\Delta h_v \rho_g)^{0.51}}{\sigma^{0.5} \eta_l^{0.29} T_s^{0.75}} \quad (3-70)$$

แทนค่า α_{cb} จากสมการ (3-58) ในสมการ (3-64) และคูณทั้งสองข้างของสมการด้วย θ_b จะได้สมการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ $q'' (= \alpha_b \theta_b)$

$$q'' = \alpha_{cb} \theta_b + \phi_{nbi} s \theta_b^2 \quad (3-71)$$

การหาค่า q'' ที่ค่า x_g ต่างๆกันที่สัมพันธ์กับอุณหภูมิสารให้ความร้อน T_u และ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแหล่งความร้อนที่รวมทั้งค่าสัมประสิทธิ์ของสารให้ความร้อนผนังและสิ่งสกปรกหรือตะกรัน แต่ไม่รวมสารที่ถูกทำให้เดือด อุณหภูมิที่แตกต่างระหว่างสารที่เดือด ($\theta_b = T_w - T_s$) นั้นหาได้จากการทดลองผิดลองถูก เพราะสามารถหาค่าความแตกต่างของอุณหภูมิทั้งหมดได้ ดังนั้นค่าของ q'' ที่คำนวณจากสมการ (3-71) ต้องทำให้สมการ (3-72) เป็นจริงด้วย

$$T_h - T_s = q''/U_h + \theta_b \quad (3-72)$$

3. การถ่ายเทความร้อนด้วยการพาตกร่วมแนวกลุ่มท่อตรง (Convective Heat Transfer Across Banks of Straight Tubes)

จากการศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนด้วยดาราพาที่ตกร่วมในกลุ่มท่อตรงที่ขนานกันที่ได้รับการตีพิมพ์มากที่สุดก็คือ การศึกษาของ ESDU (1973) ซึ่งมีรูปแบบของสมมุติฐานตามข้างล่างนี้ซึ่งพัฒนาโดย J.Taborek และ Schlünder (1983) จากวิธีของ ESDU นั้นใช้กับการไหลผ่านกลุ่มท่อที่มีอย่างน้อย 10 แถวและแถวหนึ่งมีท่ออย่างน้อย 6 ท่อความยาวของท่อมากกว่า 5 เท่าของเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก สหสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนตกร่วมกลุ่มท่ออาจจะแสดงได้ดังนี้.

$$Nu = 0.33F_a F_p Re^{0.6} Pr^{0.34} \quad (3-73)$$

ตัวแปรไร้มิติ Nu, Re และ Pr ถูกกำหนดดังนี้

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} \quad (3-74)$$

$$Pr = \frac{\eta C_p}{\lambda} \quad (3-75)$$

$$Re = \frac{m d}{\eta} \quad (3-76)$$

เทอมของ Nu คือเลขนัสเซลซึ่งเป็นฟังก์ชันของเลขเรย์โนลด์ Re และเลขเพลนทัล Pr ซึ่งค่า d คือมิติกำหนดคุณลักษณะของการจัดเรียง m ที่ถูกกำหนดให้เหมาะสมตามลักษณะทางกายภาพนั้น ๆ η คือค่าความหนืดจลน์ศาสตร์ของของไหล (Ns/m² หรือ kg/Sm) และ λ คือค่าการนำความร้อนของของไหล ส่วนตัว m° คืออัตราการถ่ายเทมวลต่อพื้นที่ที่มีค่ามากที่สุดที่ผ่านพื้นที่หน้าตัดที่น้อยที่สุดของกลุ่มท่อ

F_a คือตัวแปรการจัดเรียงตัวของท่อ F_p ใช้กับการเปลี่ยนแปลงของคุณสมบัติของของไหลจากกลุ่มของของไหลถึงผนัง สำหรับของเหลวที่ให้ความร้อนและทำความเย็นหรือก๊าซที่ใช้กับการจัดเรียงของท่อแบบต่าง ๆ นั้นค่า F_p หาได้จากสมการข้างล่างนี้ ซึ่งเป็นอัตราส่วนของเลขเพลนทัลที่อุณหภูมิเฉลี่ยของของเหลวกับอุณหภูมิผนัง

$$F_p = (Pr_b / Pr_w)^{0.26} \quad (3-77)$$

ตัวห้อย b คืออุณหภูมิเฉลี่ยของของเหลวและ w คืออุณหภูมิเฉลี่ยของผนัง

ตัวแปรการจัดเรียง F_a ซึ่งขึ้นกับเลขเรย์โนลด์รูปแบบการจัดเรียงของท่อและสัดส่วนของระยะห่างระหว่างท่อ กับเส้นผ่าศูนย์กลาง (P / d_o) ซึ่งค่าสุดท้ายนี้เป็นค่าที่มีผลน้อยมากจึงละเอาไว้ในการคิดครั้งนี้ ค่าของ F_a ตามตารางข้างล่างนี้ที่ขึ้นกับเลขเรย์โนลด์และการจัดเรียงของกลุ่มท่อ มีอีก 2 แบบ คือ แบบทิศทางเดียวกับการไหล และแบบขวางทิศทางการไหลซึ่งแนวท่อทำมุม

45° กับทิศทางการไหลหรือเป็นรูปสามเหลี่ยมที่ด้านของสามเหลี่ยมทำมุม 30° หรือ 60° กับทิศทางการไหล

ตาราง 3.4 ค่า F_a ในการไหลผ่านกลุ่มท่อแบบต่าง ๆ

เลขเรย์โนลด์	10	30	100	300	1000	10 ⁴	10 ⁵	10 ⁶
ทิศทางเดียวกับการไหล $F_a =$	1.52	1.27	1.03	0.86	0.91	1.02	1.15	1.40
ขวางทิศทางการไหล $F_a =$	2.28	1.75	1.31	1.01	1.05	1.14	1.24	1.50

4. พื้นผิวส่วนที่ยื่นออกไป (Extended Surface)

ถ้าของไหลที่ให้ความร้อนเป็นก๊าซให้ความร้อนโดยผ่านกลุ่มท่อซึ่งอาจจะประหยัดถ้าใช้ท่อที่ให้ความร้อนที่มีครีป โดยที่ปลายครีปจะต้องมีอุณหภูมิสูงกว่าฐานของครีปจึงจะเกิดการถ่ายเทความร้อนจากปลายครีปไปยังฐานของครีป เพื่อที่จะหาความต้านทานการถ่ายเทความร้อนหรือเรียกว่า “ประสิทธิภาพครีป” ที่ถูกกำหนดด้วยสัดส่วนของการถ่ายเทความร้อนตลอดของครีปกับการถ่ายเทความร้อนที่ถ่ายเทบนครีปเอกลักษณ์แบบการนำความร้อนที่ไม่มีที่สิ้นสุด (Identical Fin of Infinite Thermal Conductivity)

ดังนั้นสัมประสิทธิ์ของครีปนี้จะใช้หาค่า A_n หรือค่าประสิทธิภาพของพื้นที่ผิวที่ให้ความร้อน

$$A_n = A_r + n_f A_f \quad (3-78)$$

ซึ่ง A_r คือพื้นที่ผิวปฐมภูมิหรือพื้นที่ผิวของท่อเปลือย m^2 A_f คือพื้นที่ผิวทุติยภูมิหรือพื้นที่ผิวของครีป (m^2) และ n_f คือประสิทธิภาพครีป สำหรับครีปตามยาวและมีความหนาคงที่ Coulson และ Richardson (1977) ได้เสนอดังนี้

$$n_f = \frac{\tanh mH_f}{mH_f} \quad (3-79)$$

ซึ่ง H_f คือความสูงของครีป (m) และ m คือ

$$m = \frac{\sqrt{2\alpha_{ch}}}{\lambda_f X_f} \quad (3-80)$$

X_f คือความหนาของครีป (m) α_{ch} คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของของไหลให้ความร้อน α_h กับตะแกรง α_{dh} มีหน่วยเป็น (W/m²k) และ λ_f คือ ค่าการนำความร้อนของวัสดุที่ใช้ทำครีป มีหน่วยเป็น (W/mk) สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสามารถเขียนได้ดังนี้

$$\frac{1}{\alpha_{ch}} = \frac{1}{\alpha_h} + \frac{1}{\alpha_{dh}} \quad (3-81)$$

3. 6 การประมาณพื้นที่ผิวของการถ่ายเทความร้อน

เมื่อความร้อนถูกถ่ายเทไม่ว่าจะด้วยการพาหรือการนำความร้อน ความแตกต่างของอุณหภูมิที่เกิดจากการถ่ายเทนั้นจะแปรผันโดยตรงกับอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ วิธีการนี้มีประโยชน์มากต่อการออกแบบอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน ด้วยค่าของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน α สำหรับความต้านทานความร้อนใดๆ เขียนได้ดังนี้

$$\alpha = \frac{q}{\theta} \quad (3-82)$$

ซึ่ง q คืออัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ (W/m²) และ θ คืออุณหภูมิแตกต่างระหว่างความต้านทานความร้อนหนึ่งๆโดยมีหน่วยเป็น W/m²k พื้นที่ผิวที่ใช้ในการประมาณค่าของ q และ α ต้องถูกกำหนดเสมอ

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและพื้นที่ผิวของแต่ละสัมประสิทธิ์ใช้สัญลักษณ์ตัวห้อยคือ v แทนของไหลที่ถูกทำให้ระเหย h คือของไหลที่ให้ความร้อน d คือสิ่งสกปรก w คือผนัง เมื่อท่อที่ใช้งานเป็นท่อเรียบ อัตราของพื้นที่ผิวด้านนอกต่อด้านในจะเท่ากับอัตราส่วนของเส้นผ่าศูนย์กลางกลางภายนอกต่อภายใน พื้นที่ผิวอาจจะเพิ่มประสิทธิภาพโดยการเพิ่มผิวหตุติภูมิ เช่น ครีป หรือ ขดลวดพันรอบด้านนอกท่อ

อุณหภูมิแตกต่างกันหมด ณ บริเวณที่เกิดการถ่ายเทความร้อนใช้สัญลักษณ์ด้วย ΔT ซึ่งเท่ากับ $T_h - T_v$ ซึ่ง T_h คืออุณหภูมิของสารให้ความร้อน T_v คืออุณหภูมิของสารที่ถูกทำให้ระเหย (K) ดังนั้น ΔT คือผลรวมของความต้านทานความร้อนทั้ง 5 ตัว และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U คือ

$$U = \frac{q}{T_h - T_v} \quad (3-83)$$

เพื่อที่จะหาค่า U จากค่าของ α นั้นต้องหาอุณหภูมิแตกต่างกันหมด ($T_h - T_v$) จากสมการ (3-82) สามารถเขียนเป็นผลรวมของทั้ง 5 ค่าของ θ จากสมการ อัตราการถ่ายเทความร้อน q° อาจจะไม่เท่ากับของความต้านทานความร้อนทั้งหมด เพราะพื้นที่ผิวอาจจะไม่เท่ากันทั้งหมด จาก U จนถึงพื้นที่ที่สัมผัสกับของไหลที่ระเหยดังสมการต่อไปนี้

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_v} + \frac{1}{\alpha_{dv}} + \frac{1}{\alpha_w} \frac{A_v}{A_w} + \left[\frac{1}{\alpha_{dh}} + \frac{1}{\alpha_h} \right] \frac{A_v}{A_h} \quad (3-84)$$

ซึ่ง A_v คือพื้นที่ผิวทั้งหมดที่สัมผัสกับของไหลที่ระเหย (m^2)
 A_h คือพื้นที่ผิวทั้งหมดที่สัมผัสกับของไหลที่ให้ความร้อน (m^2)
 A_w คือพื้นที่ผิวทั้งหมดเฉลี่ยของผนังที่กั้นระหว่างของไหล

สัมประสิทธิ์ของของไหลทั้งสองและสิ่งสกปรกของของไหลนั้นอ้างอิงจากพื้นที่ผิวที่สัมผัสโดยตรงกับของไหล ดังนั้น α_v และ α_{dv} จะอ้างอิงจากพื้นที่ผิว A_v ในทำนองเดียวกับ α_h และ α_{dh} อ้างอิง A_h ส่วน α_w นั้น อ้างอิงจาก A_w

พื้นที่ผิวทั้งหมดของตัวทำระเหยนั้นต้องทราบค่าจำเพาะของอัตราการถ่ายเทความร้อน ซึ่งมีค่าเป็น $U(T_h - T_v)$ และค่านี้จะต้องอยู่ในฟังก์ชันของ Q_x ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนด้านเข้าของแต่ละพื้นที่จึงเป็น

$$A = \int_0^{\dot{Q}} \frac{d \dot{Q}_x}{U(T_h - T_v)} \quad (3-85)$$

ในตัวทำระเหยในช่วงที่ของเหลวถูกให้ความร้อนก่อนระเหย และช่วงความร้อนยิ่งยวดค่าของ U และลักษณะของอุณหภูมินั้นแตกต่างกันมากทั้ง 3 โซน จึงทำให้ต้องหาพื้นที่แต่ละโซนแยกจากกันแล้วจึงค่อยนำมารวมกันเป็นพื้นที่ผิวที่ต้องใช้ทั้งหมด

3.6.1 กรณีของไหลวิภาคเดียว

ในตัวทำละลายที่เป็นแบบวิภาคเดียว ค่าของ U หรือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมดูเหมือนจะเพิ่มขึ้นจากความดันที่เย็นไปยังปลายด้านที่ร้อนเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงของคุณสมบัติทางกายภาพของสารแต่ความจุความร้อนจำเพาะของของไหลแต่ละตัวดูเหมือนว่าจะไม่เพิ่มอย่างมีนัยสำคัญกับอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น ภายใต้สถานการณ์นี้อาจจะสมมุติได้ว่าให้ค่า U คงที่ และเท่ากับค่าเฉลี่ยเลขคณิตของค่าเริ่มต้นและค่าสุดท้าย อีกวิธีหนึ่งก็คือคำนวณค่า U จากอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล ในหัวข้อนี้จะกล่าวเพียงการประมาณค่าพื้นที่ผิวที่ต้องการโดยค่า U คงที่ และจากความสัมพันธ์ดังกล่าวอินทิเกรตสมการ (3-85) แล้วจะได้

$$A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_{lm}} \quad (3-86)$$

ซึ่ง ΔT_{lm} คือ ค่าเฉลี่ยล็อกของอุณหภูมิแตกต่าง

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_0}{\Delta T_1}\right)} \quad (3-87)$$

3.6.2 กรณีของไหลสองวิภาค

ตลอดทั้งช่วงของไซนการเดือดดูเหมือนว่าค่า α_v จะเปลี่ยนแปลงมาก และการเพิ่มค่าคุณภาพให้ X นั้นทำให้สัมประสิทธิ์การพาเพิ่มขึ้น แต่ลดส่วนของฟองไอลงเล็กน้อย ซึ่งจะเพิ่มขึ้นโดยความแตกต่างของอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น ถ้าการเปลี่ยนแปลงของค่า U อยู่ระหว่าง 10% ถึง 40% อาจจะสามารถสมมุติได้ว่าแปรเปลี่ยนเป็นเส้นตรงกับอัตราส่วนของภาวะความร้อน และถ้าความแตกต่างของอุณหภูมิแปรเปลี่ยนเป็นเส้นตรงกับภาวะความร้อนด้วย การอินทิเกรตสมการ (3-85) จะให้สมการดังนี้

$$A = \dot{Q} \frac{\ln\left(\frac{U_0\Delta T_1}{U_1\Delta T_0}\right)}{U_0\Delta T_1 - U_1\Delta T_0} \quad (3-88)$$

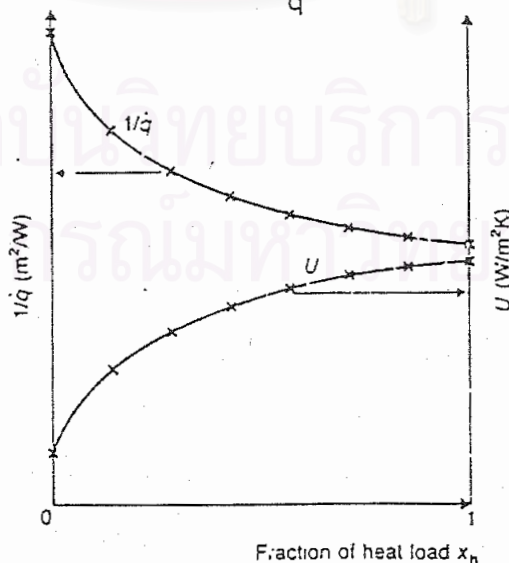
A คือพื้นที่ผิวที่ต้องการ (m^2) \dot{Q} คืออัตราการถ่ายเทความร้อนในโซนที่พิจารณา (W) U คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่อ้างอิงจากพื้นที่ A (W/m^2K) และ ΔT คือความแตกต่างของอุณหภูมิของสารให้ความร้อนกับสารที่ระเหย (K) ตัวห้อย 0 คือสภาวะทางเข้าของโซน และ 1 คือทางออก

ถ้าการเปลี่ยนแปลงของ U และ T นั้นทำให้สมการ (3-86) ไม่แม่นยำพอดังนั้นจึงจำเป็นต้องคำนวณค่า U และ ΔT จาก X_n หรือสัดส่วนของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างโซนนั้นให้มากขึ้นหรือใช้ในการหาพื้นที่ในโซนย่อยของโซน

วิธีการที่แม่นยำที่สุดที่จะแก้สมการ (3-85) ก็คือการหาด้วยการอินทิเกรตพื้นที่ที่ได้กราฟทำได้โดยการประมาณค่า U , T_n และ T_v ที่ค่าต่างๆของ X_n แล้วคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ $q = U(T_n - T_v)$ และพล็อตกราฟระหว่าง $1/q$ กับ X_n ดังรูปที่ 3.5 ซึ่งจะได้ค่า U กับ X_n ที่สนใจด้วย จำนวนของค่า X_n นั้นให้เลือกให้เหมาะแก่การพล็อตกราฟได้พื้นที่ที่ต้องการจากการขยายรูปแบบดังกล่าวทำให้ได้สมการ

$$A = \dot{Q} \int_0^1 \left(\frac{1}{q} \right) dX_n \quad (3-89)$$

ซึ่ง A คือพื้นที่ผิวของโซนที่พิจารณา (m^2) \dot{Q} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนในโซนนั้นๆ และค่าอินทิกรัลคือพื้นที่ใต้เส้นโค้งที่พล็อตระหว่าง $\frac{1}{q}$ กับ X_n ของโซนนั้นๆ และหน่วยของ $\frac{1}{q}$ คือ m^2/W



รูปที่ 3.7 เส้นโค้งปกติแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง U กับสัดส่วนของภาระความร้อนในโซนการเดือด

3.7 การคำนวณการไหลในท่อ

3.7.1 การไหลในท่อแบบวิฏภาคเดียว

ความดันสูญเสียในท่อมักมีผลมาจาก 3 สาเหตุด้วยกันคือ (1) ความเสียดทานของผนังและความต้านทานการไหล (Form Drag) (2) การยกตัวที่สูงขึ้นหรือเนื่องจากแรงโน้มถ่วง (3) การเพิ่มของโมเมนตัมหรือความเร่ง สาเหตุแรกเป็นการสูญเสียที่ไม่เกิดการย้อนกลับได้ที่เกิดจากความสูญเสียของพลังงานที่เกิดจากแรงดันเปลี่ยนรูปไปเป็นความร้อน สาเหตุที่สองและสามสามารถย้อนกลับได้ในเทอมของแรงเสียดทาน อาจพูดได้ว่าเป็น ความดันสูญเสีย เพื่อง่ายแก่การคำนวณ จึงทำให้อยู่ในรูปของ "เฮดความเร็วสูญเสีย" (Head of Velocity Lost) ซึ่งถูกกำหนดเป็น $u^2/2g$ (m) ซึ่ง u คือความเร็วเฉลี่ยของการไหล (m) g คือค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (9.81 m/s^2) เพื่อการคำนวณของการไหลที่มีการเดือด (Boiling Flow) จึงใส่เทอมความหนาแน่นเข้าไปเพื่อให้ง่ายแก่การคำนวณ ρ คือความหนาแน่น (kg/m^3) เนื่องจากการไหลตามความยาวของท่อความหนาแน่นของของไหลลดลงทำให้เกิดความดันสูญเสีย ดังนั้นความเร็วก็ลดลงด้วย เพื่อให้ง่ายแก่การคำนวณจึงใช้เทอมของอัตราการไหลของมวลต่อพื้นที่แทนความเร็ว ใช้สัญลักษณ์เป็น m ซึ่งคำนวณจากอัตราการไหลของมวล (M') หารด้วยพื้นที่หน้าตัดของการไหล อัตราการไหลของมวลต่อพื้นที่ที่มีค่าเท่ากับ $\bar{u}\rho$ และมีหน่วยเป็น kg/Sm^2 ซึ่งจะคง ที่ตลอดท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

ในการไหลผ่านท่อ ความดันสูญเสียต่อความยาวท่อมักมีหน่วยเป็น Pa/m หรือ N/m^3 ซึ่งเขียนได้เป็น

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{4f}{d} \frac{m^2}{2\rho} + \rho g \sin \theta + m^2 \frac{dv}{dz} \quad (3-91)$$

ซึ่ง f คือ แฟนนิงฟริคชันแฟคเตอร์ (Fanning Friction Factor) p คือความดันสถิตยสูญเสีย (Pa) $v(=1/\rho)$ คือปริมาตรจำเพาะของของไหล (m^3/kg) ที่ความดันสถิตและอุณหภูมินั้นๆ z คือระยะทางตลอดทั้งหมดของท่อ (m) จากทางเข้าและทางออก คือ θ มุมที่ยกที่กระทำระหว่างท่อกับระนาบแนวนอน สำหรับท่อที่ไม่ใช่ท่อกลม d ต้องถูกแทนด้วย d_e เส้นผ่าศูนย์กลางเสมือน กำหนดในสมการที่ (3-50) หรือ $d_e = 4s/P$ คือพื้นที่หน้าตัดของการไหล (m^2) P คือความยาวเส้นรอบวงของท่อ (m)

การประมาณความดันสูญเสียในท่อแบบวงกลมเดี่ยวหรือในท่อแบบที่ไม่มีภาวะเหยหรือการเดือดเกิดขึ้นจะกำหนดให้ความหนาแน่นคงที่ ดังนั้นหากอินทิเกรต ความดันแตกต่างในสมการที่ (3-91) ก็จะได้

$$p_u - p_d = K \frac{\rho V^2}{2} + \rho g \Delta H \quad (3-92)$$

ซึ่ง K คือสัมประสิทธิ์ความดันสูญเสีย P_u และ P_d คือความดันต้นทางและปลายทาง (Pa) ΔH คือความสูงที่เพิ่มขึ้นจากจุดอ้างอิง สัมประสิทธิ์ความดันสูญเสียสามารถเขียนได้ดังนี้

$$K = \frac{4fL}{d} + \sum K_f \quad (3-93)$$

ซึ่ง L คือความยาวของท่อ (m) และ $\sum K_f$ คือผลรวมของความดันสูญเสียเนื่องจากข้อต่อ

แฟนนิงฟริคชันแฟคเตอร์ (Fanning Friction Factor)

ในที่นี้ให้ใช้แฟนนิงฟริคชันแฟคเตอร์ เพื่อให้ง่ายแก่การคำนวณซึ่งมาจากความดันสูญเสียหารด้วยความดันเนื่องจากความเร็วและอัตราส่วนของความยาวท่อกับความลึกเฉลี่ยไฮดรอลิกของท่อ ความลึกเฉลี่ยของท่อ (Hydraulic mean depth) เท่ากับค่าอัตราส่วนของพื้นที่หน้าตัดของท่อกับความยาวเส้นรอบวงของท่อ (S/P) ซึ่งเท่ากับ $1/4$ สำหรับท่อกลมฟริคชันแฟคเตอร์ นั้นขึ้นกับเลขเรย์โนลด์ซึ่งกำหนดได้ในสมการ (3-76) และความหยาบของผิวท่อ (Surface Roughness) ϵ หากการไหลมีค่าเลขเรย์โนลด์น้อยกว่า 2000 จะถือว่าเป็นการไหลแบบราบเรียบตามทฤษฎี และแฟนนิงฟริคชันแฟคเตอร์ จะไม่ขึ้นกับความยาวท่อ เขียนได้เป็น

$$f = \frac{16}{Re} \quad (3-94)$$

สำหรับการไหลที่เป็นการไหลแบบปั่นป่วนสมบูรณ์ ($Re > 4000$) ESDU (1966) และ Miller (1978) ได้เสนอการใช้สหสัมพันธ์ของ Colebrook และ White (1937) ดังนี้

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -4 \log_{10} \left[\frac{1.25}{Re \sqrt{f}} + \frac{\epsilon}{3.7d} \right] \quad (3-95)$$

เป็นการยากที่จะแก้สมการนี้เพราะต้องใส่ค่าฟริกชันแฟคเตอร์ ทั้งสองข้างของสมการ ดังนั้นจึงสร้างมอดิไดอะแกรม ขึ้นเพื่อให้ง่ายแก่การใช้งาน เส้นประนั้นเป็นช่วงการประมาณค่า f โดยประมาณในพื้นที่ของการเปลี่ยนแปลง (Transition Region) หรือ $2000 < Re < 4000$ ที่ซึ่งไม่มีใครเสนอสมสัมพันธ์ที่เหมาะสมได้เนื่องจากการกระจายของข้อมูลค่อนข้างมากในพื้นที่ดังกล่าว

ตาราง 3.5 คือค่าความหยาบของผิวของท่อที่ทำจากวัสดุต่างๆ

ชนิดของท่อ	Pipe (นิ้ว)	Tube (นิ้ว)	ทั่วไป (นิ้ว)
อลูมิเนียม	0.00005905512	0.001811024	0.00005905512
ทองแดง	0.00005905512	0.00005905512	0.00005905512
เหล็กคาร์บอน	0.001811024	0.00005905512	0.001811024
เหล็กสแตนเลส	0.001811024	0.00005905512	0.001811024
ทองเหลือง	0.00005905512	0.00005905512	0.00005905512
RED BRASS	0.00005905512	0.00005905512	0.00005905512

3.7.2 การไหลในท่อแบบสองวัฏภาค

ชนิดการไหลของสารเย็นเยือกในท่อต้องถูกกำหนดก่อนว่าไหลในท่อแบบไหน ซึ่งมีอยู่ 3 แบบด้วยกัน คือ

- (1) แบบท่อที่ไม่มีการหุ้มฉนวน (Uninsulated Lines)
- (2) แบบหุ้มฉนวนด้วยวัสดุรูพรุน (Porous-insulated Lines)
- (3) แบบฉนวนสุญญากาศ (Vacuum-insulated Lines)

ฉนวนทั้งสามแบบนี้เป็นหนึ่งในปัญหาที่พบบ่อยครั้ง ในการออกแบบการถ่ายเทของสารเย็นเยือก ความยากของปัญหานี้ก็คือ การลดอุณหภูมิของท่อจากอุณหภูมิบรรยากาศให้ลงเหลืออุณหภูมิของสารเย็นเยือกสิ่งที่บอกเหตุอันหนึ่งของการเย็นตัว (Cool Down) ก็คือการไหลแบบสองวัฏภาคการหดตัวเนื่องจากอุณหภูมิ การปล่อยก๊าซเพื่อลดความดัน (Bowling) การหดตัวเนื่องจากอุณหภูมินั้นไม่เป็นปัญหาสำหรับท่อภายในและท่อภายนอก แต่มักจะเป็นปัญหาบ่อยๆ สำหรับการเปลี่ยนทิศทางการไหลของท่อ

1 แบบท่อที่ไม่มีการหุ้มฉนวน (Uninsulated Transfer Lines)

เพื่อการประหยัดค่าใช้จ่ายและเวลาเรามักจะไม่หุ้มฉนวนกับท่อที่สั้นและใช้งานไม่บ่อยนัก ท่อที่ไม่มีการหุ้มฉนวนนี้ น้ำแข็งจะคลุมได้อย่างรวดเร็วทำให้การ Cool Down น้อยลง สมการของการถ่ายเทความร้อนในที่นี้ค้างมาจาก Technical Brief X, "Piping Heat Leak" โดย Tom Schuck และอีกครั้งใน "Technical Brief X", "Piping Heat Leak (Foam Insulated Lines) โดย Akan Oton สมการนี้ได้ถูกแปลงเป็นการถ่ายเทความร้อนต่อความยาวท่อดังนี้

$$\frac{Q}{L} = \frac{\pi}{6} Do \Delta T \quad (3-96)$$

ซึ่ง Q = ความร้อนสูญเสีย

L = ความยาวท่อ

Do = เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก

ΔT = ความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างอุณหภูมิบรรยากาศและอุณหภูมิของของไหล (F หรือ R)

2 แบบหุ้มฉนวนด้วยวัสดุรูพรุน (Porous-Insulated Lines)

ฉนวนไม่ว่าจะเป็นกลาสวูด โพลีสไตรีน โพลียูเรเทน ได้ถูกใช้ห่อหุ้มเพื่อลดการสูญเสียความร้อน อีกทั้งยังมีราคาไม่แพง การคำนวณของ Soluck ใน Technical Brief X ได้ถูกพัฒนาโดย Akan Oton ค่าที่แม่นยำของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของฉนวนโฟมได้มาจากเทคนิคการ Fit Curve ดังนั้นค่าของสัมประสิทธิ์ของโฟมจึงยิ่งเพิ่มขึ้นโดยเฉลี่ยอยู่ที่ 25.48 โดย Oton ซึ่งแปรเป็นค่าคงที่เท่ากับ 0.01046 เมื่อใส่เข้าไปจะได้สมการใหม่ดังนี้

$$\frac{Q}{L} = \frac{2\pi(0.01046)\Delta T}{\ln\left(\frac{Do + 20 \text{ foamthickness}}{Do}\right)} \quad (3-97)$$

3.แบบสุญญากาศ (Vacuum-Insulated Line)

ท่อแบบสุญญากาศประกอบด้วยท่อภายในที่ใช้ในการพาสารเย็นเยือกและท่อภายนอกที่ใช้หุ้มอีกที โดยระหว่างท่อภายในและภายนอกมีสภาพเป็นสุญญากาศที่บรรจุด้วย Super Insulation ที่มีความหนาเฉลี่ย 10 ชั้น หรือความหนาแน่นเท่ากับ 60 ชั้นต่อนิ้ว Spacers หรือตัวประคองจะติดตั้งทุกๆ 6 ฟุต ของความยาวท่อซึ่งใช้ยึดท่อชั้นในกับเปลือกท่อชั้นนอกไว้ โดย Spacer แต่ละตัวมีค่าการสูญเสียความร้อนเท่ากับ 5 BTU/hr โดยไม่รวมการสูญเสียเนื่องจากข้อต่อแบบ Bayonet ดังนั้นถ้าสมมุติให้ต้องมี Spacer ความยาว 6 ฟุต ของ Shuck จะได้

$$\frac{Q}{L} = \frac{0.0005\Delta T}{\ln \left[\frac{(D_o + 1/3)}{D_o} \right]} + \frac{5}{6} \quad (3-98)$$

คุณภาพไอในท่อเป็นตัวแปรหนึ่งในสมการออกแบบระบบการถ่ายเทความร้อนแบบสองวัฏภาค ซึ่งสามารถคำนวณโดยอาศัยการสมมุติฐานดังนี้

- (1) สารเย็นเยือกที่กำลังเดือดหรืออิมิต์ที่ความดันอิมิต์ $P_{SAT}(T_{SAT})$
- (2) ความร้อนสูญเสียถูกใช้ไปไปกับค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ ซึ่งการเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอที่สภาวะความดันและอุณหภูมิคงที่
- (3) ไม่เกิดปฏิกิริยาเคมี
- (4) สภาวะคงตัว (Steady-State Operation)
- (5) แต่ละความยาวท่อมี่สภาพสมดุลของวัฏภาค
- (6) ค่าคุณภาพไอที่ออกจากท่อหนึ่งเป็นของท่อถัดมา

การประมาณค่านี้ เรียกว่า คุณภาพไอ (Gas Quality) หรือ Dryness Friction ดังนี้

$$x_g = \left[\left(\frac{Q}{L} \right) \cdot L \cdot 2 \cdot 29 \times 10^{-4} \right] / (\Delta H \cdot m) \quad (3-99)$$

โดย (Q/L) คือค่าสูญเสียความร้อนมีหน่วยเป็น BTU/Hr/FT ที่คำนวณจากสมการที่ (3-96) ถึง (3-98) L คือความยาวท่อมี่หน่วยเป็นเมตร ΔH คือความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอมี่หน่วยเป็น kcal/kg M คืออัตราการถ่ายเทมวลซึ่งเป็นผลรวมของอัตราการถ่ายเทมวลของทั้งสองวัฏภาคมีหน่วยเป็น kg/S

การคำนวณคุณภาพไอน้ำจากสมการ (3-98) ปกติแล้วจะคำนวณเป็นค่าที่ทางออกของท่อในทางปฏิบัติแล้วการคำนวณการเปลี่ยนแปลงของตัวแปรใดๆมักจะคำนวณที่ทางออกระบบมากกว่าที่จะคำนวณที่จุดใดๆในระบบ ดังนั้นการคำนวณความสูญเสียของระบบจึงใช้ค่าคุณภาพไอน้ำที่ทางออกเป็นตัวแปรในการคำนวณ

หากอินทิเกรตสมการที่ (3-91) สำหรับกรณีของเหลวที่เป็นของผสมที่มีค่าความหนาแน่นขึ้นกับปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทและที่ความดันหนึ่ง ๆ ก็จะได้ความดันสูญเสียในระบบสองวัฏภาคดังนี้

$$\Delta p_{tp} = \Delta p_{fr} + \Delta p_{gr} + \Delta p_{fit} + \Delta p_{acc} \quad (3-100)$$

การคำนวณความดันสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานในระบบสองวัฏภาค
(Two-Phase Frictional Pressure Drop)

Δp_{fr} คือความดันสูญเสียเนื่องจากความเสียดทาน เขียนได้ดังนี้

$$\Delta p_{fr} = \frac{2m^2}{d} \int \frac{f_{tp}}{\rho_{tp}} dz \quad (3-101)$$

หรือจากการประมาณที่เที่ยงตรงของความดันสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานของสมการ(3-101) อินทิเกรตแล้วจะได้

$$\Delta p_{fr} = \int \phi_{lo}^2 (-dp/dz)_{lo} dz \quad (3-102)$$

วิธีการ Stepwise Procedure ใช้ในการประมาณค่าอินทิกรัล ค่าของ ϕ_{lo}^2 และ $(-dp/dz)_{lo}$ ต้องหาจากหลายๆตำแหน่งในโซนการเดือด (Boiling Zone) ที่ค่า X_g ต่างๆ ระยะระหว่างตำแหน่งเหล่านั้นหาได้จากการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน

ค่าอินทิกรัลของสมการ (3-101) สามารถวิเคราะห์หาด้วยการสมมุติอย่างง่ายดังนี้

(1) ค่า Friction Factor f_{tp} เป็นค่าคงที่และมีค่าเท่ากับ f_l หรือค่าของการไหลที่เป็นของเหลวทั้งหมด

- (2) การไหลเป็นแบบการไหลเนื้อเดียว
 (3) ค่าคุณภาพไอเพิ่มอย่างเป็นเส้นตรงกับระยะทางที่เพิ่มขึ้น

ภายใต้สมการดังกล่าวจากสมการที่ (3-60) และถ้าความหนาแน่นของระบบสองวัฏภาคที่หาได้จาก

$$\rho_{\text{tp}} = [X_g / \rho_g + (1 - X_g) / \rho_l]^{-1} \quad (3-103)$$

จะได้

$$\Delta p_{\text{fr}} = \frac{2f_l \dot{m}^2}{d} \int_0^{z_b} \left[\frac{1}{\rho_l} + \left(\frac{1}{\rho_g} - \frac{1}{\rho_l} \right) \frac{X_{g \text{ out}} Z}{Z_b} \right] dz \quad (3-104)$$

ซึ่ง Z_b คือความยาวทั้งหมดของโซนการเดือด (Boiling Zone) ค่าคุณภาพไอด้านทางเข้าโซนเป็นศูนย์และทางออกของโซนเท่ากับ $X_{g \text{ out}}$ อินทิเกรตแล้วจะได้

$$\Delta p_{\text{fr}} = \frac{2f_l z_b}{d} \frac{\dot{m}^2}{\rho_l} \phi_{\text{lo m}}^2 \quad (3-105)$$

ซึ่ง

$$\phi_{\text{lo m}}^2 = 1 + \frac{1}{2} (\rho_l / \rho_g - 1) X_{g \text{ out}} \quad (3-106)$$

การคำนวณความดันสูญเสียเนื่องจากแรงโน้มถ่วงในระบบสองวัฏภาค (Two-Phase Gravitational Pressure Drop)

สำหรับการไหลในแนวนอน ΔP_{gr} มีค่าเป็นศูนย์ สำหรับการไหลในแนวตั้งของสมการ (3-100) จากสมมุติฐานในข้อที่ (2) และ (3) ในหัวข้อข้างต้น และจากการหาค่าความหนาแน่นของของผสมสองวัฏภาคจากสมการ (3-103) จะได้

$$\Delta p_{\text{gr}} = g \sin \theta \int \rho_{\text{tp}} dz \quad (3-107)$$

$$\Delta p_{\text{gr}} = \rho_l g \int_0^{z_b} \frac{dz}{1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \frac{X_{g \text{ out}} Z}{Z_b}} \quad (3-108)$$

อินทิเกรต

$$\Delta p_{gr} = \frac{g \rho_l z_b}{(\rho_l/\rho_g - 1) X_{g, out}} \ln \left[1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) X_{g, out} \right] \quad (3-109)$$

สมการนี้อาจใช้ได้กับการไหลขึ้นในแนวดิ่งของระบบสองวัฏภาคของตัวทำละลายชนิดต่างๆหากยังใช้ข้อสมมุติฐานข้างต้น

การคำนวณความดันสูญเสียเนื่องจากข้อต่อในระบบสองวัฏภาค (Two – Phase Pressure Drop in Pipe Fittings)

ในหัวข้อนี้กล่าวถึงวิธีการหาความดันสูญเสียในการไหลของระบบสองวัฏภาคในข้อต่อต่างๆของท่อ ซึ่งจำเป็นต้องใช้ในการขนถ่ายของผสมระหว่างของเหลวและไอที่ระเหย วิธีการใช้วิธีของสหสัมพันธ์ของ HTFS (HTFS Correlation) ดังนี้

$$\Delta p_{fitting} = (\pm) \left(|\Delta p_v| + c \sqrt{|\Delta p_l| |\Delta p_v| + |\Delta p_l|} \right) \quad (3-110)$$

ซึ่ง

$$c = c^* \left[S \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}} + \frac{1}{S} \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}} \right] \quad (3-111)$$

c^* คือค่าคงที่ที่ขึ้นอยู่กับชนิดของข้อต่อ (Fitting)

S^* คืออัตราส่วนสลลิป (Slip Ratio) จากวิธีการของ HTFS (ปกติเท่ากับ 1.0) ซึ่งขึ้นอยู่กับชนิดของข้อต่อ

$$\Delta p_v = \frac{1}{2} K_v \rho_v v_v^2 = K_v \frac{m^2}{2 \rho_v} \quad (3-112)$$

$$\Delta p_l = \frac{1}{2} K_l \rho_l v_l^2 = K_l \frac{m^2}{2 \rho_l} \quad (3-113)$$

K_v คือความต้านทานการไหลของ Fitting ในกรณีที่มีก๊าซไหลเพียงอย่างเดียว

K_l คือความต้านทานการไหลของ Fitting ในกรณีที่มีของไหลเพียงอย่างเดียว

การคำนวณความดันสูญเสียเนื่องจากความเร่งในระบบสองวัฏภาค
(Two-Phase Accelerational Pressure Drop in Boiling Zone)

จากสมการ (3-91) อินทิเกรตแล้วจะได้

$$\Delta p_{acc} = \dot{m}^2 \left[\frac{1}{\rho_{tpout}} - \frac{1}{\rho_{tpin}} \right] \quad (3-113)$$

และจากสมมติฐานของสมการ (3-102) พร้อมทั้งค่าคุณภาพไอน้ำเข้าเท่ากับศูนย์

$$\Delta p_{acc} = \frac{\dot{m}^2}{\rho_l} X_{gout} \left[\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right] \quad (3-114)$$

สมการนี้ใช้กับสมมติฐานการไหลแบบเนื้อเดียวเป็นเรื่องที่ธรรมดามากในทางปฏิบัติ เพราะความดันสูญเสียเนื่องจากความเร่งมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับอีกสามความดันสูญเสียข้างต้น เพราะว่าค่าของความหนาแน่นที่ใช้ในการคำนวณเทอมของแรงโน้มถ่วงนี้ไม่จำเป็นเหมือนกับ การใช้ค่าความหนาแน่นในการคำนวณอัตราการถ่ายเทโมเมนตัมต่อพื้นที่ ในตอนสุดท้ายของโซนการเดือด เนื่องจากรูปแบบการไหลมีความซับซ้อนมากกว่าที่จะสมมติการประมาณค่าเฉลี่ยของความเร็วเฉลี่ยของแต่ละวัฏภาค ยังไม่มีการวัดที่แม่นยำพอสำหรับอัตราการถ่ายเทโมเมนตัมต่อพื้นที่ ณ จุดทางออกของท่อ สมการที่ (3-114) ใช้ได้ดีไม่ว่าความสัมพันธ์ระหว่างคุณภาพไอน้ำและระยะทางจะเป็นเช่นไร

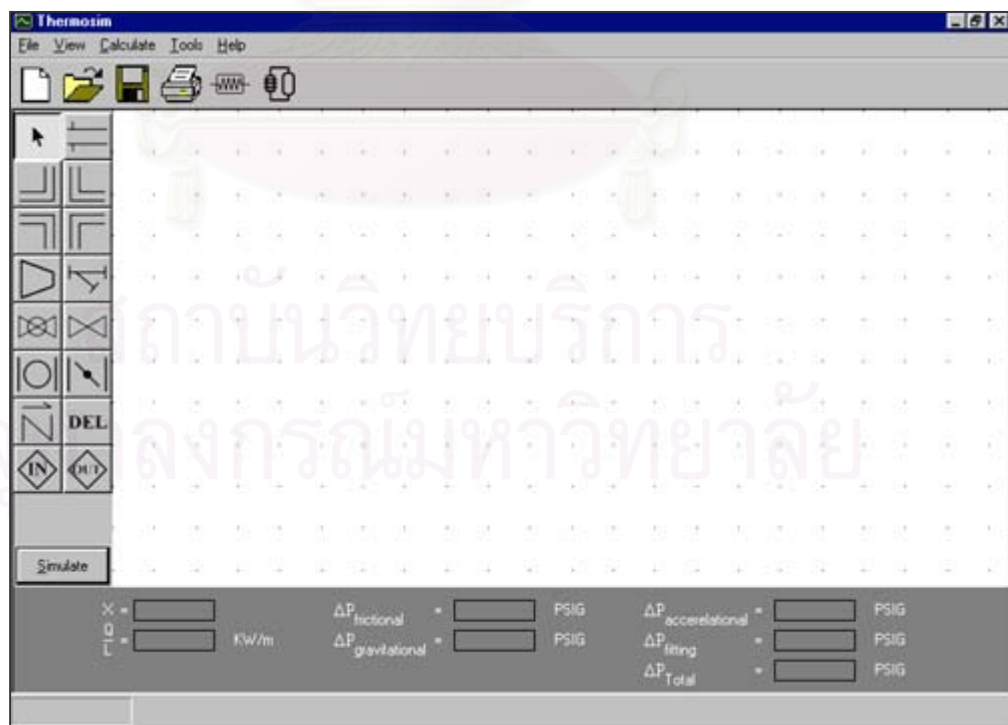
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปแบบและวิธีการใช้โปรแกรม

ในบทนี้เป็นการกล่าวถึงรูปแบบของโปรแกรมที่ได้พัฒนาขึ้น ซึ่งตัวโปรแกรมสามารถแบ่งได้เป็น 3 ส่วนใหญ่ๆ คือ หน้าจอหลัก เมนูบาร์หลัก และจอส่วนประกอบ (Component Screens)

4.1 หน้าจอหลัก (Main Screen)

หน้าจอหลักเป็นหน้าจอที่พบตอนเข้าโปรแกรมครั้งแรกและเป็นพื้นที่ที่ทำงานและสร้างรูปแบบ (Mode) ที่ต้องการ หน้าจอหลักแบ่งเป็นทั้งหมด 5 พื้นที่ ซึ่งแต่ละพื้นที่จะให้ข้อมูลหรือการเข้าสู่ฟังก์ชันของโปรแกรม พื้นที่เหล่านี้ได้แก่เมนูหลัก บาร์เครื่องมือ (Tool bar) กล่องส่วนประกอบ (component tool box) พื้นที่ทำงาน (canvas) พื้นที่ผลลัพธ์ของข้อมูล (Result Output area) รูปที่ 4.1 แสดงตำแหน่งต่างๆ ของพื้นที่ดังนี้



รูปที่ 4.1 แสดงหน้าจอหลัก

4.1.1 บาร์เครื่องมือ (Function Toolbar)

ฟังก์ชันบาร์เครื่องมือปรากฏระหว่างด้านบนของพื้นที่ทำงาน (Canvas) และอยู่ด้านล่างของเมนูหลัก (Main Menu Bar) บาร์เครื่องมือนี้ทำงานได้โดยการคลิกเมาส์ (mouse) ให้เริ่มทำงานประกอบด้วย เครื่องมือดังนี้

คลิก

ไปยัง



เป็นพื้นที่ทำงานใหม่



เป็นเพิ่มปฏิบัติงานที่บันทึกไว้



บันทึกเพิ่มปฏิบัติงานที่ต้องการเก็บไว้



ฟังก์ชันคำนวณพื้นที่ผิวของตัวทำระเหย



ฟังก์ชันคำนวณพื้นที่ผิวของแผงสร้างความดัน

4.1.2 กล่องส่วนประกอบ (Component toolbox)

กล่องส่วนประกอบเครื่องมือเป็นแถบเครื่องมือที่อยู่ตลอดทางด้านซ้ายของหน้าจอหลัก (Main Screen) เมื่อเข้าสู่โปรแกรมครั้งแรก เป็นเครื่องมือที่สามารถวางลั่วนประกอบต่างๆ ของระบบท่อบนพื้นที่ทำงาน โดยการคลิกที่ส่วนประกอบที่ต้องการก่อน จากนั้นก็คลิกลงบนพื้นที่ทำงาน (canvas) ประกอบด้วย icons ต่างๆ ดังนี้



ปุ่ม pointer เพื่อกลับสู่ตำแหน่งปกติ



ส่วนประกอบทางเข้า (Intel Component)



ส่วนประกอบข้องอ (Elbow Component)



ส่วนประกอบข้อลดหรือข้อขยาย (Reducer or Expander Component)



ส่วนประกอบตัวกรอง (Strainer Component)



ส่วนประกอบวาล์วโกลบ (Globe Valve Component)



ส่วนประกอบวาล์วเกต (Gate Valve Component)



ส่วนประกอบวาล์วบอล (Ball Valve Component)



ส่วนประกอบวาล์วผีเสื้อ (Butterfly Valve Component)



ส่วนประกอบวาล์วกันย้อน (Check Valve Component)



ตัวลบส่วนประกอบ (Delete Button)



ส่วนประกอบสถานะทางเข้า (Process Input Component)



ส่วนประกอบสถานะทางออก (Process Outlet Component)

สำหรับแนวท่อที่เชื่อมต่อระหว่างส่วนประกอบสามารถสร้างได้โดยการลาก (drag) เมาส์ จากส่วนประกอบหนึ่งไปยังอีกส่วนประกอบหนึ่ง

4.1.3 พื้นที่ทำงาน (Canvas)

พื้นที่ทำงานเป็นที่สำหรับสร้างรูปการไหลที่ต้องการ รูปแบบที่ต้องการประกอบด้วยส่วนประกอบ (Component) ที่ต้องการ สถานะทางเข้าที่ต้องการกำหนดและแนวท่อที่เชื่อมต่อระหว่างส่วนประกอบ (Component) ต่างๆ ในระบบท่อ

ส่วนประกอบต่างๆ ได้แก่ ท่อ, ข้อต่อ, วาล์ว ซึ่งล้วนมีผลต่อความดันและการไหลของระบบโปรแกรมนี้สามารถออกแบบระบบตามที่ต้องการ ส่วนประกอบต่างๆ สามารถใส่เข้าไปในพื้นที่ทำงานได้โดยใช้กล่องส่วนประกอบ (Component Toolbox) วิธีการคือเลือกส่วนประกอบของระบบที่ต้องการแล้วคลิกลงบนพื้นที่ทำงานที่ต้องการ หลังจากที่ได้เลือกส่วนประกอบของระบบครบแล้ว จึงเชื่อมต่อส่วนประกอบเหล่านั้นด้วยท่อตรง ทำได้โดยการคลิกลงบนส่วนประกอบก่อนหน้าแล้ว ลากเมาส์ (drag Mouse) ไปยังส่วนประกอบที่อยู่ด้านปลาย เมื่อทำจนครบทุกตัวก็จะได้รูปแบบที่ต้องการ ข้อสำคัญคือ ทุกๆ ระบบท่อต้องมีการวางส่วนประกอบสถานะทางเข้า (Process Inlet Component) และจุดสิ้นสุดของระบบ (Process Outlet Component) ทุกครั้ง

4.1.4 พื้นที่แสดงผลลัพธ์ของการคำนวณ (Result Output Area)

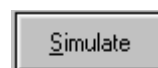
พื้นที่แสดงผลลัพธ์ของระบบท่อ จะแสดงผลลัพธ์ดังนี้

X	คุณภาพไอ (vapor quality) ณ จุดทางออก
Q/L	ความสูญเสียความร้อนต่อหนึ่งหน่วยความยาวท่อ มีหน่วยเป็น kw/m
$\Delta P_{\text{frictional}}$	ความดันสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานในท่อตรง (Frictional Pressure Drop) มีหน่วยเป็น psig

$\Delta P_{\text{gravitational}}$	ความดันสูญเสียเนื่องจากแรงโน้มถ่วง (Gravitational Pressure Drop) มีหน่วยเป็น psig
$\Delta P_{\text{accelerational}}$	ความดันสูญเสียเนื่องจากความเร่ง (Accelerational Pressure Drop) มีหน่วยเป็น psig
$\Delta P_{\text{fitting}}$	ความดันสูญเสียเนื่องจากข้อต่อ (Fitting Pressure Drop) มีหน่วยเป็น psig
ΔP_{total}	ความดันสูญเสียรวม (Total Pressure Drop) มีหน่วยเป็น psig

4.1.5 ปุ่มทำนาย (Simulate Button)

ปุ่มทำนาย (Simulate Button) วางอยู่มุมล่างด้านซ้ายของหน้าจอหลัง ใช้สำหรับเริ่มต้นการคำนวณหาความดันสูญเสียและความร้อนสูญเสีย



4.1.6 เมนูบาร์หลัก (Main Menu Bar)

เมนูบาร์หลักใช้ในการเข้าคำสั่งของโปรแกรมอีกทางหนึ่งและสามารถใช้ร่วมกับฟังก์ชันการทำงานอื่นๆ เมนูบาร์นี้เป็นแถบเครื่องมือที่วางในแนวขวางทางด้านบนของหน้าจอหลักแต่ละเมนูมีคำสั่งและฟังก์ชันหรือเครื่องมือต่างๆ ดังนี้

แฟ้ม (File)

New	ลบรูปแบบของระบบที่มีอยู่เดิม เพื่อเริ่มต้นทำงานใหม่
Open	เปิดแฟ้มปฏิบัติงานที่บันทึกเอาไว้
Save	บันทึกลงบนแฟ้มปฏิบัติงานที่เรียกจากชื่อแฟ้มเดิม
Save as	บันทึกแฟ้มปฏิบัติงานที่กำลังทำงานบนชื่อแฟ้มที่ต้องการ
Print	พิมพ์ผลลัพธ์ที่คำนวณ
Exit	ออกจากโปรแกรม

View

คุณสมบัติทางกายภาพของสารเย็นเยือก (Physical Properties) แสดงคุณสมบัติทางกายภาพโดยทั่วไปของสารเย็นเยือก

Calculate

คุณสมบัติสารเย็นเยือก (Cryogen Properties) คำนวณคุณสมบัติของสารเย็นเยือกโดยกำหนดสถานะของสารที่ต้องการเข้าไป โปรแกรมก็จะคำนวณคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ของสารเย็นเยือกออกมา

Tools

เครื่องมือเปลี่ยนหน่วย (US-Metric Conversion Unit) ใช้ในการเปลี่ยนหน่วยจากระบบอเมริกันเป็นระบบเมตริกส์

Helps

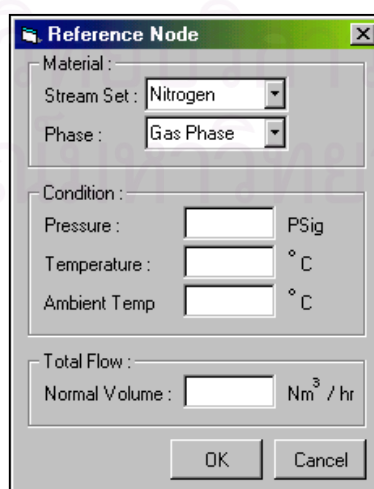
ข้อมูลก๊าซ (Gas Information) เครื่องมือที่อธิบายคุณสมบัติทั่วไปของสารเย็นเยือก

4.2 หน้าจอส่วนประกอบ (Component Screen)

ส่วนประกอบของหน้าจอส่วนประกอบ (Component Screen) มีหน้าจอย่อยดังนี้

4.2.1 หน้าจอของส่วนประกอบสถานะทางเข้า (Process Input Component Screen)

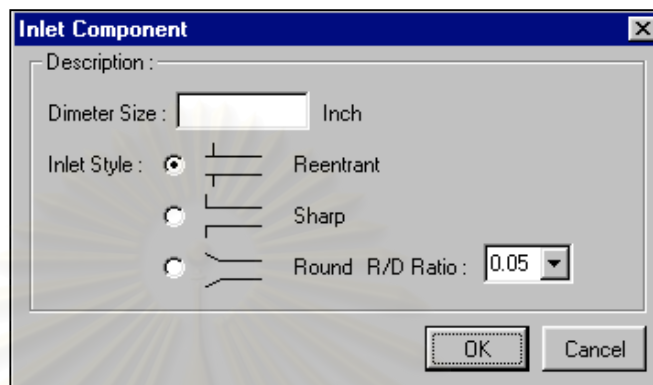
เป็นหน้าจอที่ใช้กำหนดสถานะทางเข้าของระบบท่อ โดยต้องกำหนดชนิดของสารเย็นเยือกที่ใช้กำหนดวัฏภาค ของระบบว่าเป็นแบบวัฏจักรภาคเดียวหรือ 2 ภาค กำหนดสถานะการใช้งานที่ความดัน อุณหภูมิ และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม เท่าไร และกำหนดอัตราการไหลของการไหล ดังรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 หน้าจอของส่วนประกอบสถานะทางเข้า

4.2.2 หน้าจอส่วนประกอบทางเข้า (Inlet Component Screen)

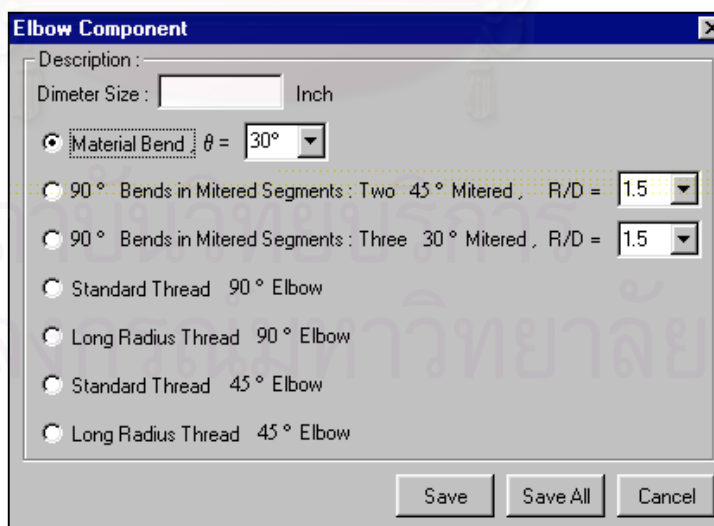
เลือกชนิดของทางเข้าว่าเป็นแบบใด พร้อมทั้งใส่ขนาดที่ใช้และข้อมูล R/D สำหรับทางเข้าที่เป็นแบบผายปากด้วย (Round Elbow) ดังรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.3 หน้าจอส่วนประกอบทางเข้า

4.2.3 หน้าจอส่วนประกอบข้ออ (Elbow Component Screen)

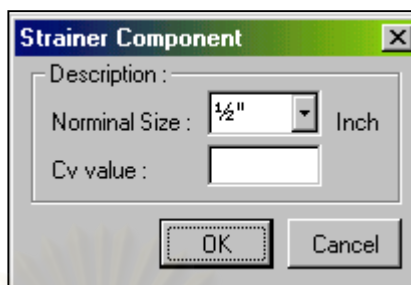
กำหนดขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางกลางด้านลดที่ใช้ กำหนดอัตราส่วนของเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อด้านเล็กด้านใหญ่ และเลือกชนิดของข้อลดที่ใช้ดังรูปที่ 4.4



รูปที่ 4.4 หน้าจอส่วนประกอบข้ออ

4.2.4 หน้าจอส่วนประกอบตัวกรอง (Strainer Component Screen)

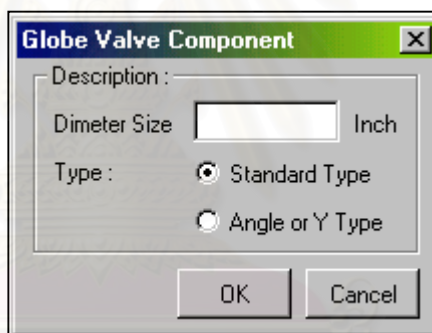
เลือกขนาดของตัวกรองที่ใช้ และกำหนดค่า Cv ดังรูปที่ 4.5



รูปที่ 4.5 หน้าจอส่วนประกอบตัวกรอง

4.2.5 หน้าจอส่วนประกอบวาล์วโกลบ (Globe Valve Component Screen)

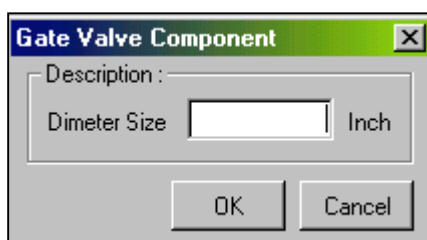
กำหนดขนาดของวาล์วโกลบที่ใช้ และเลือกชนิดวาล์ว ดังรูปที่ 4.6



รูปที่ 4.6 หน้าจอส่วนประกอบวาล์วโกลบ

4.2.6 หน้าจอของส่วนประกอบวาล์วเกต (Gate Valve Component Screen)

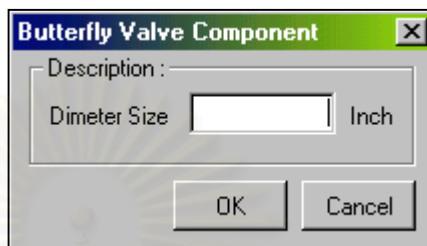
กำหนดขนาดของวาล์วเกตที่ใช้ ดังรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.7 หน้าจอส่วนประกอบวาล์วเกต

4.2.7 หน้าจอของส่วนประกอบวาล์วผีเสื้อ(Butterfly Valve Component Screen)

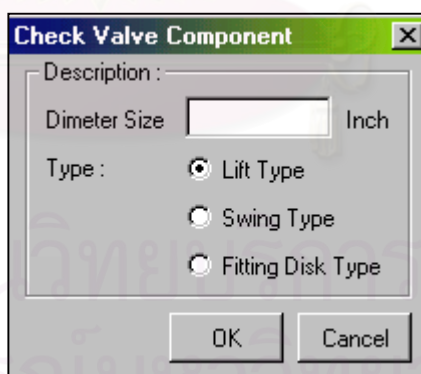
กำหนดขนาดของวาล์วผีเสื้อที่ได้ ดังรูปที่4.8



รูปที่ 4.8 หน้าจอส่วนประกอบวาล์วผีเสื้อ

4.2.8 หน้าจอส่วนประกอบวาล์วกันย้อน (Check Valve Component Screen)

กำหนดขนาดของวาล์วกันย้อนที่ต้องการ ดังรูปที่4.9



รูปที่ 4.9 หน้าจอส่วนประกอบวาล์วกันย้อน

4.3) หน้าจอของบาร์เครื่องมือ Function Toolbar Screen)

4.3.1 หน้าจอของตัวทำระเหย (Vaporizer Screen)

หน้าจอนี้ที่ใช้ในการคำนวณหารพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนของตัวทำระเหยโดยต้องเลือกชนิดของครีปที่ใช้ว่าเป็นวัสดุแบบใด มีลักษณะของครีปอย่างไร หรือสามารถกำหนดค่าของครีปที่ได้ โดยคลิกปุ่ม Customize หลังจากนั้นก็ให้กำหนดชนิดและสภาวะของก๊าซที่ใช้งานว่าเป็นแบบใด ดังรูปที่ 4.10 เมื่อใส่ข้อมูลต่างๆครบให้กดปุ่มทำนาย(simulate) ผลการคำนวณจะมีขึ้นเป็นหน้าจอ3หน้าจอดังรูปที่ 4.11 ,4.12,4.13ซึ่งทั้งสามหน้าจอคือหน้าจอขึ้นที่บริเวณพื้นที่ผิวของโซนของเหลวยิ่งยวด (Subcooled Zone) โซนการเดือด (Boiling Zone) และโซนได้ยิ่งยวด (Superinsulated Zone)

The screenshot shows the 'Vaporizer' dialog box with the following fields and values:

- Fin Spec:**
 - Material: Aluminium
 - Manufacturer Model: (empty)
 - Tube Inside Diameter (mm): (empty)
 - Tube Outside Diameter (mm): (empty)
 - Length of Tip-To-Tip (mm): (empty)
 - Length of Fin Per Extrusion (M): (empty)
 - Number of Fin Per Extrusion: (empty)
- Buttons:** Customize, Default
- Process Condition:**
 - Substance: Argon
 - Flow Rate (Nm³ / hr): (empty)
 - Input Pressure (BARG): (empty)
 - Ambient Temperature (K): (empty)
 - Total Run Time: Continuous
- Buttons:** Simulate, Cancel

รูปที่ 4.10 หน้าจอการป้อนข้อมูลให้ตัวทำระเหย

Subcooled Zone

\dot{M}	<input type="text"/>	η_f	<input type="text"/>
$h_{out\ zone}$	<input type="text"/>	A_h	<input type="text"/>
$h_{in\ zone}$	<input type="text"/>	\dot{m}	<input type="text"/>
Q	<input type="text"/>	R_{ef}	<input type="text"/>
ΔT_{lm}	<input type="text"/>	P_{rf}	<input type="text"/>
$R_{r\ air}$	<input type="text"/>	α_v	<input type="text"/>
$P_{r\ air}$	<input type="text"/>	U_h	<input type="text"/>
F_p	<input type="text"/>	$U_{Subcooled}$	<input type="text"/>
α_h	<input type="text"/>	$A_{Subcooled}$	<input type="text"/>
m	<input type="text"/>	Pressure Drop In Zone	<input type="text"/> Psig

รูปภาพที่ 4.11 หน้าจอแสดงผลการคำนวณช่วง Subcooled

Boiling Zone

h_{fg}	<input type="text"/>	Kcal/Kg									
α_{lo}	<input type="text"/>	W/m ² K									
$x =$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
X_{tti}	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	
F_i	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	
F_{oi}	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	
α_{hxi}	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	W/m ² K
Re_{tpi}	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	
S_i	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	
ϕ_{nbi}	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	
θ_{bi} (K)	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	
α_{nbi}	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	W/m ² K
α_{bi}	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	W/m ² K
q_i	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	W/m ² K
U_i	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	W/m ² K
A_i	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	m ²
$A_{Boiling}$	<input type="text"/>	m ²									
											Pressure Drop <input type="text"/> Psig

รูปที่ 4.12 หน้าจอแสดงผลการคำนวณช่วง Boiling

รูปที่ 4.13 หน้าจอแสดงผลการคำนวณช่วง Superheated

4.3.2 หน้าจอของแผงสร้างความดัน(Pressure Build –Up (oil Screen))

หน้าจอนี้ใช้ในการคำนวณพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนของแผงสร้างความดันโดยการเลือกชนิดของครีบที่ใช้ว่าเป็นวัสดุแบบใด มีลักษณะขนาดของครีบอย่างไร หรือจะกำหนดค่าของครีบเองก็ได้ โดยคลิกที่ปุ่ม Customize หลังจากนั้นก็ให้กำหนดชนิดและสภาวะของก๊าซที่ใช้งานเป็นแบบใด ดังรูปที่ 4.14 เมื่อใส่ข้อมูลต่างๆ ครบกดปุ่มทำนาย(simulate) ผลการคำนวณจะมีขึ้นมาเป็น 2 หน้าจอดังรูปที่ 4.12,4.13 ซึ่งหน้าจอทั้งสองมีความหมายคือ หน้าจอพื้นที่ผิวของโซนเดือด (Boiling Zone)และโซนไอน้ำยิ่งยวด(Superheated Zone)

รูปภาพที่ 4.14 หน้าจอการป้อนข้อมูลให้แผงสร้างความดัน

บทที่ 5

ผลการคำนวณและวิเคราะห์ผล

โปรแกรม Thermosim นี้เขียนโดยโปรแกรม Visual Basic เพื่อจุดประสงค์ในการออกแบบระบบสถานีจ่ายก๊าซของสารเย็นเยือก เพื่อทำการทดสอบการใช้งานและนำค่าที่ได้จากโปรแกรมไปเปรียบเทียบกับค่าจริงที่วัดได้ ซึ่งจะเป็นการทดสอบความน่าเชื่อถือของโปรแกรมที่พัฒนาขึ้น โดยในที่นี่มีขั้นตอนการดำเนินงานทั้งหมด 6 ขั้นตอน ดังนี้

1. จากกลุ่มตัวอย่างของ ไนโตรเจน 4 ตัวอย่าง ออกซิเจน 4 ตัวอย่าง และอาร์กอน 5 ตัวอย่าง นำพื้นที่ผิวของตัวทำระเหยที่คำนวณจากโปรแกรมมาเปรียบเทียบกับข้อมูลพื้นที่ผิวที่ใช้งานจริงของระบบที่จัดสร้างขึ้น
2. จากกลุ่มตัวอย่างของ ไนโตรเจน 4 ตัวอย่าง ออกซิเจน 4 ตัวอย่าง และอาร์กอน 5 ตัวอย่าง นำพื้นที่ผิวของแผงสร้างความดัน ที่คำนวณจากโปรแกรมมาเปรียบเทียบกับพื้นที่ผิวที่ใช้งานจริงของระบบที่จัดสร้างขึ้น
3. ผลการคำนวณพื้นที่ของตัวทำระเหยมาเปรียบเทียบกับข้อมูลของผู้ผลิตในสภาวะการใช้งานเดียวกัน เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม
4. จากกรณีศึกษา 5 กรณี นำความดันสูญเสียในท่อที่วัดได้เปรียบเทียบกับความดันสูญเสียในท่อที่คำนวณจากโปรแกรมที่คำนึงถึงความร้อนสูญเสีย และไม่คำนึงถึงความร้อนสูญเสีย
5. ใช้โปรแกรมในการทำนายค่าคุณภาพไอของท่อจากความดันที่วัดได้จริงเปรียบเทียบกับค่าคุณภาพไอของท่อจากความดันที่ใช้โปรแกรมทำนาย
6. ใช้โปรแกรมในการคำนวณค่าปริมาณความร้อนสูญเสียต่อหนึ่งหน่วยความยาวท่อ (Q/L) จากค่าคุณภาพไอที่ทำนาย เปรียบเทียบกับค่า (Q/L) จากค่าคุณภาพไอจริงที่คำนวณจากความดันสูญเสียจริงที่ใช้โปรแกรมทำนาย

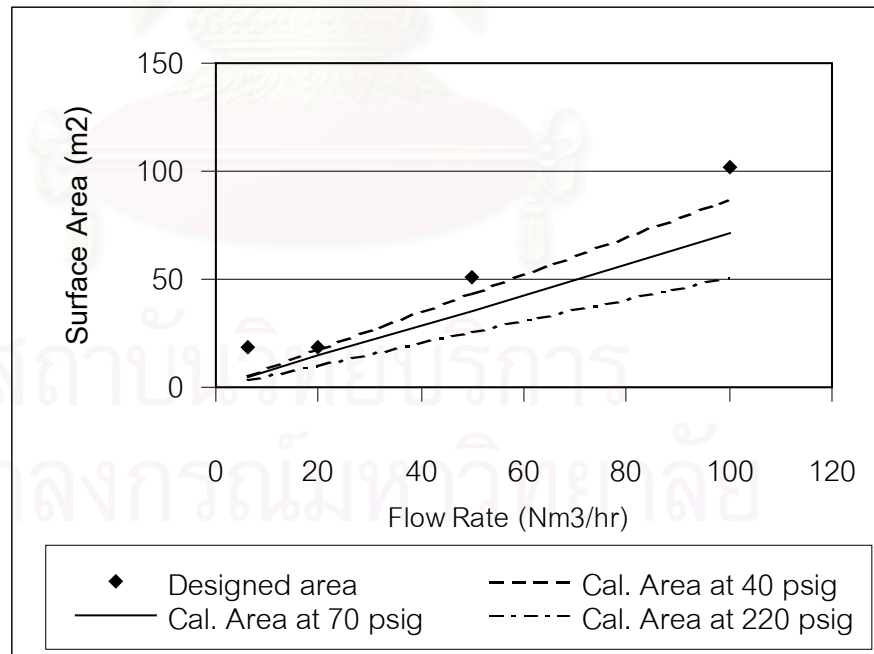
5.1 กลุ่มตัวอย่างเพื่อการคำนวณพื้นที่ผิวของตัวทำระเหยและแผงสร้างความดัน

5.1.1 กลุ่มตัวอย่างของไนโตรเจนมีจำนวน 4 ตัวอย่าง โดยมีสภาวะการใช้งาน ดังนี้ มีช่วงอัตราการไหลระหว่าง 0-100 Nm³/hr มีการใช้งานเป็นแบบต่อเนื่อง ซึ่งมีค่าของความดันใช้งานอยู่ระหว่าง 70 – 130 psig

5.1.2 กลุ่มตัวอย่างของออกซิเจนมีจำนวน 4 ตัวอย่าง โดยมีสภาวะการใช้งาน ดังนี้ มีช่วงอัตราการไหลระหว่าง 70-220 Nm³/hr การใช้งานเป็นแบบต่อเนื่อง ซึ่งมีค่าของความดันใช้งานอยู่ระหว่าง 50 – 250 psig

5.1.3 กลุ่มตัวอย่างของอาร์กอนมีจำนวน 5 ตัวอย่าง โดยมีสภาวะการใช้งาน ดังนี้ มีช่วงอัตราการไหลระหว่าง 70-220 Nm³/hr มีการใช้งานเป็นแบบไม่ต่อเนื่อง 8 ชั่วโมงต่อวัน และมีค่าความดันใช้งานอยู่ระหว่าง 120 – 140 psig

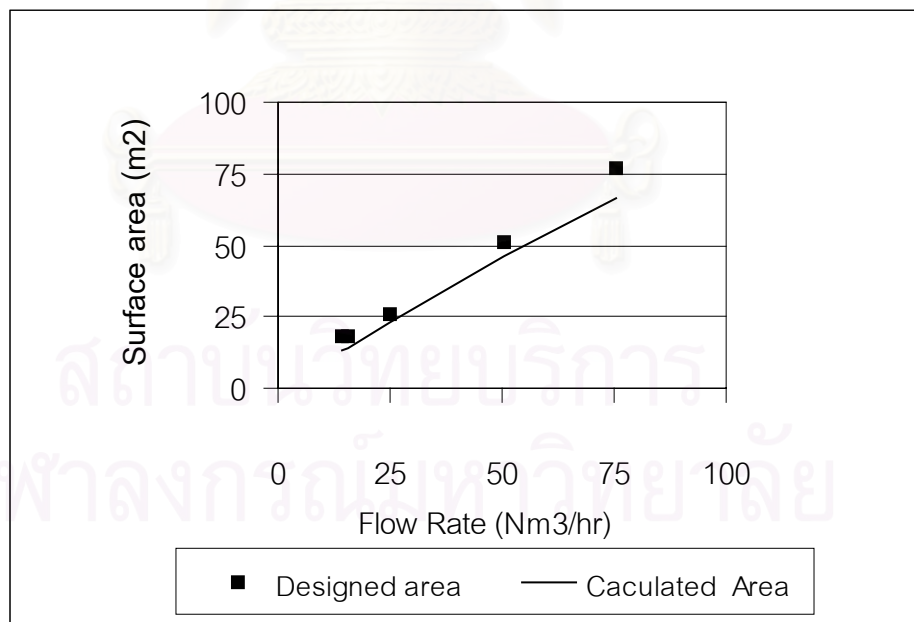
5.2 ผลการคำนวณพื้นที่ผิวของตัวทำระเหย



รูปที่ 5.1 พื้นที่ผิวตัวทำระเหยสำหรับไนโตรเจนอัตราการไหล 0-100 Nm³/hr

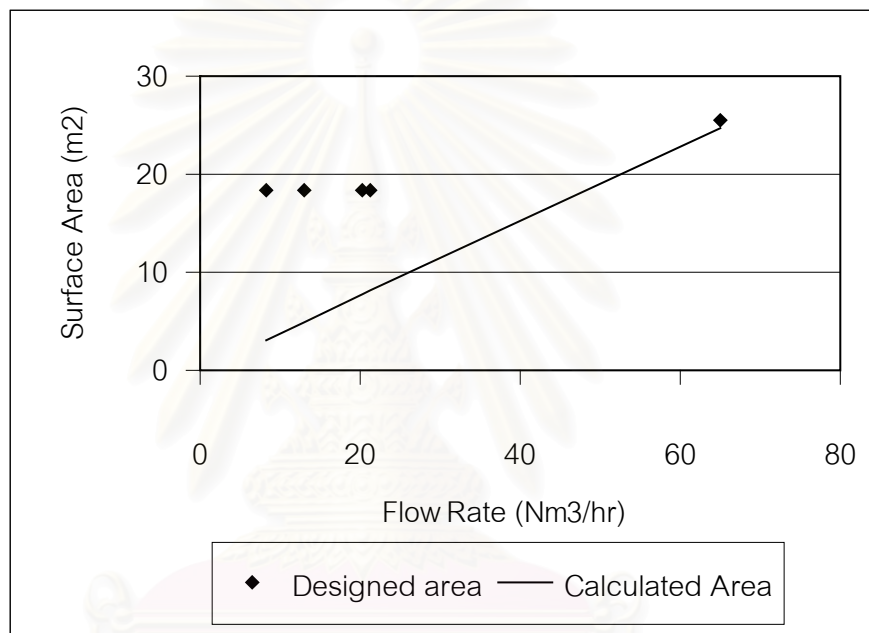
จากการผลการคำนวณพื้นที่ผิวของการถ่ายเทความร้อนที่ความดันต่างๆ ได้แก่ 40psig 70 psig และ 220 psig จากรูป 5.1 พบว่าพื้นที่ผิวจะลดลงเมื่อความดันเพิ่มขึ้น ณ อัตราการไหลที่เท่ากันนั้น เนื่องจากความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอลดลงเมื่อความดันเพิ่มขึ้น จึงทำให้ความร้อนที่ต้องใช้ในการถ่ายเทลดลงด้วยเป็นผลทำให้พื้นที่ที่ต้องใช้ในการถ่ายเทลดลง ดังนั้นในกรณีสารเย็นเยือกชนิดอื่นจึงเป็นทำนองเดียวกัน

ผลการคำนวณพื้นที่ผิวตัวทำระเหยจากรูปที่ 5.1 นั้นแสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการเชิงมวลของไนโตรเจนที่แปรผันโดยตรงกับพื้นที่ผิวของการถ่ายเทความร้อนในกรณีที่สามารถใช้งานที่ความดันที่ 70 psig และเป็นการใช้งานแบบต่อเนื่อง พบว่ามีค่าความแตกต่างจากพื้นที่ใช้งานจริงกับพื้นที่ที่คำนวณได้จากโปรแกรมอยู่ที่ 33.27% เนื่องจากการเลือกขนาดของตัวทำระเหยโดยมากจะเลือกให้มีขนาดใหญ่กว่าที่คำนวณได้ประมาณ 50-100% ในทางปฏิบัติและอีกสาเหตุหนึ่งก็คือขนาดมาตรฐานของตัวทำระเหยที่ทางผู้ผลิตได้กำหนดไว้เป็นมาตรฐานไว้แล้ว ผู้ออกแบบจึงจำเป็นต้องเลือกขนาดที่ใหญ่กว่าที่กำหนดไว้



รูปที่ 5.2 พื้นที่ผิวตัวทำระเหยสำหรับออกซิเจนอัตราการไหล 0-80 Nm³/hr

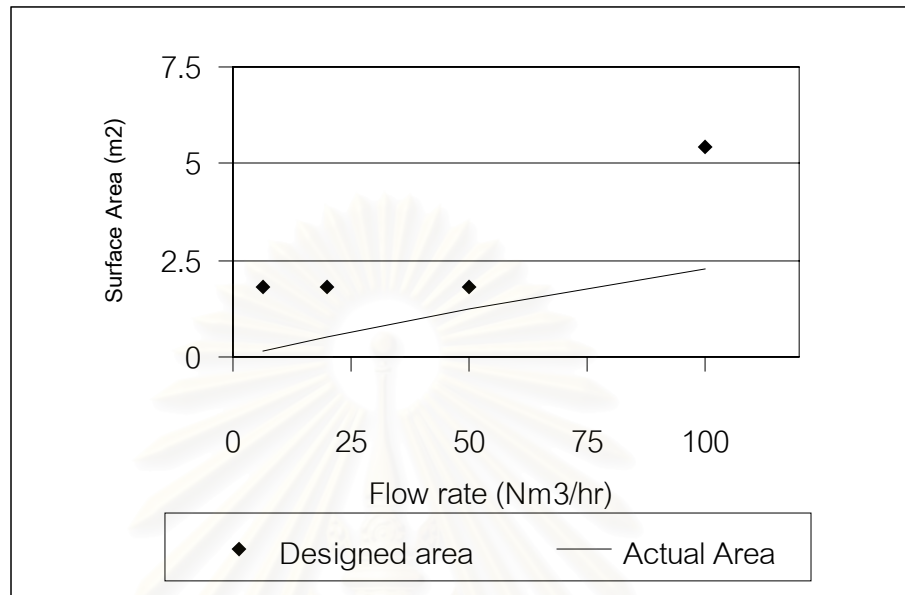
ในการทำงานเดียวกันผลการคำนวณพื้นที่ผิวตัวทำระเหยจากรูปที่ 5.2 นั้นแสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของออกซิเจนที่แปรผันโดยตรงกับพื้นที่ผิวของการถ่ายเทเช่นกัน ภายใต้สภาวะการทำงานที่ความดันระหว่าง 70-220 psig และเป็นการใช้งานแบบต่อเนื่องมีค่าความแตกต่างจากพื้นที่ใช้งานจริงกับพื้นที่ที่คำนวณได้จากโปรแกรมอยู่ที่ 16.90% ส่วนสาเหตุของค่าความแตกต่างนี้เนื่องจากผู้ออกแบบเลือกขนาดของตัวทำระเหยที่ over design เพื่อความมั่นใจในการใช้งานและอีกสาเหตุคือข้อจำกัดของรุ่นของตัวทำระเหยที่มีให้เลือก



รูปที่ 5.3 พื้นที่ผิวตัวทำระเหยสำหรับอาร์กอนอัตราการไหล 0-65 Nm³/hr

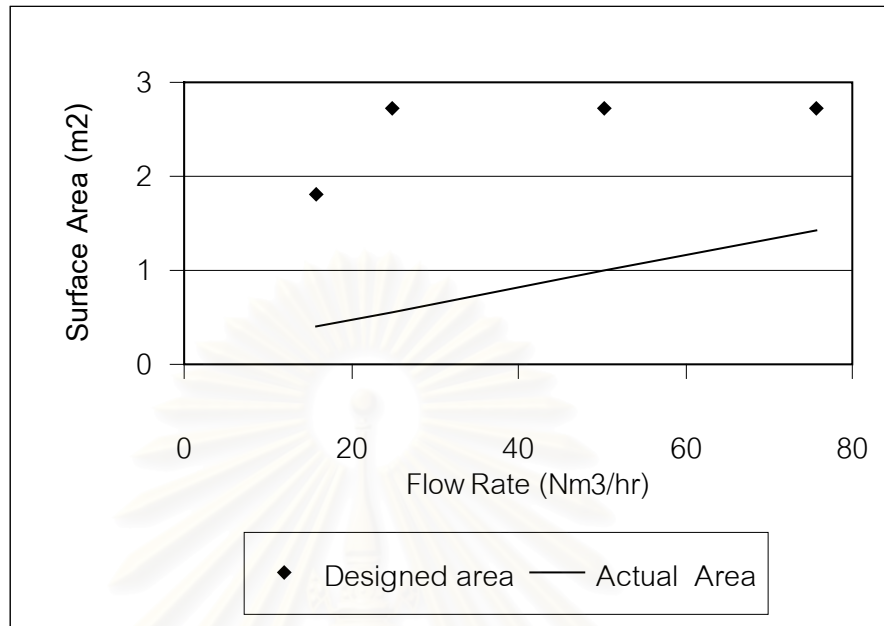
สำหรับอาร์กอนผลการคำนวณพื้นที่ผิวตัวทำระเหยจากรูปที่ 5.3 จะพบว่าจากการคำนวณความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของอาร์กอนกับพื้นที่ผิวของการถ่ายเทความร้อนนั้นเป็นความสัมพันธ์แบบเชิงเส้นเช่นเดียวกับไนโตรเจนและออกซิเจนดังในรูปที่ 5.2 และ 5.3 ตามลำดับ ในกรณีที่สภาวะการทำงานที่ความดันระหว่าง 120-140 psig และเป็นการใช้งานแบบไม่ต่อเนื่องที่ 8 ชั่วโมงต่อวัน โดยพบว่ามีค่าความแตกต่างจากพื้นที่ใช้งานจริงกับพื้นที่ที่คำนวณได้จากโปรแกรมอยู่ที่ 53.72% จากรูปที่ 5.3 จะเห็นได้ว่าพื้นที่ผิวที่ออกแบบหรือที่ใช้งานจริงในช่วงอัตราการไหลระหว่าง 0-65 Nm³/hr มีเพียงสองขนาดคือ 18.31 m² และ 25.56 m² จากข้อจำกัดดังกล่าวจึงทำให้เกิดความแตกต่างค่อนข้างมาก

5.3 ผลการคำนวณพื้นที่ผิวของแผงสร้างความดัน



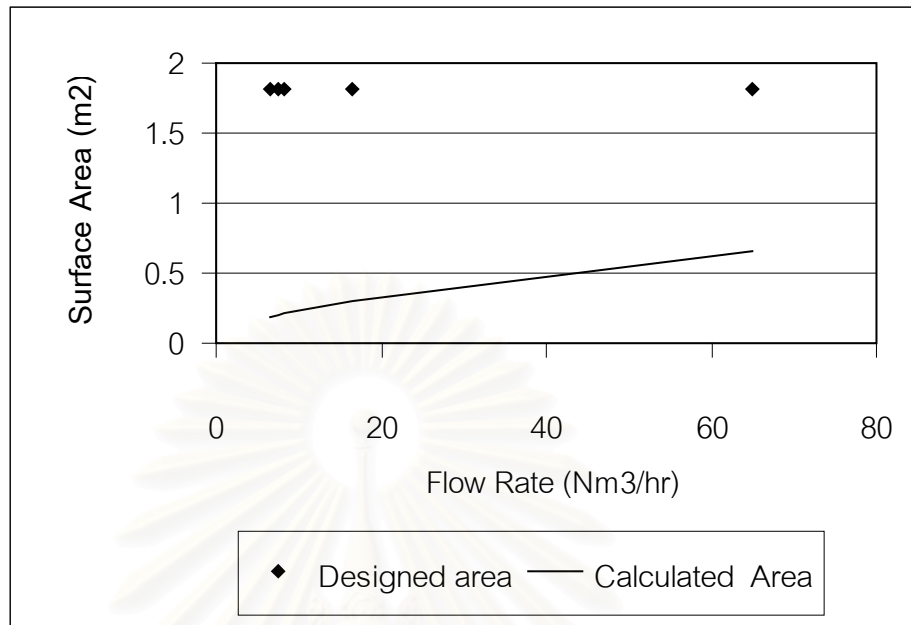
รูปที่ 5.4 พื้นที่ผิวของแผงสร้างความดันสำหรับไนโตรเจนอัตราการไหล 0-100 Nm³/hr

ในกรณีการคำนวณพื้นที่ผิวแผงสร้างความดันที่ได้แสดงไว้ในรูปที่ 5.4 นั้นแสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการเชิงมวลของไนโตรเจนที่แปรผันโดยตรงกับพื้นที่ผิวของการถ่ายเทความร้อนในกรณีที่สภาวะการใช้งานที่ความดันระหว่าง 70-130 psig ภายใต้การใช้งานแบบต่อเนื่อง เมื่อวิเคราะห์ผลพบว่าค่าที่คำนวณได้แตกต่างจากค่าที่ใช้จริงอยู่ที่ 78.15% สาเหตุที่ทำให้ค่าความแตกต่างค่อนข้างมากเพราะว่าในช่วงอัตราการไหลระหว่าง 0-100 Nm³/hr ขนาดของแผงสร้างความดันในช่วงอัตราการไหลนี้มีขนาดมาตรฐานเพียงสองขนาดคือขนาด 1.81 และขนาด 5.43 m² ที่มีเพียงสองขนาดนั้น เนื่องจากในทางปฏิบัติไม่สามารถทำขนาดของแผงสร้างความดันให้เล็กกว่า 1.81 m² ได้เพราะเหตุผลทางวิศวกรรมและทางเศรษฐศาสตร์



รูปที่ 5.5 พื้นที่ผิวแผงสร้างความดันสำหรับออกซิเจนอัตราการไหล 0-80 Nm³/hr

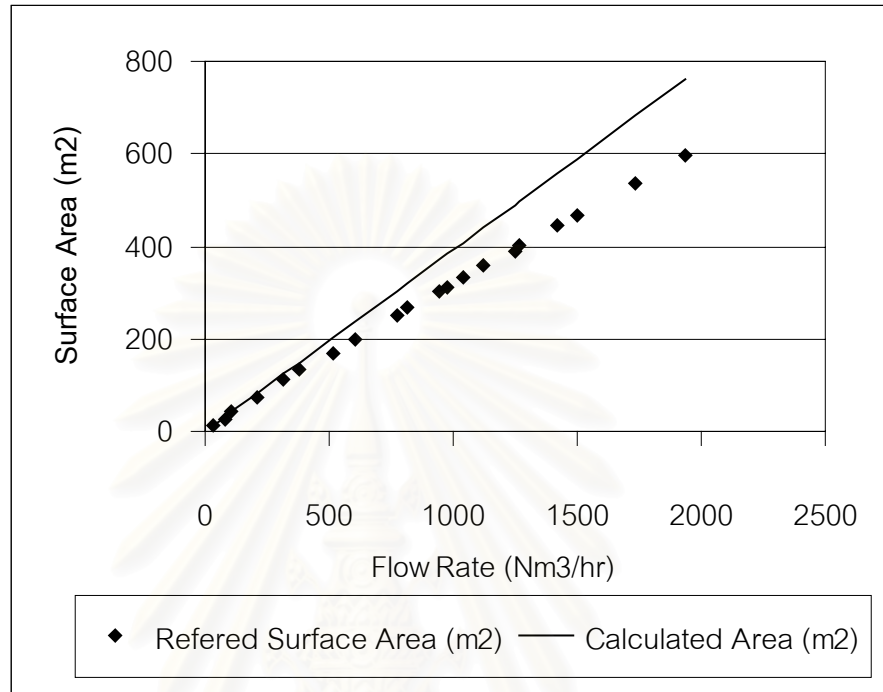
ทำนองเดียวกันกับผลการคำนวณพื้นที่ผิวแผงสร้างความดันจากรูปที่ 5.5 นั้นแสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการเชิงมวลของออกซิเจนที่แปรผันโดยตรงกับพื้นที่ผิวของการถ่ายเทความร้อน ในกรณีที่สภาวะการใช้งานที่ความดันระหว่าง 70-220 psig และเป็นการใช้งานแบบต่อเนื่อง จากการเปรียบเทียบค่าความแตกต่างจากพื้นที่ใช้งานจริงกับพื้นที่ที่คำนวณได้จากโปรแกรมอยู่ที่ 51.58% สาเหตุที่ทำให้ค่าความแตกต่างค่อนข้างมากเพราะข้อจำกัดของแผงสร้างความดันที่ใช้งานจริงในช่วงอัตราการไหลนี้มีขนาดมาตรฐานเพียงสองขนาดคือ 1.81 m² และ 2.72 m² ตามลำดับ



รูปที่ 5.6 พื้นที่ผิวแผงสร้างความดันสำหรับอาร์กอนอัตราการไหล 0-65 Nm³/hr

สำหรับอาร์กอนผลการคำนวณพื้นที่ของแผงสร้างความดันจากรูปที่ 5.6 นั้นแสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของอาร์กอนที่แปรผันกับพื้นที่ผิวของการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการคำนวณนั้นเหมือนกับกรณีของไนโตรเจนและออกซิเจน โดยมีสภาวะการทำงานอยู่ที่ความดันระหว่าง 120-140 psig และเป็นการใช้งานแบบไม่ต่อเนื่องที่ 8 ชั่วโมงต่อวัน โดยพบว่ามีค่าความแตกต่างจากพื้นที่ใช้งานจริงกับพื้นที่ที่คำนวณได้จากโปรแกรมอยู่ที่ถึง 83.67% เนื่องจากในช่วงอัตราการไหลระหว่าง 0-65 Nm³/hr ดังกล่าว แผงสร้างความดันที่ใช้งานมีเพียงขนาดมาตรฐานเพียงขนาดเดียวคือ 1.81 m²

5.4 ผลการเปรียบเทียบการคำนวณกับข้อมูลผู้ผลิต

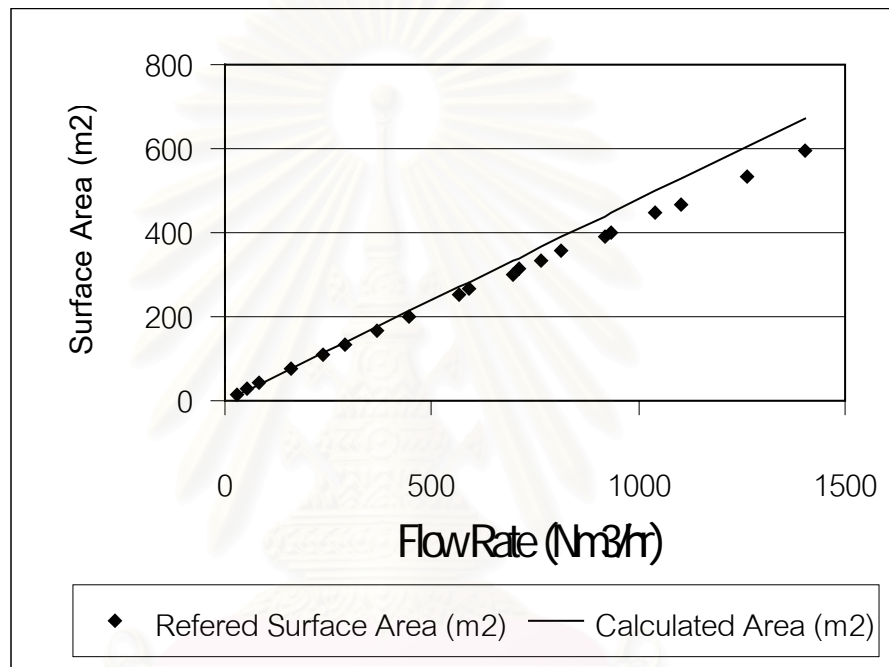


รูปที่ 5.7 พื้นที่ผิวของตัวทำระเหยสำหรับออกซิเจนอัตราการไหล 36-1935 Nm³/hr ที่การใช้งาน 8 ชั่วโมงต่อวัน

เนื่องจากการเปรียบเทียบค่าที่ได้จากการวัดจริงมีข้อจำกัดของช่วงอัตราการไหลที่ค่อนข้างแคบและขนาดของตัวทำระเหยที่ใช้จริงมีอยู่เพียงไม่กี่ขนาดในช่วงอัตราการไหลดังกล่าว ดังนั้นเพื่อความน่าเชื่อถือและความถูกต้องของโปรแกรมจึงนำค่าที่ได้จากการคำนวณของโปรแกรมไปเปรียบเทียบกับข้อมูลของผู้ผลิตในช่วงอัตราการไหลภายใต้สภาวะการใช้งานต่างๆ กันดังนี้

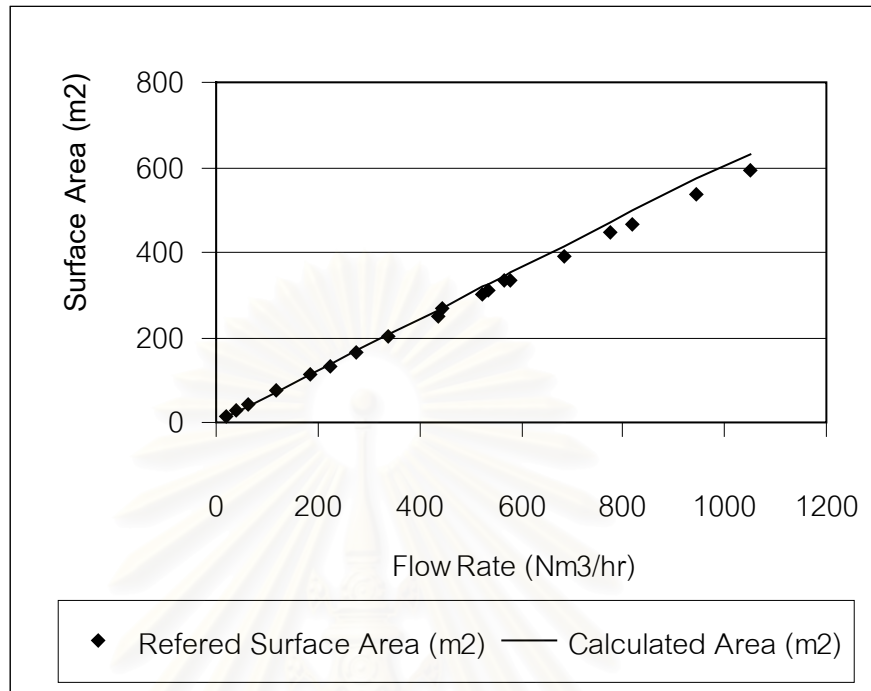
ผลการคำนวณพื้นที่ผิวตัวทำระเหยจากรูปที่ 5.7 นั้นแสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการเชิงมวลของออกซิเจนที่แปรผันโดยตรงกับพื้นที่ผิวของการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการคำนวณ ภายใต้สภาวะการใช้งานที่ความดัน 150 psig และเป็นการใช้งานแบบไม่ต่อเนื่องที่ 8 ชั่วโมงต่อวัน โดยช่วงการใช้งานของออกซิเจนที่มีอัตราการไหลระหว่าง 36-1935 Nm³/hr นั้นมีค่าความแตกต่างจากพื้นที่ผิวจากข้อมูลของผู้ผลิตกับพื้นที่ที่คำนวณได้จากโปรแกรมอยู่ที่ 18.67%

สาเหตุสำคัญที่ได้จากผู้ผลิตน้อยกว่าค่าที่คำนวณจากโปรแกรมหรือ Underdesign นั้น เพราะค่า Safety Factor ที่ใช้มีค่าน้อยกว่าค่า Safety Factor ในโปรแกรม แต่อย่างไรก็ตามค่า Safety Factor ที่ใช้จริงในการออกแบบนั้นสามารถ Over Design ได้ถึง 50-100% ดังในรูปที่ 5.3 ดังนั้นจึงเป็นความแตกต่างที่ยอมรับได้ในทางปฏิบัติ



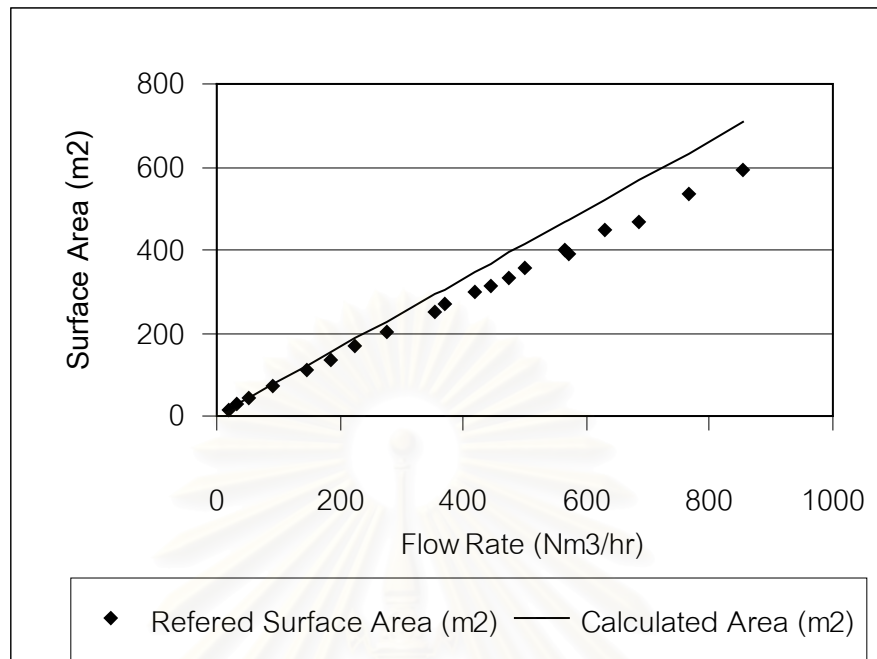
รูปที่ 5.8 พื้นที่ผิวของตัวทำระเหยสำหรับออกซิเจนอัตราการไหล 28-1405 Nm³/hr ที่การใช้งานต่อเนื่อง 1 วัน

ส่วนผลการคำนวณพื้นที่ผิวตัวทำระเหยจากรูปที่ 5.8 นั้นแสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการเชิงมวลของออกซิเจนที่แปรผันโดยตรงกับพื้นที่ผิวของการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการคำนวณ เช่นเดียวกันความสัมพันธ์ที่ได้จากข้อมูลผู้ผลิตก็มีแนวโน้มที่เหมือนกัน ภายใต้สภาวะการใช้งานที่ความดัน 150 psig และเป็นการใช้งานแบบต่อเนื่องเป็นระยะเวลา 1 วัน ในช่วงการใช้งานของออกซิเจนที่มีอัตราการไหลระหว่าง 28-1405 Nm³/hr มีค่าความแตกต่างจากพื้นที่ผิวจากข้อมูลของผู้ผลิตกับพื้นที่ที่คำนวณได้จากโปรแกรมอยู่ที่ 6.59%



รูปที่ 5.9 พื้นที่ผิวของตัวทำระเหยสำหรับออกซิเจนอัตราการไหล 21-1050 Nm³/hr ที่การใช้งานต่อเนื่อง 3 วัน

ส่วนผลการคำนวณที่ภายใต้สภาวะที่ความดัน 150 psig และเป็นการใช้งานแบบต่อเนื่องเป็นระยะเวลา 3 วัน ช่วงการใช้งานของออกซิเจนระหว่าง 21-1050 Nm³/hr ก็เช่นกันดังรูปที่ 5.9 แสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของออกซิเจนที่แปรผันโดยตรงกับพื้นที่ผิวของการถ่ายเทความร้อนจากการคำนวณ มีค่าความแตกต่างที่ใกล้เคียงระหว่างพื้นที่ผิวจากข้อมูลของผู้ผลิตกับพื้นที่ที่คำนวณได้จากโปรแกรมอยู่ที่ 1.45%



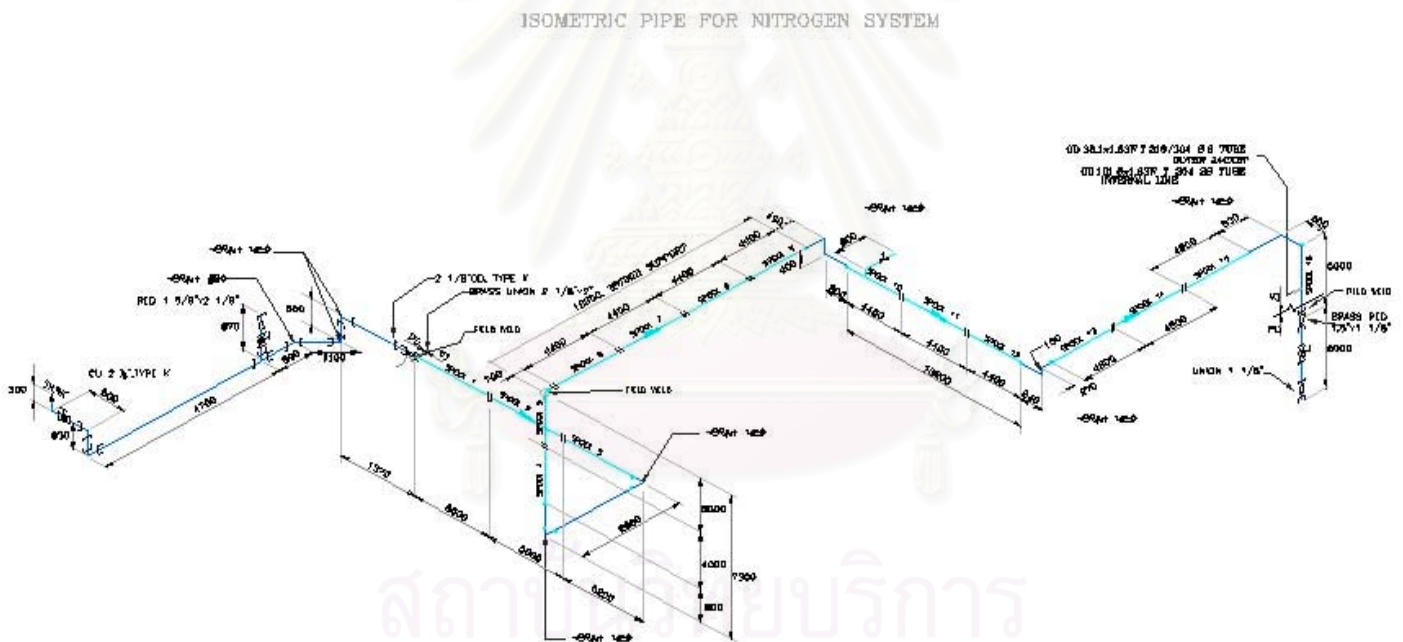
รูปที่ 5.10 พื้นที่ผิวของตัวทำระเหยสำหรับออกซิเจนอัตราการไหล 18-855 Nm³/hr ที่การใช้งานต่อเนื่อง 7 วัน

จากข้อมูลของผู้ผลิตการใช้งานที่ต่อเนื่องที่มากที่สุดคือ 7 วัน ผลการคำนวณพื้นที่ผิวตัวทำระเหยจากรูปที่ 5.10 นั้นแสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ในการทำงานในเงื่อนไขของเวลาอื่นดังรูปที่ 5.7 5.8 และ 5.9 อัตราการเชิงมวลของออกซิเจนที่แปรผันโดยตรงกับพื้นที่ผิวของการถ่ายเทความร้อนภายใต้สภาวะการใช้งานที่ความดัน 150psig มีช่วงการใช้งานของออกซิเจนที่มีอัตราการไหลระหว่าง 18-855 Nm³/hr พบว่ามีค่าความแตกต่างจากพื้นที่ผิวจากข้อมูลของผู้ผลิตกับพื้นที่ที่คำนวณได้จากโปรแกรมอยู่ที่ 14.25% เนื่องจาก Safety Factor ที่ผู้ผลิตใช้น้อยกว่าค่าที่ใช้โปรแกรม เช่นเดียวกับในกรณีการใช้งานที่ 8 ชั่วโมง หรือ รูปที่ 5.7

จากการเปรียบเทียบผลการคำนวณกับข้อมูลของผู้ผลิตสรุปได้ว่าช่วงอัตราการไหลของออกซิเจนระหว่าง 36-855 Nm³/hr ไม่ว่าจะเป็นการใช้งานต่อเนื่องหรือไม่ต่อเนื่องมีค่าความแตกต่างไม่เกิน 18.67% ซึ่งเป็นค่าที่ยอมรับได้ในทางปฏิบัติหรือการออกแบบเพื่อนำไปใช้งานจริง

กรณีที่ 2

เป็นโรงงานผลิตชิ้นส่วนไก่แช่แข็งโรงงานของกรณีที่ 1 ต้องการใช้นโตรเจนเหลวในการแช่ไก่ ต้มสุก ด้วยเครื่องแช่แข็งอีกชนิดหนึ่งที่เรียกว่า “Immersion” เป็นเครื่องที่มีอ่างไนโตรเจน และมี สายพานลำเลียงวิ่งผ่านอ่าง เนื่องจากลูกค้ารายนี้คำนึงถึงอัตราการใช้งานของไนโตรเจนต่อปริมาณ ไก่เป็นอย่างมาก จึงต้องเดินท่อหุ้มฉนวนสุญญากาศเพื่อลดการสูญเสียความร้อนให้มากที่สุด จาก อัตราการใช้นโตรเจนที่ $1000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ ขนาดท่อที่เหมาะสมคือ ขนาด 1.5 นิ้ว ดังรูปที่ 5.12

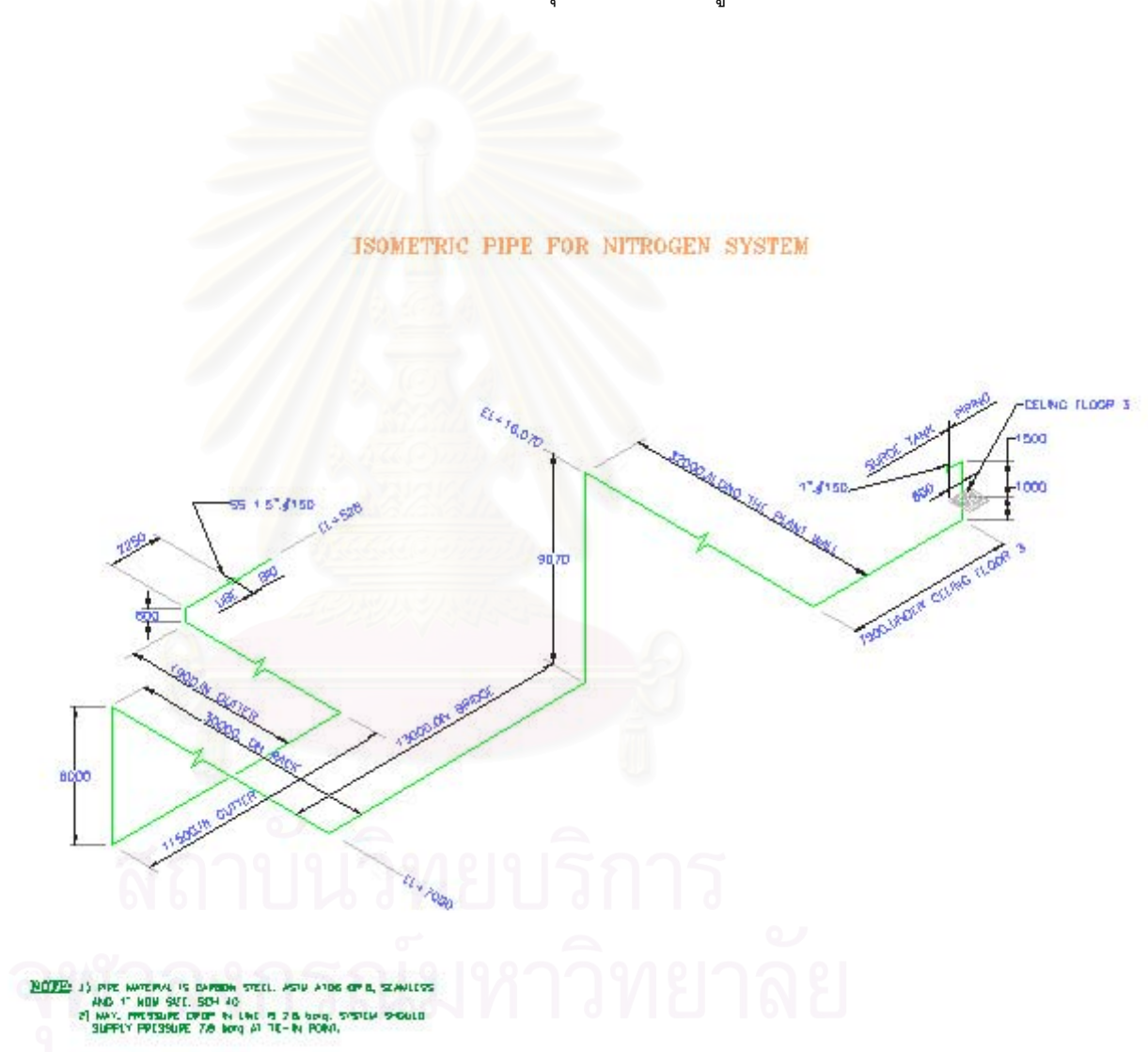


สถาบันวิจัยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปที่ 5.12 แบบท่อไอโซเมตริกของกรณีที่ 2

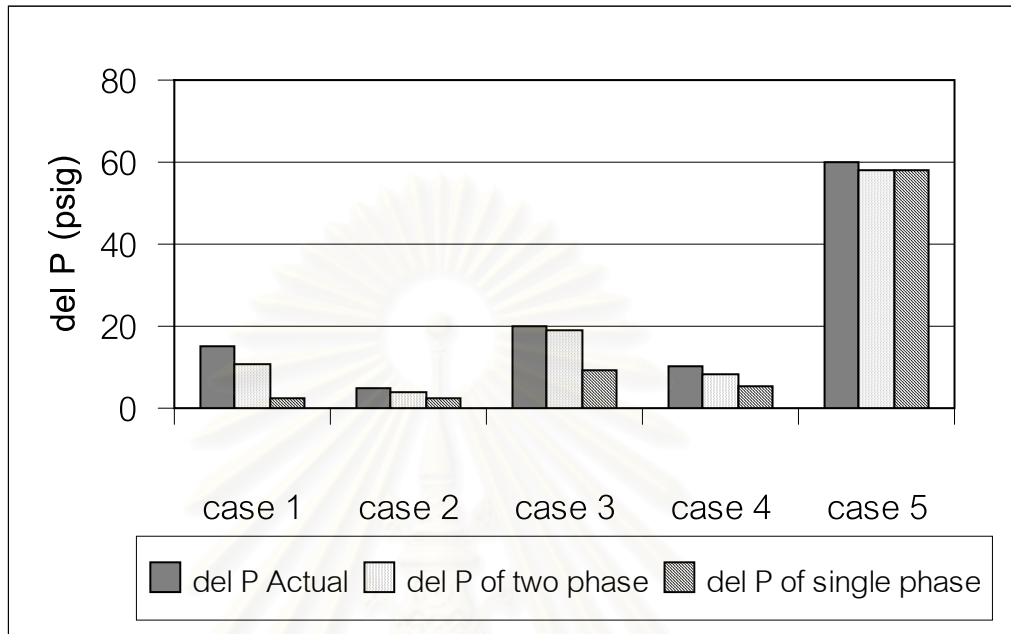
กรณีศึกษาที่ 5

กรณีสุดท้ายนี้แตกต่างจากกรณีที่ผ่านมา คือลูกค้าต้องการใช้ก๊าซไนโตรเจนจากสถานีจ่าย
ดังนั้นท่อที่ใช้เดินจึงไม่ต้องหุ้มฉนวน ท่อที่ใช้เป็นท่อคาร์บอนสตีลขนาด 1 นิ้ว Schedule 40 ความ
ยาวท่อประมาณ 120 เมตร การใช้งานที่อัตราการไหล 85 Nm³/hr การใช้งานลูกค้านำ ไนโตรเจนเพื่อ
การเพื่อป้องกันการออกซิเดชัน ที่เกิดขึ้นระหว่างการบรรจุผงในลอน 6 ดังรูปที่ 5.15



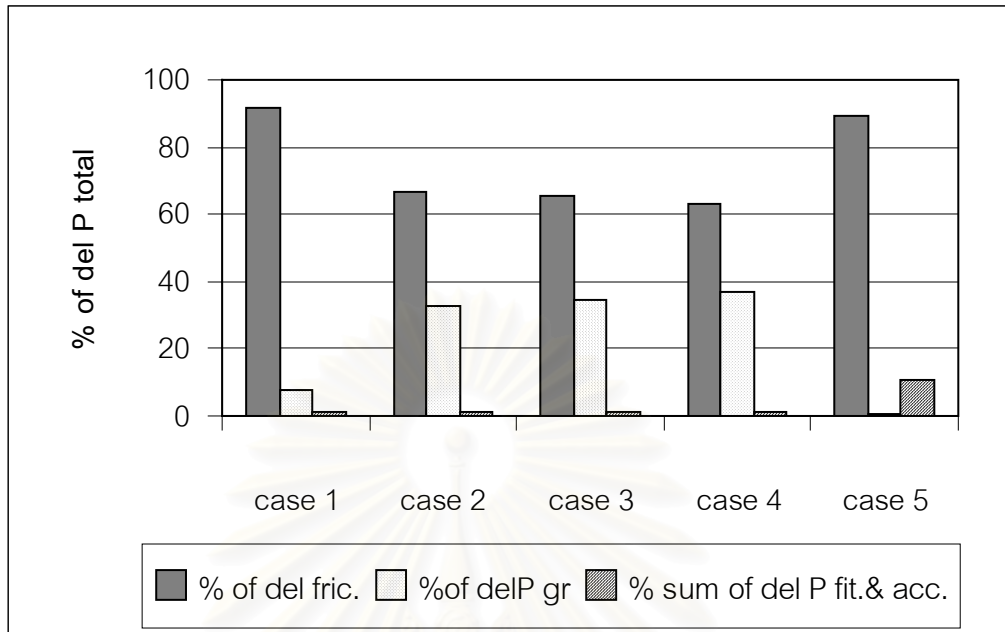
รูปที่ 5.15 แบบท่อไอโซเมตริกของกรณีศึกษาที่ 5

5.6 ผลการคำนวณของของไหล



รูปที่ 5.16 ความดันสูญเสียจากกรณีศึกษากับความดันสูญเสียจากโปรแกรม

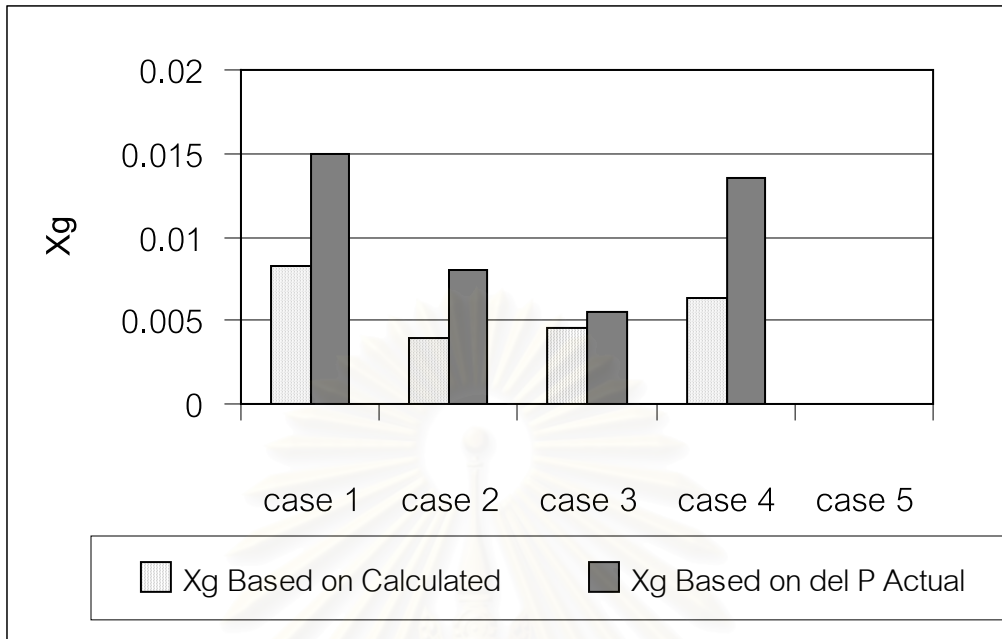
จากการคำนวณความดันสูญเสียในระบบท่อของของไหลเย็นเยือก พบว่าในกรณีที่พิจารณาว่าไม่มีสูญเสียความร้อนที่เกิดขึ้น (Adiabatic) หรือเป็นของไหลแบบวัฏภาคเดียวเปรียบเทียบกับในกรณีคำนวณค่าการสูญเสียความร้อน (Heat Leak) หรือเป็นของไหลแบบสองวัฏภาคนั้น แสดงให้เห็นว่าการคำนวณแบบสองวัฏภาคหรือค่านิ่งค่าการสูญเสียความร้อนมีค่าใกล้เคียงความดันสูญเสียจริงมากกว่าโดยค่าความแตกต่างอยู่ที่ 15.15% ส่วนในกรณีที่เป็น แบบวัฏภาคเดียวมีความแตกต่างที่ 48.20 %จากผลดังกล่าว จึงสรุปได้ว่าการออกแบบหรือการคำนวณหาความดันสูญเสียในกรณีที่คำนึงถึงผลของการถ่ายเทความร้อนด้วยทำได้ ค่าที่ใกล้เคียงความจริงมากขึ้น ดังรูปที่ 5.16



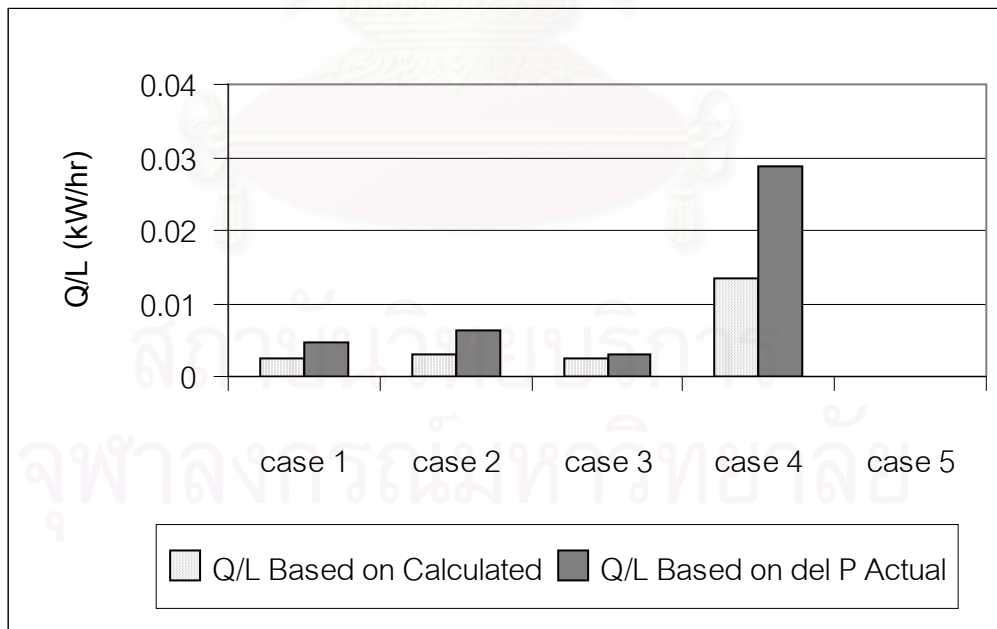
รูปที่ 5.17 สัดส่วนความดันชนิดต่างๆ ต่อความดันสูญเสียรวม

ความดันสูญเสียรวมของของไหลสองวัฏภาค มีสาเหตุมาจากแรงเสียดทานในท่อตรง มากที่สุดถึง 71.74% รองลงมาคือ เนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (Gravitational) 28.05 % และผลของความเสียดทานในข้อต่อและความเร่งมีผลไม่ถึง 0.176033 % จากรูปที่ 5.1 แสดงให้เห็นว่าความดันสูญเสียเนื่องจากความเร่งจากแรงโน้มถ่วงมีผลมากกว่าความดันสูญเสียเนื่องจากข้อต่อและความเร่งในกรณีที่ 5 เนื่องจากไนโตรเจนใน 4 กรณีแรกนี้มีไนโตรเจนมีสถานะเป็นของเหลวซึ่งมีความหนาแน่นที่มากกว่าในกรณีที่ 5 ที่มีสถานะเป็นก๊าซ จึงเป็นสาเหตุทำให้ความดันสูญเสียเนื่องจากแรงโน้มถ่วงในกรณีที่มีสถานะของเหลวมีผลมากกว่า

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5.18 เปรียบเทียบคุณภาพไอที่ทำนายจากความดันสูญเสียจริงกับ
คุณภาพไอที่คำนวณจากความดันสูญเสียของโปรแกรม



รูปที่ 5.19 เปรียบเทียบความร้อนสูญเสียที่เกิดขึ้นจริงกับความร้อนสูญเสียที่
คำนวณจากโปรแกรม

เพื่อการคำนวณความดันสูญเสียให้มีค่าใกล้เคียงค่าจริงมากขึ้น จึงลองสมมุติค่าคุณภาพไอ
 จนความดันสูญเสียมีค่าเข้าใกล้เคียงค่าจริงพบว่า ค่าคุณภาพไอที่ทำนายได้มีค่ามากกว่าค่าคุณภาพ
 ไอที่คำนวณจากโปรแกรม สาเหตุที่เป็นนั้นนั้นมาจากค่าความร้อนสูญเสียที่เกิดขึ้นจริงมีค่ามากกว่า
 ความร้อนสูญเสียที่คำนวณจากโปรแกรม ทั้งนี้เนื่องจากการคำนวณในโปรแกรมไม่คิดการสูญเสีย
 ความร้อนเนื่องจากข้อต่อและอีกสาเหตุหนึ่งคือระบบท่อในโปรแกรมที่ใช้สมมติให้เป็นระบบที่มีฉนวน
 เพียงชนิดเดียว แต่ในทางปฏิบัติไม่สามารถทำเป็นระบบฉนวนชนิดเดียวได้สาเหตุจากการติดตั้งจริง
 หน่วยงานไม่สามารถทำได้จริง จึงทำให้ค่าความร้อนสูญเสียที่คำนวณได้มีค่าน้อยไปจากความเป็นจริง
 ดังรูปที่ 5.17 และ และรูปที่ 5.18 ตามลำดับ

จากงานของ G.F.Hewitt (1983) ได้กล่าวถึงสหสัมพันธ์ของ Martinelli and Nelson (1948)
 และสหสัมพันธ์ของ Fridel (1972) ที่ขึ้นกับค่าคุณภาพไอของของไหลสองวัฏภาค ดังนั้นหากคำนวณ
 ค่าคุณภาพไอถูกต้องเพียงใด ก็จะทำให้ค่าของสหสัมพันธ์ดังกล่าวถูกต้องมากยิ่งขึ้นและค่าความถูก
 ต้องของคุณภาพเองนั้นมีผลต่อความถูกต้องของการคำนวณความดันสูญเสียของการไหลแบบสอง
 วัฏภาค ดังนั้นจากการคำนวณในรูปที่ 5.18 การสูญเสียความร้อนของระบบท่อต่อหนึ่งหน่วยความ
 ยาวท่อที่ใกล้เคียงความเป็นจริงก็จะทำให้ค่าคุณภาพไอใกล้เคียงความเป็นจริงด้วยดังในรูปที่ 5.17 จึงจะ
 ทำให้ความดันสูญเสียเข้าใกล้ค่าจริงมากขึ้น

บทที่ 6

สรุปผลและข้อแนะนำ

6.1 สรุปผล

โปรแกรมการออกแบบระบบสถานีจ่ายอากาศนี้พัฒนาขึ้น โดยใช้ภาษา Visual Basic Version 6.0 ซึ่งผู้ใช้งานสามารถจำลองเงื่อนไขของการออกแบบโดยการป้อนข้อมูลผ่านหน้าต่างของโปรแกรมที่ทำงานร่วมกับโปรแกรม Windows ผลการคำนวณสามารถแสดงและพิมพ์ผ่านเครื่องพิมพ์ในรูปของตารางข้อมูลที่ถูกรับที่กอยู่ใในแฟ้มปฏิบัติงานสามารถเพิ่มเติมและแก้ไขได้

ความถูกต้องของโปรแกรมการออกแบบนี้ทดสอบด้วยการเปรียบเทียบกับค่าที่วัดได้จริงจากการใช้งานจริง และยังสามารถทำนายค่าคุณภาพไอที่จุดทางออกของการใช้งานได้เนื่องจาก ในทางปฏิบัติเป็นการยากที่จะวัดค่าดังกล่าว นอกจากนี้ฐานข้อมูลของโปรแกรมนี้สามารถช่วยทำนายคุณสมบัติของอุณหภูมิศาสตร์ของสารเย็นเยือก ณ สภาวะที่ต้องการ

จากผลการคำนวณเปรียบเทียบค่าพื้นที่ผิวของการถ่ายเทความร้อนของตัวทำระเหยและแผงสร้างความดันกับค่าที่ใช้งานจริงพบว่ามีค่าความแตกต่าง 33.23% และ 69.03% ตามลำดับ ค่าความแตกต่างนั้นเนื่องจากตัวทำระเหย และแผงสร้างความดันนั้นมีขนาดและรุ่นที่เป็นมาตรฐานของบริษัทผู้ผลิตอยู่แล้ว ดังนั้นค่าที่คำนวณได้จึงใช้เป็นค่าน้อยสุดที่สามารถนำไปเป็นเกณฑ์ในการเลือกใช้งานขนาดพื้นที่ผิวของตัวทำระเหยและแผงสร้างความดันของการออกแบบสถานีจ่ายอากาศ

และจากผลการคำนวณการไหลในท่อความดันสูญเสียมีความแตกต่างอยู่ที่ 15.45% นั้นเนื่องจากวิธีการคำนวณการไหลในท่อแบบสองวัฏภาคต้องคำนวณความสูญเสียของระบบก่อนซึ่งในโปรแกรมต้องสมมติให้ในระบบที่ออกแบบเป็นระบบที่มีฉนวนความร้อนเพียงชนิดเดียว และอีกสาเหตุคือโปรแกรมไม่คำนึงถึงผลการสูญเสียความร้อนเนื่องจากข้อต่อต่าง ๆ ในระบบ ดังนั้นจากสองสาเหตุดังกล่าวจึงทำให้ค่าความสูญเสียความร้อนแตกต่างจากความเป็นจริงประมาณ 32.79% แต่ใน

การออกแบบระบบแต่เดิมนั้นเป็นการออกแบบระบบท่อในกรณีการไหลแบบวงภาคเดียว ดังนั้นหากสามารถคำนวณแบบสองวงภาคได้จึงเป็นการช่วยให้ออกแบบระบบท่อให้แม่นยำมากขึ้น

6.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากการพัฒนาโปรแกรมการออกแบบนี้ต้องสามารถนำไปประยุกต์ใช้ในทางปฏิบัติได้จริง ๆ จึงควรมีการพัฒนาในส่วนต่าง ๆ ดังนี้

- (1) เพิ่มฐานข้อมูลของผู้ผลิตอุปกรณ์ของสถานีจ่ายอากาศ เพื่อให้ง่ายแก่การนำไปใช้งานได้
- (2) เพิ่มเมนูช่วยในการใช้งาน (Help) ของโปรแกรม
- (3) ระบบท่อควรเพิ่มข้อต่อที่เป็นสามทาง โดยใช้หลักการ Mixing Flow ในการแก้ไขปัญหา
- (4) ระบบท่อควรเพิ่มการคำนวณการไหลสำหรับหนึ่งระบบที่มีฉนวนหลายชนิด
- (5) ระบบท่อควรเพิ่มค่าการใช้งานของผู้ใช้ (Customize) ได้เอง ซึ่งได้แก่ค่า C_v , Q/L , K เป็นต้น
- (6) เพิ่มชุดการเปลี่ยนหน่วยลงในหน้าต่างปฏิบัติงาน
- (7) เพิ่มฐานข้อมูลเกี่ยวกับวัสดุที่เลือกใช้กับสารเย็นเยือก ว่ามีข้อจำกัดในเรื่องการเข้ากันได้ (Compatible) ความดัน และ อุณหภูมิอย่างไร

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รายการอ้างอิง

- Arpaci,V.S., Clark,J.A., and Winner,W.O. Dyynamic Response of Fluid and Wall Temperatures During Pressurized Discharge of a Liquid from a Container. In K.D. Timmerhaus (ed.), Advances in Cryogenic Engineering volume 6, pp.310-322. New York: Plenum Press, 1960.
- Baron, R. Cryogenic Systems. New York : Mc Graw – Hill Book Company,1966.
- Bennett,D. L. Forced Convective Boiling in Vertical Tubes for Saturated Pure Component and Binary Mixtures. AIChE Journal.26,(No.3) : 454-461.
- Bird,R.B.,Stewart,W.E.,and Lightfoot, E. N. Transport Phenomena. New York : John Willey & Son, Inc, 1966.
- Burke, J., Byrne, W., Post, A. and Ruccia, F.E. Pressurized Cool-down of Cryogenic Transfer Line. In Timmerhaus, K.D.(ed), Advances in Cryogenic Engineering volume 4, New York: Plenum Press, Inc., 1960.
- Canty,J.M. Pressure Phenomena During Transfer of Saturated Cryogenic Fluid. In K.D. Timmerhaus (ed.), Advances in Cryogenic Engineering volume 6, pp.272-281. New York: Plenum Press, 1960.
- Chen,J.C. A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow In Vaporisers Selection, Design and Operation. New York : Longman Scientific & Technical , 1986.
- Crane Co. Flow of Fluids Through Calves, Fittings, and Pipe. New York: Crane Co.1980.
- Davis, E. J., and Guzy, Chirstopher J. Heat Transfer with Stratified Gas-Liquid Flow. AIChE Journal.25,(No.6) : 958-966.
- Drake,E.M., Ruccia,F.E. and Ruder,J.M. Pressurized Cool-down of a Cryogenic Liquid Transfer System Containing Vertical Sections. In K.D.Timmerhaus (ed.), Advances in Cryogenic Engineering volume 6, pp.322-333. New York: Plenum Press, 1960.

- Holten, D.C. A Study of Heat and Mass Transfer to Uninsulated Liquid Oxygen Containers. In K.D.Timmerhaus (ed.), Advances in Cryogenic Engineering volume 6, pp.499-508. New York: Plenum Press, 1960.
- Incropera, F. P., and De Witt, D. P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 3rd ed. New York : John Willey & Son, Inc, 1990.
- Irvine, T. F., Jr., and Hartnett, J. P. Advances in Heat Transfer. 5 vols. New York: Academic Press, Inc, 1968.
- Lapin, A., Totten, H.C., and Wenzel, L.A. Heat Transfer Characteristics of Boiling Nitrogen and Neon in Narrow Annuli. AIChE Journal. 11,(No.3) : 503-507.
- Lapin, A., Wenzel L.A., and Totten ,H.C. Study of Nitrogen and Neon Pool Boiling on a Short Vertical Pipe. AIChE Journal. 11,(No.2) : 197-201.
- Lavin, J.G., and Young, E. H. Heat Transfer to Evaporation Refrigerants in Two-Phase Flow. AIChE Journal. 11,(No.6) : 1124-1132.
- Leonhard ,K.E., and McMordie. The Non-Adiabatic Flow of an Evaporating Cryogenic Fluid Through a Horizontal Tube. In K.D.Timmerhaus (ed.), Advances in Cryogenic Engineering volume 6, pp.481-498. New York: Plenum Press, 1960.
- Le Viley, W.H., and Sutton, W.H. Design of Piping for Cryogenic Fluids. In K.D.Timmerhaus (ed.), Advances in Cryogenic Engineering volume 6, pp.293-309. New York: Plenum Press, 1960.
- McAdams, W.H. Heat Transmission 2nd. New York : Mc Graw-Hill, 1954
- Quandt, E.R. Measurement of Some Basic Parameters in Two-Phase Annular Flow. AIChE Journal. 11,(No.2) : 311-318.
- Reid, R.C., and Brian, P.L.T. Heat Transfer and Frost Formation Inside a Liquid Nitrogen-Cooled Tube. AIChE Journal. 12,(No.6) : 1190-1195.
- Smith, R.A. . Vaporisers Selection, Design and Operation. New York : Longman Scientific & Technical , 1986.
- Taitel, Y., and Bornea, D. Modelling Flow Pattern Transitions for Steady Upward Gas-Liquid Flow in Vertical. AIChE Journal. 26, (No.3) : 345-354.

- Vasserman, A.A., and Robinovich, V.A. Thermophysical properties of liquid air and Its components. Jerusalem: Israel Program for Scientific Translation, 1970.
- Vasserman, A.A., Kazavchinskii, Y. Z., and Robinovich, V.A. Thermophysical Properties of air and air components. Jerusalem : Israel Program for Scientific Translation, 1971.
- Van Gundy,D.A., and Uglum,J.R. Heat Transfer to an Insulated Surface at 20 K. In K.D. Timmerhaus (ed.), Advances in Cryogenic Engineering volume 7, pp.377-384. New York: Plenum Press, 1962.
- Webster,J.C., and Rob,J. Factor Affecting the Design of High-Pressure Liquefied-Gas Storage Tanks. In K.D.Timmerhaus (ed.), Advances in Cryogenic Engineering volume 7, pp.143-148. New York: Plenum Press, 1962.



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

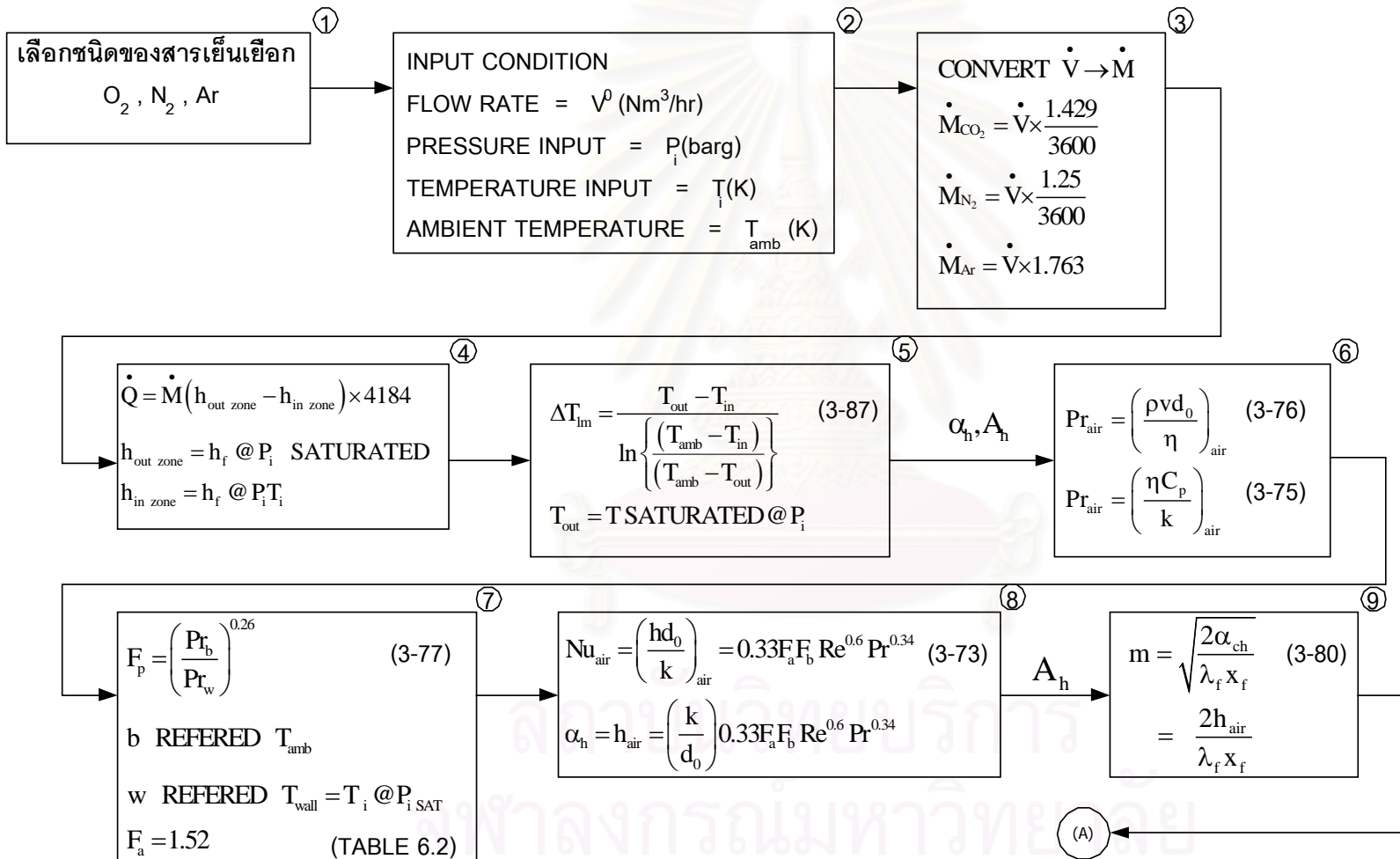


ภาคผนวก ก
Flow Chart

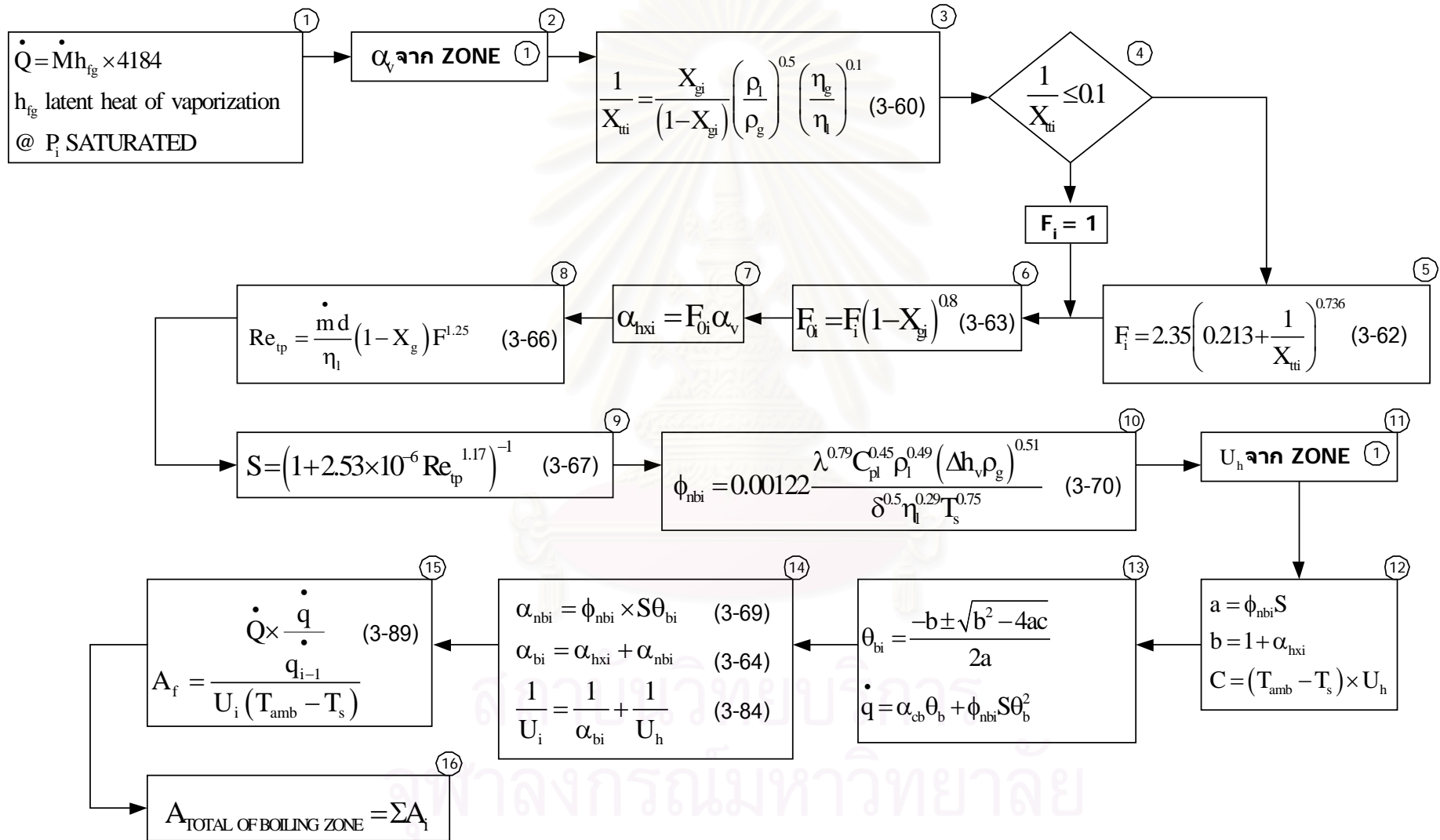
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

การคำนวณหาพื้นที่ผิวของตัวทำระเหย (Vaporizer)

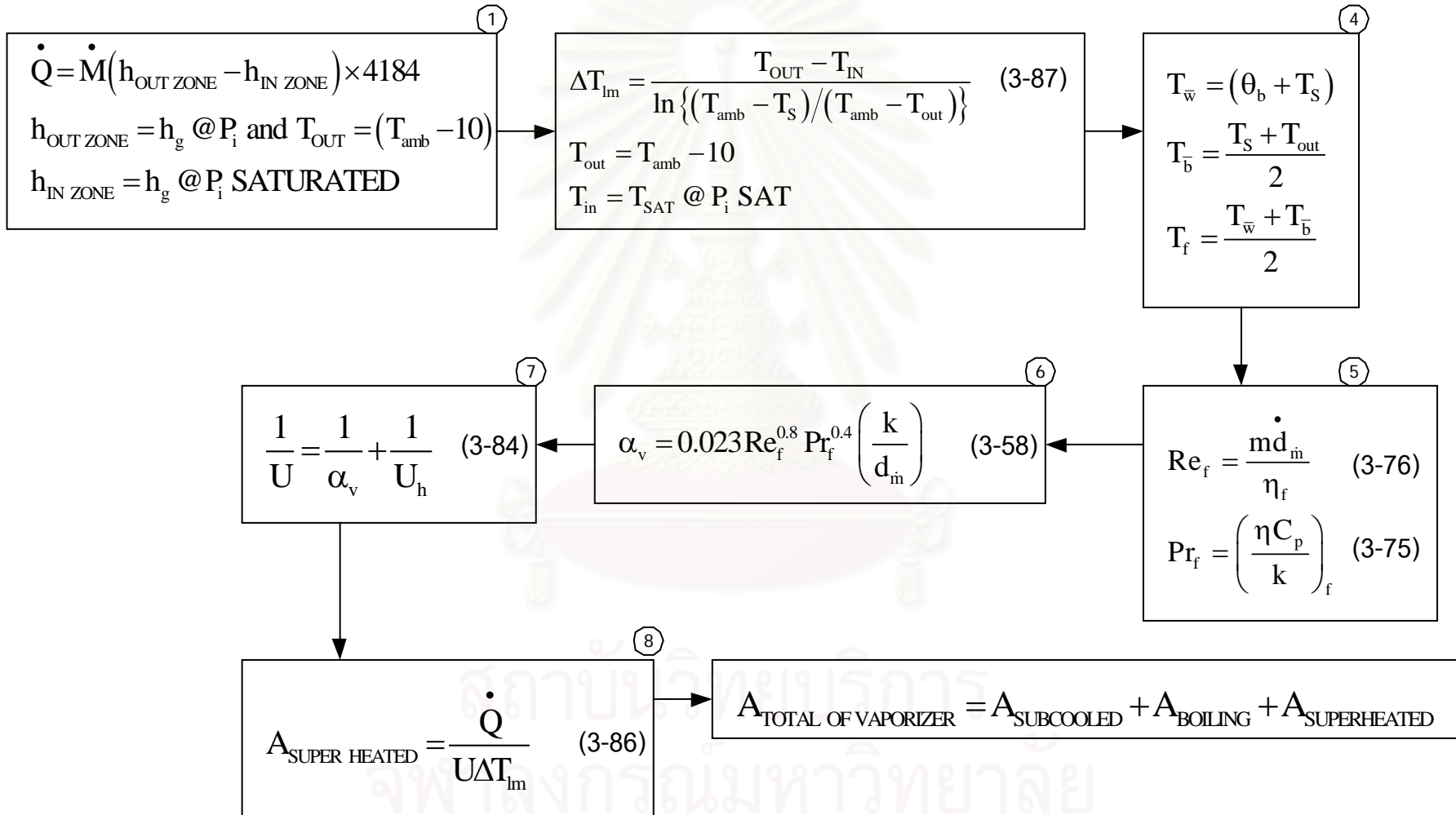
ZONE 1 SUBCOOLED

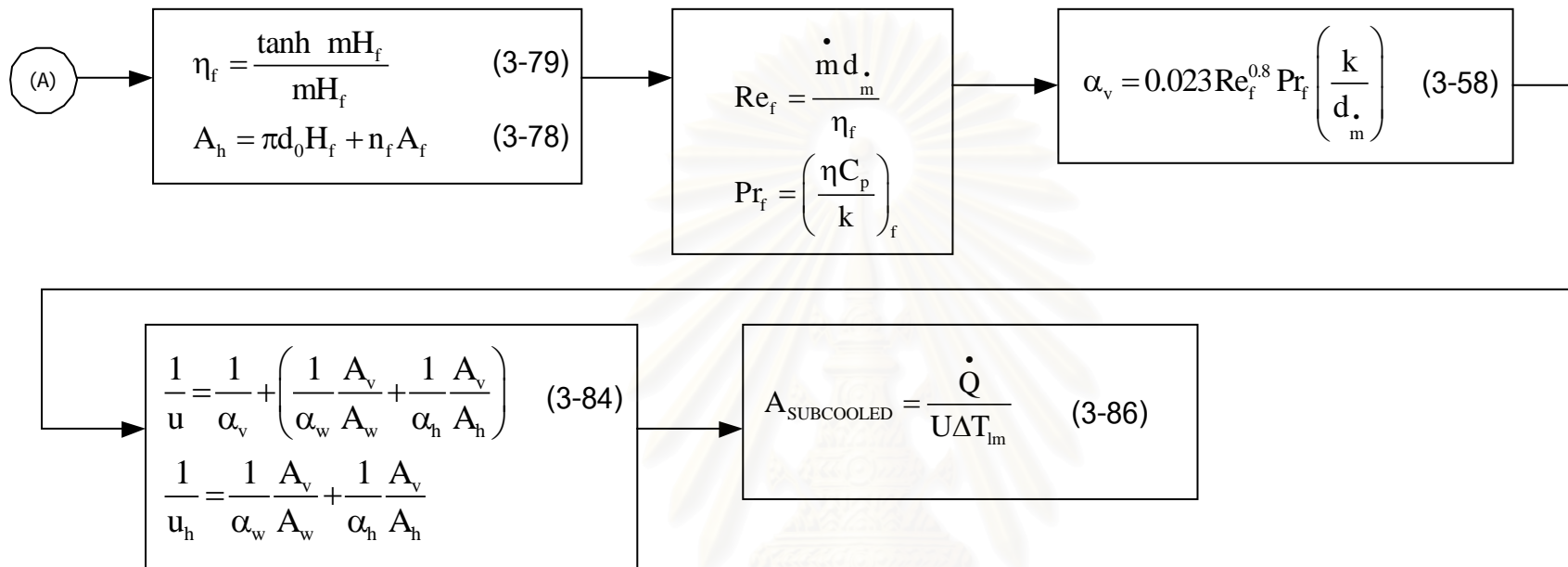


ZONE 2 BOILING ZONE



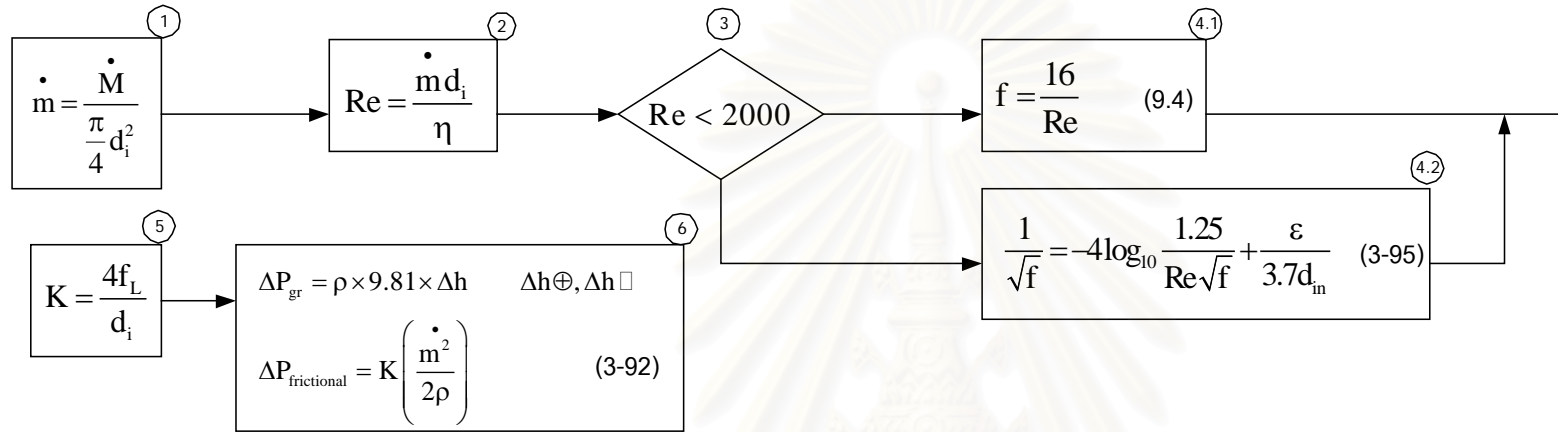
ZONE 3 SUPERHEATED ZONE



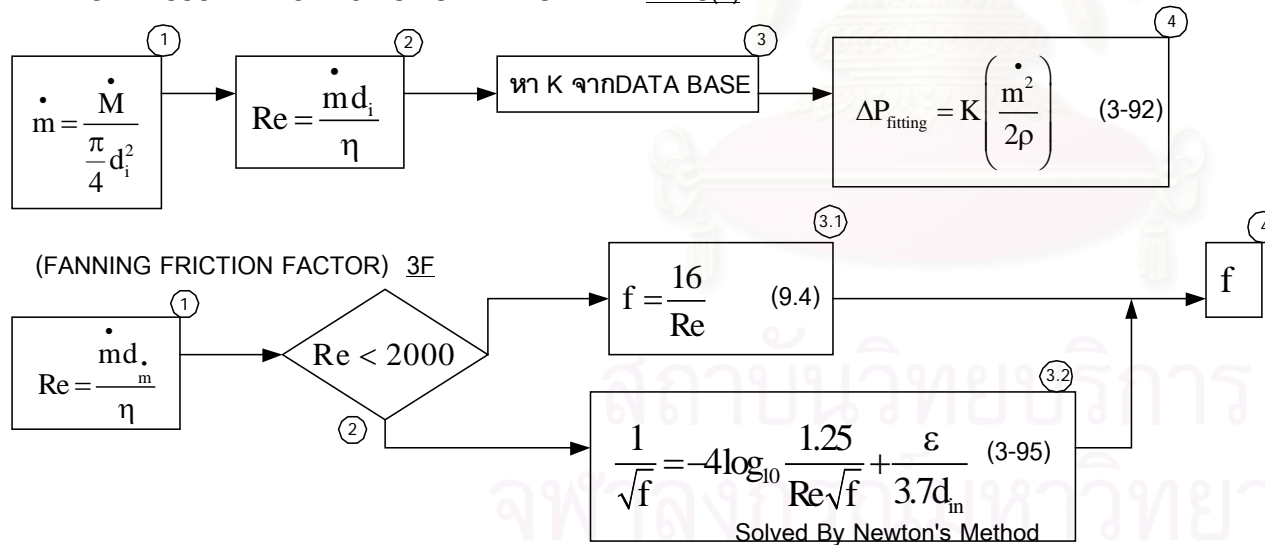


สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

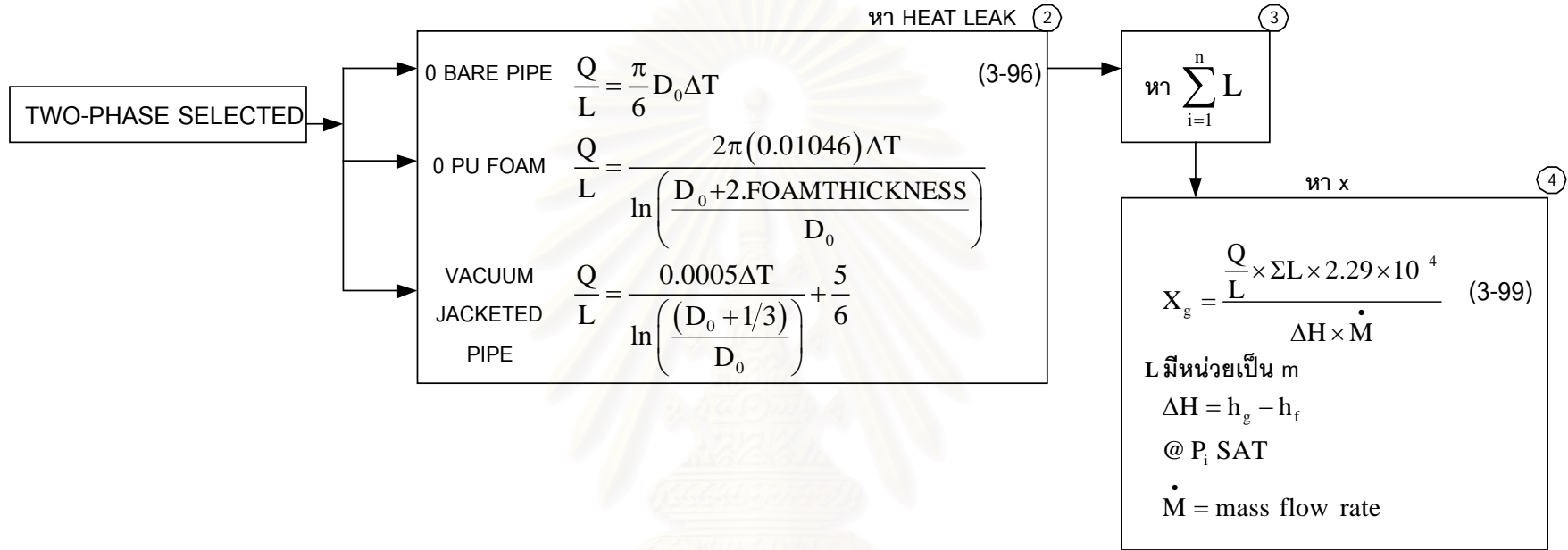
การคำนวณหา PRESSURE DROP สำหรับท่อตรง (FRICTIONAL PRESSURE DROP FOR SINGLE PHASE) FPDS(1)



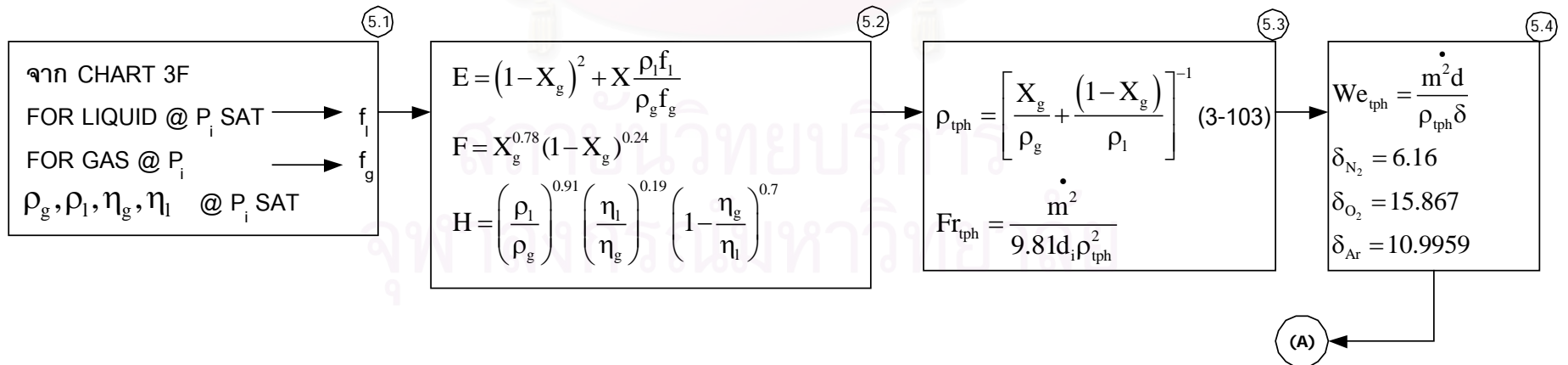
FITTING PRESSURE DROP FOR SINGLE PHASE FPDS(2)

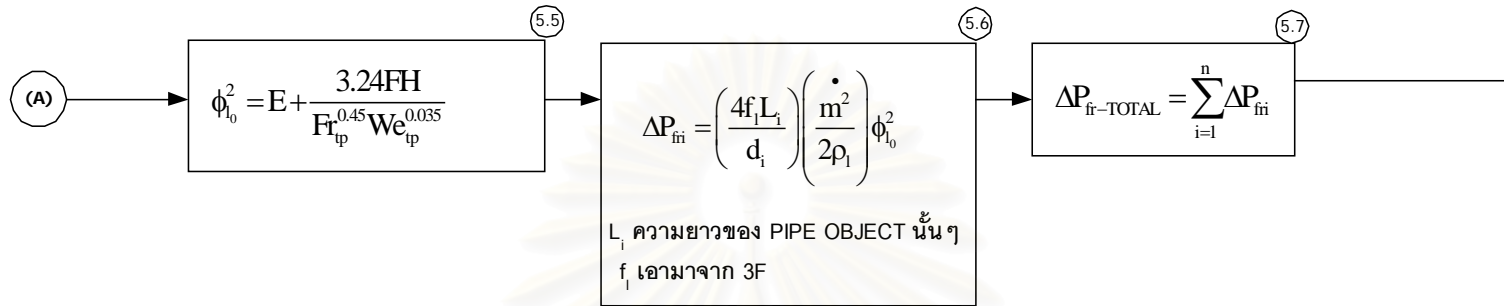


การคำนวณหา PIPE HEAT LEAK, DRYNESS FRACTION AND PRESSURE DROP

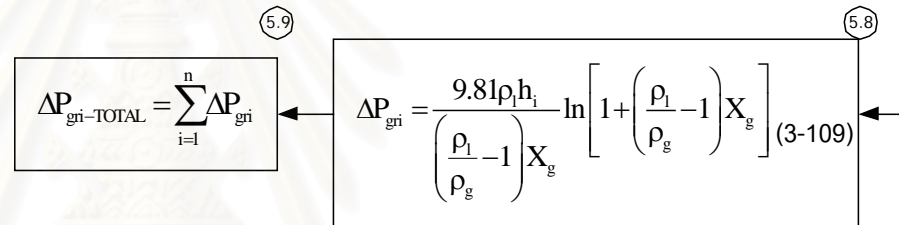


⑤ หา FRICTIONAL PRESSURE DROP FOR TWO PHASE

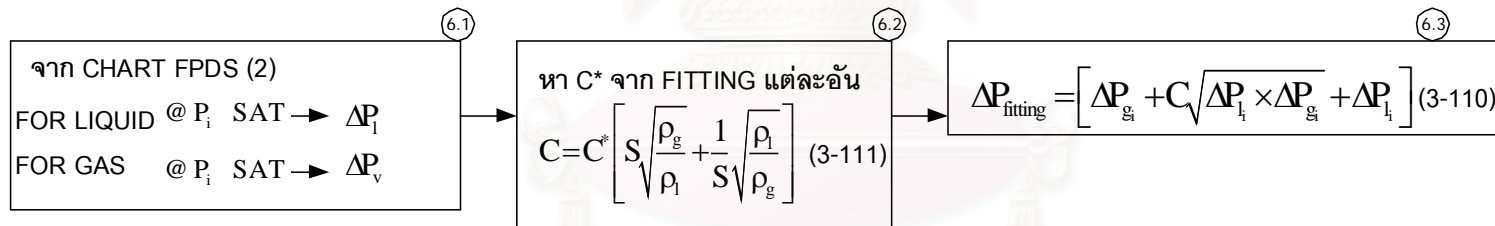




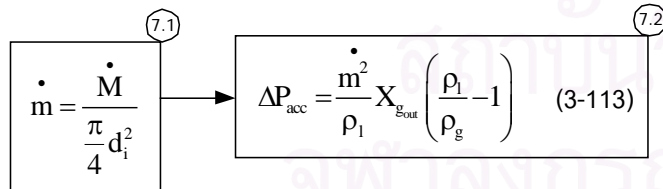
หา GRAVITATIONAL PRESSURE DROP FOR TWO PHASE



หา FITTING PRESSURE DROP (6)



หา ACCELERATIONAL PRESSURE DROP (7)



TOTAL PRESSURE DROP (8)

$\Delta P_{tp} (\Delta P_{fr} + \Delta P_{gr} + \Delta P_{fitting} + \Delta P_{acc})$ (3-100)



ภาคผนวก ข
ตารางค่า K , Slip Ratio , C*

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

Resistance Calculations

The HTFS Method – (as applied In [8])

For fitting where diameter changes occur, β = Diameter smaller / diameter larger.

ΔP of Fittings, Bends, etc. Two-Phase HTFS

Ref.	Fitting	Basic Equ for K (Resistance in Velocity Heads)	S Slip Ratio To be Used	C*	Resistance Based Velocity in
[7]	Expansion (Sudden)	$2\beta^2(\beta^2 - 1)$ For infinite Expansion use	From HTFS Equations	1.0	Small Diameter
[7]	Contraction (Sudden)	$1.5(1 - \beta^4)$	1.0	1.0	Small Diameter
[7]	Thin Plates (Orifice) $\frac{\Delta l}{D_o} < 0.6$	$\left(\frac{1}{\beta^2 C^2} - 1\right)^2$ $C_2 = 0.608(1 - (\beta^2)^{2.6}) \times$ $\left(1 + \left(\frac{\Delta l}{D_o}\right)^{3.5}\right) + (\beta^2)^{2.6}$ for $Re > 10^4$ And $\beta^2 < .75$	1.0	0.5	Large Diameter
[7]	Thick Plates (Orifice) $\frac{\Delta l}{D_o} < 0.6$	$\left(\frac{1.5}{\beta^4} - \frac{2}{\beta^2} + 0.5\right)$	1.0	1.5	Large Diameter (The Pipe)
[12], [7]	Sharp Edged Entrance	1.5	1.0	1.0	
[12]	Rounded Entrance	$(1 + 0.5\lambda)$ For $\frac{r}{D} =$ $\lambda =$ 0.05 0.43 0.10 0.15 0.15 0.10 0.20 0.10	No Rec. Use 1.0	No Rec. Use 1.0	
	Inward Projecting Entrance (Borda)	No Recommendation Use "Two-K" Method $\frac{160}{Re} + 2.0$	No Rec. Use 1.0	No Rec. Use 1.0	
[12], [7]	Pipe Exit	0		1.0	

[12]. [2]	Reducer, taper	$(1 + 0.5)(1 - \beta^4)$ $\theta = \lambda =$ $10^\circ \quad 0.32$ $20^\circ \quad 0.28$ $40^\circ \quad 0.22$ $60^\circ \quad 0.21$ $80^\circ \quad 0.26$ $100^\circ \quad 0.34$ <i>However for 2 - ϕ</i> $\lambda = 1$	No Rec. Use 1.0	No Rec. Use 1.0	Small Diameter
[12], [2]	Enlargement, taper	$\lambda (1 - \beta^2)^2 + \beta - 1$ For single phase $\theta = \lambda =$ $10^\circ \quad 0.2$ $20^\circ \quad 0.45$ $30^\circ \quad 0.7$ $40^\circ \quad 0.9$ $60^\circ \quad 1.1$ <i>However for 2 - ϕ</i> $\lambda = 1$	No Rec. Use Slip from HTFS equations.	No Rec. Use 1.0	Small Diameter
[7]	Bends (Circular ARC welded)	$\frac{2\theta}{\pi} \left(\frac{r}{d} \right)^{0.5} \left(0.153 + 0.0121 \log_e \left(\frac{\varepsilon}{d} \right) \right)$ $+ \frac{r}{e^d} (1.45 - 0.0613 \log_e Re)$ $\frac{r}{d} = \frac{\text{Radius of Bend}}{\text{Pipe Diameter}}$ $\varepsilon = \text{Pipe of Roughness, } m$ $\theta = \text{Angle of Bend, radians}$ <i>For Re > 3.5x10⁵</i> <i>Use Re = 3.5x10⁵</i> <i>For $\frac{\varepsilon}{d} < 3 \times 10^{-5}$</i> <i>Use $\frac{\varepsilon}{d} = 3 \times 10^{-5}$</i>	1.0	From Figure 2 in Report [7]	Pipe
[12]	Mitered Bends Given Angle of Miter	$\theta = 30^\circ \quad K = 0.2$ $= 45^\circ \quad = 0.3$ $= 60^\circ \quad = 0.5$ $= 90^\circ \quad = 1.2$ If Re > 50,000	No Rec. Use 1.0	From Figure 2 in Report [7]	Pipe
[12]	90° Bends in Mitered Segments : Two 45° Miters	$K_b \left(1 + \frac{20,000}{Re} \right)$ $K_b = 0.42 \text{ for } \frac{R}{D} = 1.5$ $= 0.32 \text{ for } 2$ $= 0.26 \text{ for } 3$ $= 0.30 \text{ for } 4$ $= 0.36 \text{ for } 5$	No Rec. Use 1.0	From Figure 2 in Report [7]	Pipe

[12]	90° Bends in Mitered Segments : Three 30° Miters	$K_b \left(1 + \frac{20,000}{Re} \right)$ $K_b = 0.40 \text{ for } \frac{R}{D} = 1.5$ $= 0.30 \text{ for } 2$ $= 0.23 \text{ for } 3$ $= 0.14 \text{ for } 4$ $= 0.14 \text{ for } 5$	No Rec. Use 1.0	From Figure 2 in Report [7]	Pipe
-	"Standard" Threaded 90° Elbow	No Recommendation Use "Two-K" Method $\frac{800}{Re} + 0.40 \left(1 + \frac{1}{D} \right)$	No Rec. Use 1.0	From Figure 2 in Report [7]	Pipe
-	"Long Radius" Threaded 90° Elbow	No Recommendation Use "Two-K" Method $\frac{800}{Re} + 0.20 \left(1 + \frac{1}{D} \right)$	No Rec. Use 1.0	From Figure 2 in Report [7]	Pipe
-	"Standard" Threaded 45° Elbow	No Recommendation Use "Two-K" Method $\frac{500}{Re} + 0.20 \left(1 + \frac{1}{D} \right)$	No Rec. Use 1.0	From Figure 2 in Report [7]	Pipe
-	"Long Radius" Threaded 45° Elbow	No Recommendation Use "Two-K" Method $\frac{500}{Re} + 0.15 \left(1 + \frac{1}{D} \right)$	No Rec. Use 1.0	From Figure 2 in Report [7]	Pipe
[12], [7]	Flow Thru Run Of Tee (No Flow Intro or Out of Branch) <u>Welded Tee</u>	0	From HTFS Slip Equations For Pipe	1.0	Mainfold Pipe (D_m)
[12], [7]	Flow Intro Branch (<u>All Flow Intro Branch</u>) <u>Welded Tee</u>	$0.5 + \left(\frac{D_b}{D_m} \right)^4$	1.0	1.8	Branch Pipe (D_b)
[12], [7]	Flow Intro Branch (<u>All Flow From Branch</u>) <u>Welded Tee</u>	$A \left[1 + \left(\frac{D_b}{D_m} \right)^4 \right]$ $A = 1 - 0.7 \left(\frac{D_b}{D_m} \right)^2$ $\text{if } \left(\frac{D_b}{D_m} \right)^2 < \frac{1}{3}$ $A = 0.85 - 0.25 \left(\frac{D_b}{D_m} \right)^2$ $\text{if } \frac{1}{3} \leq \left(\frac{D_b}{D_m} \right)^2 < 1$	1.0	1.8	Branch Pipe (D_b)

[7]	Gate Valves	No Recommendation Use "Two-K" Method $\frac{300}{Re} + 0.10 \left(1 + \frac{1}{D} \right)$	1.0	1.5	Valve Diameter
[7]	Globe Valves (Standard)	No Recommendation Use "Two-K" Method $\frac{300}{Re} + 0.10 \left(1 + \frac{1}{D} \right)$	1.0	2.0	Valve Diameter
-	Globe Valves (Angle or Y Type)	No Recommendation Use "Two-K" Method $\frac{1000}{Re} + 2.0 \left(1 + \frac{1}{D} \right)$	No Rec. Use 1.0	No Rec. Use 2.0	Valve Diameter
-	Butterfly Valves	No Recommendation Use "Two-K" Method $\frac{800}{Re} + 0.25 \left(1 + \frac{1}{D} \right)$	No Rec. Use 1.0	No Rec. Use 1.5	Valve Diameter
-	Ball Valves	No Recommendation Use "Two-K" Method $\frac{300}{Re} + 0.10 \left(1 + \frac{1}{D} \right)$	No Rec. Use 1.0	No Rec. Use 1.5	Valve Diameter
-	Plug Valves	No Recommendation Use "Two-K" Method $\frac{300}{Re} + 0.10 \left(1 + \frac{1}{D} \right)$	No Rec. Use 1.0	No Rec. Use 1.5	Valve Diameter
-	Check Valves, Lift Type	No Recommendation Use "Two-K" Method $\frac{2000}{Re} + 0.10 \left(1 + \frac{1}{D} \right)$	No Rec. Use 1.0	No Rec. Use 1.5	Valve Diameter
-	Check Valves, Swing Type	No Recommendation Use "Two-K" Method $\frac{1500}{Re} + 1.5 \left(1 + \frac{1}{D} \right)$	No Rec. Use 1.0	No Rec. Use 1.5	Valve Diameter
-	Check Valves, Fitting Disk Type	No Recommendation Use "Two-K" Method $\frac{1000}{Re} + 0.50 \left(1 + \frac{1}{D} \right)$	No Rec. Use 1.0	No Rec. Use 1.5	Valve Diameter



ภาคผนวก ค
ตารางที่ ๑

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

U.S. CUSTOMARY UNITS

Table 4US-Pressure Rating Table for ASTM A 312/A 312M, TP304, Seamless, TP304RT, EDW, TP316, Seamless; ASTM A 358/A 358M, TP304, EFW, Class 1

Table 4US											
Design Code						ASME B31.3, Process Piping					
Pipe Material						<ul style="list-style-type: none"> Austenitic Stainless Steel, Seamless, ASTM A 312/A 312M, Grade TP304, Austenitic Stainless Steel, Electric Fusion Welded (EFW), Double Welded With 100% Radiography, ASTM A 312/A 358 Grade TP304, Class 1, Fabricated From ASTM A 240/A 240M Type 304 plate Austenitic Stainless Steel, Seamless, ASTM A 312/A 312M, Grade TP316 					
Corrosion Allowance						0.00 Inch					
Quality Factor, E						1.0					
Allowable Stress Value (S x E)						20,000 psi at -425° to +300°F					
Weight Or Schedule	Nominal Pipe Size Inches	OD Inches (D)	Victualic Groove Diameter Inches	Nominal Wall Inches (t)	Minimum Wall Inches (t _m)	Victualic Minimum Wall (Note 1) Inches	Weight Pounds per Foot	Maximum Pressure Psig (P)			
								Threaded Ends	Plain Ends	Victualic Groove End (see par. 5.2)	Induction Bent Pipi (see par. 6.5)
10S 40S 80S	1/4	0.540		0.065 0.088 0.119	0.057 0.077 0.104		0.33 0.43 0.54	4348	4612 6438 9107		
10S 40S 80S	3/8	0.675		0.065 0.091 0.126	0.057 0.080 0.110		0.42 0.57 0.74	3828	3622 5237 7496		
5S 10S 40S 80S (160)	1/2	0.840		0.065 0.083 0.109 0.147 0.188	0.057 0.073 0.095 0.129 0.164		0.54 0.67 0.85 1.09 1.31	3673	2870 3736 4947 7003 9255		
5S 10S 40S 80S (160)	3/4	1.050	0.938	0.065 0.093 0.113 0.154 0.219	0.057 0.073 0.099 0.135 0.192	0.079	0.69 0.86 1.13 1.47 1.94	3153 5726	2270 2945 4079 5732 8568	1000	
5S 10S 40S 80S (160)	1	1.315	1.190	0.065 0.109 0.133 0.179 0.250	0.057 0.095 0.116 0.157 0.219	0.095	0.87 1.40 1.68 2.17 2.48	2809 5000	1796 3067 3796 5280 7686	1000	
5S 10S 40S 80S (160) XXS	1 1/2	1.900	1.775	0.065 0.109 0.145 0.200 0.281 0.400	0.057 0.095 0.127 0.175 0.246 0.350	0.113	1.28 2.09 2.72 3.63 4.86 6.41	2323	1230 2083 2825 3977 5777 8642	1000	
5S 10S 40S 80S (160) XXS	2	2.375	2.250	0.065 0.109 0.154 0.218 0.344 0.436	0.057 0.095 0.135 0.191 0.301 0.382	0.129	1.61 2.64 3.65 5.02 7.46 9.03	2132	979 1653 2382 3438 5641 7384	1000	852 1446 2068 2979 4868 6334

Table 4US-Note 1: Victualic minimum wall is regular minimum wall (t_m) minus the Victualic trial groove depth.

Table 4US-Pressure Rating Table for ASTM A 312/A 312M, TP304, Seamless, TP304RT, EDW, TP316, Seamless; ASTM A 358/A 358M, TP304, EFW, Class 1 (Continued)

Table 4US (continued)										
Weight Or Schedule	Nominal Pipe Size Inches	OD Inches (D)	Victaulic Groove Diameter Inches	Nominal Wall Inches (t)	Minimum Wall Inches (t _m)	Victualic Minimum Wall (Note 1) Inches	Weight Pounds per Foot	Maximum Pressure Psig (P)		
								Plain Ends	Victaulic Groove End (see par. 5.2)	Induction Bent Papi (see par. 6.5)
5S 10S 40S 80S (160) XXS	2 1/2	2.875		0.083 0.120 0.203 0.276 0.375 0.552	0.073 0.105 0.178 0.242 0.328 0.483		2.48 3.53 5.79 7.66 10.01 13.69	1037 1505 2606 3610 5022 7763		900 1312 2260 3124 4341 6664
5S 10S 40S 80S (160) XXS	3	3.500		0.083 0.120 0.216 0.300 0.438 0.600	0.073 0.105 0.189 0.262 0.383 0.525		3.03 4.33 7.58 10.25 14.32 18.58	848 1230 2258 3185 4797 6818		737 1073 1964 2770 4151 5866
5S 10S 40S 80S (120) (160) XXS	4	4.500		0.083 0.120 0.237 0.337 0.438 0.531 0.674	0.073 0.105 0.207 0.295 0.383 0.465 0.590		3.92 5.61 10.79 14.98 19.00 22.51 27.54	657 951 1910 2767 3653 4506 5859		571 830 1667 2404 3170 3895 5050
5S 10S 40S 80S - (120) - (160) XXS	6	6.625		0.109 0.134 0.280 0.432 0.500 0.562 0.625 0.419 0.864	0.095 0.117 0.245 0.378 0.438 0.492 0.547 0.629 0.756		7.60 9.29 18.97 28.57 32.71 36.99 40.05 45.35 53.16	580 717 1524 2391 2792 3158 3536 4110 5023		509 627 1329 2080 2423 2740 3066 3560 4341
5S 10S 40S 80S (100) - (120) (140) XXS (160)	8	8.625		0.109 0.148 0.322 0.500 0.594 0.625 0.719 0.812 0.875 0.906	0.095 0.129 0.282 0.438 0.520 0.547 0.629 0.710 0.766 0.793		9.93 13.40 28.55 43.40 50.95 53.40 60.71 67.76 72.42 74.69	444 606 1343 2117 2534 2672 3098 3525 3824 3970		390 531 1170 1841 2202 2322 2690 3060 3313 3438

Table 4US-Note 1: Victualic minimum wall is regular minimum wall(t_m) minus the Victualic trial groove depth.

U.S. CUSTOMARY UNITS

Table 4US-Pressure Rating Table for ASTM A 106, Grade B, Seamless Pipe

Table 4US							
Design Code				ASME B31.3, Process Piping			
Pipe Material				ASTM A 106, Grade B Carbon Steel, Seamless			
Corrosion Allowance				0.05 Inch			
Quality Factor, E				1.0			
Allowable Stress Value (S x E)				20,000 psi at -20° to +400°F			
Weight Or Schedule	Nominal Pipe Size Inches	OD Inches (D)	Nominal Wall Inches (t)	Minimum Wall Inches (t _m)	Weight Pounds per Foot	Maximum Pressure Psig (P)	
						Threaded Ends	Plain Ends
STD. (40) XS (80)	1/4	0.540	0.088	0.077	0.42	298	2,083
			0.119	0.104	0.54		
STD. (40) XS (80)	3/8	0.675	0.094	0.080	0.57	600	1,843
			0.126	0.110	0.74		
STD. (40) XS (80) - (160) XXS -	1/2	0.840	0.109	0.095	0.85	1063	2,239
			0.147	0.129	1.09		
			0.188	0.164	1.31		
			0.294	0.257	1.71		
STD. (40) XS (80) - (160) XXS -	3/4	1.050	0.113	0.099	1.13	1084	1,939
			0.154	0.135	1.47		
			0.219	0.192	1.94		
			0.308	0.270	2.44		
STD. (40) XS (80) - (160) XXS -	1	1.315	0.133	0.116	1.68	1165	2,092
			0.179	0.157	2.17		
			0.250	0.219	2.84		
			0.358	0.313	3.66		
STD. (40) XS (80) - (160) XXS -	1 1/2	1.900	0.145	0.127	2.72	1195	1,675
			0.200	0.175	3.63		
			0.281	0.246	4.86		
			0.400	0.350	6.41		
STD. (40) XS (80) - (160) XXS -	1 1/2	1.900	0.145	0.127	2.72	2811	4,497
			0.200	0.175	3.63		
			0.281	0.246	4.86		
			0.400	0.350	6.41		
STD. (40) XS (80) - (160) XXS -	1 1/2	1.900	0.145	0.127	2.72	5372	7,229
			0.200	0.175	3.63		
			0.281	0.246	4.86		
			0.400	0.350	6.41		

Table 5US-Pressure Rating Table for ASTM A 53, Type S, Grade B, Seamless Pipe

Table 5US											
Design Code						ASME B31.3, Process Piping					
Pipe Material						ASTM A 53 Type S, Grade B Carbon Steel, Seamless					
Corrosion Allowance						0.05 Inch					
Quality Factor, E						1.0					
Allowable Stress Value (S x E)						20,000 psi at -20° to $+400^{\circ}$ F					
Weight Or Schedule	Nominal Pipe Size Inches	OD Inches (D)	Victaulic Groove Diameter Inches	Nominal Wall Inches (t)	Minimum Wall Inches (t_m)	Victualic Minimum Wall (Note 1) Inches	Weight Pounds per Foot	Maximum Pressure Psig (P)			
								Threaded Ends	Plain Ends	Victaulic Groove End (see par. 5.2)	Induction Bent Pipi (see par. 6.5)
STD. (40)	2	2.375	2.250	0.154	0.135	0.129	3.65	1233	1474	1000	1170
XS (80)				0.218	0.191		5.02		2493		2050
- (160)				0.344	0.301		7.46		4618		3872
XXS -				0.436	0.382		9.03		6296		5285
STD. (40)	2½	2.875	2.72	0.203	0.178	0.101	5.79	4192	1847	754	1511
XS (80)				0.276	0.242		7.66		2822		2350
- (160)				0.375	0.328		10.01		4192		3532
XXS -				0.552	0.483		13.69		6850		5784
STD. (40)	3	3.500	3.344	0.216	0.189	0.111	7.58	4119	1641	740	1354
XS (80)				0.300	0.262		10.25		2546		2142
- (160)				0.438	0.383		14.32		4119		3489
XXS -				0.600	0.525		18.58		6090		5162
- -	4	4.500	4.334	0.188	0.164	0.124	8.66	3983	1034	692	849
STD. (40)				0.237	0.207		10.79		1436		1196
XS (80)				0.337	0.295		14.98		2277		1920
- (160)				0.513	0.465		22.51		3983		3384
XXS -				0.674	0.590		27.54	5310			4517
- -	6	6.625	6.455	0.188	0.164	0.160	12.92	3759	689	691	574
STD. (40)				0.280	0.245		18.97		1206		1013
XS (80)				0.432	0.378		28.57		2062		1755
- (160)				0.179	0.629		45.35		3759		3216
XXS -				0.864	0.756		53.16	4660			3986
- -	8	8.625	8.441	0.188	0.164	0.190	16.94	3701	534	672	439
- (20)				0.250	0.219		22.36		796		665
STD. (40)				0.322	0.282		28.55		1100		928
- (60)				0.406	0.355		35.64		1456		1240
XS (80)				0.500	0.438		43.39		1867		1593
XXS -				0.875	0.766		72.42		3557		3050
- (160)	0.906	0.793	74.69	3701	3075						
- (20)	10	10.750	10.562	0.250	0.219	0.225	28.04	1808	637	627	532
- (30)				0.307	0.269		34.24		828		698
STD. (40)				0.365	0.319		40.48		1021		896
XS (60)				0.500	0.438		54.74		1487		1270
- (80)				0.593	0.519		64.43		1808		1550
- (160)				1.125	0.984		115.64		3735		3213

Table 5US-Note 1: Victualic minimum wall is regular minimum wall(t_m) minus the Victualic trial groove depth.

Pressure Rating Tube

These materials have an allowable stress value (S x E) of 6000psi (41.36 N/mm²) at -452°F (-269°C) to +100°F (37.8°C) in accordance with ASME B31 .3.

3/8 OD x .065" wall, copper tube, seamless, UNS No. C120000 or C12200, temper H55 (bending), straight lengths, ASTM B75

3/8 – 4 nominal size copper water tube, seamless, USN No. C12000 or C12200, temper H70 (bending), straight lengths, ASTM B88, specify Type K, L, or M (as required for design pressure and service).

Note: Copper tube fittings conforming to ASME B16.22 have the same pressure rating as Type L tube.

Type	Nominal Tube Size Inches	OD Inches (D)	Nominal Wall Inches (t)	Minimum Wall Inches (t _m)	Pounds Per Foot	Maximum Pressure (P) Psg (bar g) @100°F (37.8°C) and Below
-	1/4	3/8	.065	.0615	.245	2265 (156.2)
K	3/8	1/2	.049	.044	.269	1136 (78.32)
L			.035	.031	.198	783 (53.99)
M			.025	.023	.145	573 (39.51)
K	1/2	5/8	.049	.0440	.344	895 (61.71)
L			.040	.0360	.285	724 (49.92)
M			.028	.0250	.204	496 (34.20)
K	5/8	3/4	.049	.044	.418	738 (50.88)
L			.042	.038	.362	633 (43.64)
M						
K	3/4	7/8	.065	.0590	.641	855 (58.95)
L			.045	.0410	.455	584 (40.26)
M			.032	.0290	.328	408 (28.13)
K	1	1-1/8	.065	.0590	.839	657 (45.30)
L			.050	.0450	.655	496 (34.20)
M			.035	.0310	.465	333 (22.96)
K	1-1/4	1-3/8	.065	.0590	1.04	533 (36.75)
L			.055	.0490	.884	440 (30.34)
M			.042	.0380	.682	339 (23.37)
K	1-1/2	1-5/8	.072	.0650	1.36	496 (34.20)
L			.060	.0540	1.14	409 (28.20)
M			.049	.0440	.940	332 (22.89)
K	2	2-1/8	.083	.075	2.06	436 (30.06)
L			.070	.063	1.75	364 (25.10)
M			.058	.052	1.46	300 (20.68)
K	2-1/2	2-5/8	.095	.085	2.93	399 (27.51)
L			.080	.072	2.48	336 (23.17)
M			.065	.059	2.03	275 (18.96)
K	3	3-1/8	.109	.098	4.00	386 (26.61)
L			.090	.081	3.33	317 (21.86)
M			.072	.065	2.68	254 (17.51)
K	4	4-1/8	.134	.121	6.51	360 (24.82)
L			.110	.099	5.38	293 (20.20)
M			.095	.085	4.66	276 (19.03)

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายธวัชชัย เพชรสิงห์โต เกิดเมื่อวันที่ 7 พฤศจิกายน พ.ศ. 2515 จบการศึกษาระดับปริญญาตรีวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเคมี จากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ เมื่อปีการศึกษา 2539 และเข้ารับพระราชทานปริญญามหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเคมี จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2543 ปัจจุบันทำงานที่ บริษัทบางกอกอินดัสเทรียล แก๊สจำกัด ตำแหน่ง วิศวกรโครงการเชิงพาณิชย์



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย