# บทที่ 7

## การพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับการคำนวณออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

โปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่พัฒนาขึ้นเขียนด้วยภาษาควิกเบสิก (QUICK BASIC) ซึ่งแบ่งออกเป็นสองโปรแกรมคือโปรแกรม 1 (ใช้สหสัมพันธ์ที่ได้จากวิธี least squares) และ โปรแกรม 2(ใช้สหสัมพันธ์และวิธีของแบบจำลองการนำความร้อน) แต่ละโปรแกรมจะต้องนำเข้า(input)เงื่อนไขที่เหมือนกันดังนี้ ขั้นแรกคือเงื่อนไขในการปรับอากาศอันได้แก่อุณหภูมิภายในห้องและอุณหภูมิภายนอกห้อง ขั้นที่สองคือเงื่อนไขการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอันได้แก่ อุณหภูมิของอากาศที่ปล่อยทิ้ง อัตราการไหลของอากาศทั้งสองสายและปริมาณความร้อนที่ต้องการนำกลับคืน(ในรูปแบบของเปอร์เซนต์)

ในการออกแบบเพื่อให้ง่ายต่อการสร้างการสั่งซื้อและจัดเก็บวัสดุและเป็นรูปแบบมาตรฐาน จึงได้กำหนดค่าพารามิเตอร์ต่างๆดังต่อไปนี้

```
D = .009525: REM OUT SIDE DIAMETER OF TUBE(m)
Di = .008705: REM INSIDE DIAMETER OF TUBE(m)
S = 13: REM NUMBER OF FINS PER INCH (fins/in.)
N = .00033: REM FIN THICKNESS(m)
ST = .0254: REM TRANSVERSE PITCH(m)
SD = .0254: REM DIAGONAL PITCH(m)
Ef = .95: REM FIN EFFICIENCY
```

พารามิเตอร์ข้างบนนี้สามารถเปลี่ยนแปลงได้ตามความต้องการของผู้ใช้ ส่วนพารามิเตอร์ที่ต้องนำเข้าคือ พื้นที่ถ่ายเทความร้อนที่ต้องการสมมติขึ้นในครั้งแรก (แทนการสมมติค่าสัมประสิทธิการถ่ายเทความร้อนรวม) ความยาวของท่อและจำนวนแถวของท่อ โปรแกรมทั้งสองนี้มีขั้นตอนการใช้โปรแกรมเหมือนกันดังต่อไปนี้

7.1 ขั้นตอนการใช้โปรแกรม

1) นำเข้าข้อมูลเกี่ยวกับเงื่อนไขการออกแบบระบบปรับอากาศ

2) นำเข้าข้อมูลเกี่ยวกับเงื่อนไขการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3) สมมติพื้นที่ถ่ายเทความร้อนที่ต้องใช้

4) กำหนดความยาวของท่อที่ต้องใช้

5) กำหนดจำนวนแถวของท่อที่ต้องใช้

ในแต่ละโปรแกรมมีหลักการทำงานตามหัวข้อดังต่อไปนี้

7.2 โปรแกรม 1

โปรแกรมนี้พัฒนาขึ้นโดยใช้สหสัมพันธ์ที่ได้หาไว้โดยวิธี least squares ซึ่งมีขอบเขตจำกัดการใช้งานคือ $0.25 \leqslant Re^{*} \leqslant 4$ และ $195 \leqslant Re_{c} \leqslant 3126$ flow sheet ของ Algorithm เป็นดังรูปที่ 7.1 จากตัวอย่างในการคำนวณออกแบบในบทที่ 6 ถ้าทำการคำนวณออกแบบโดยใช้โปรแกรม 1 ในการแก้ปัญหาจะได้ผลได้ดังนี้

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

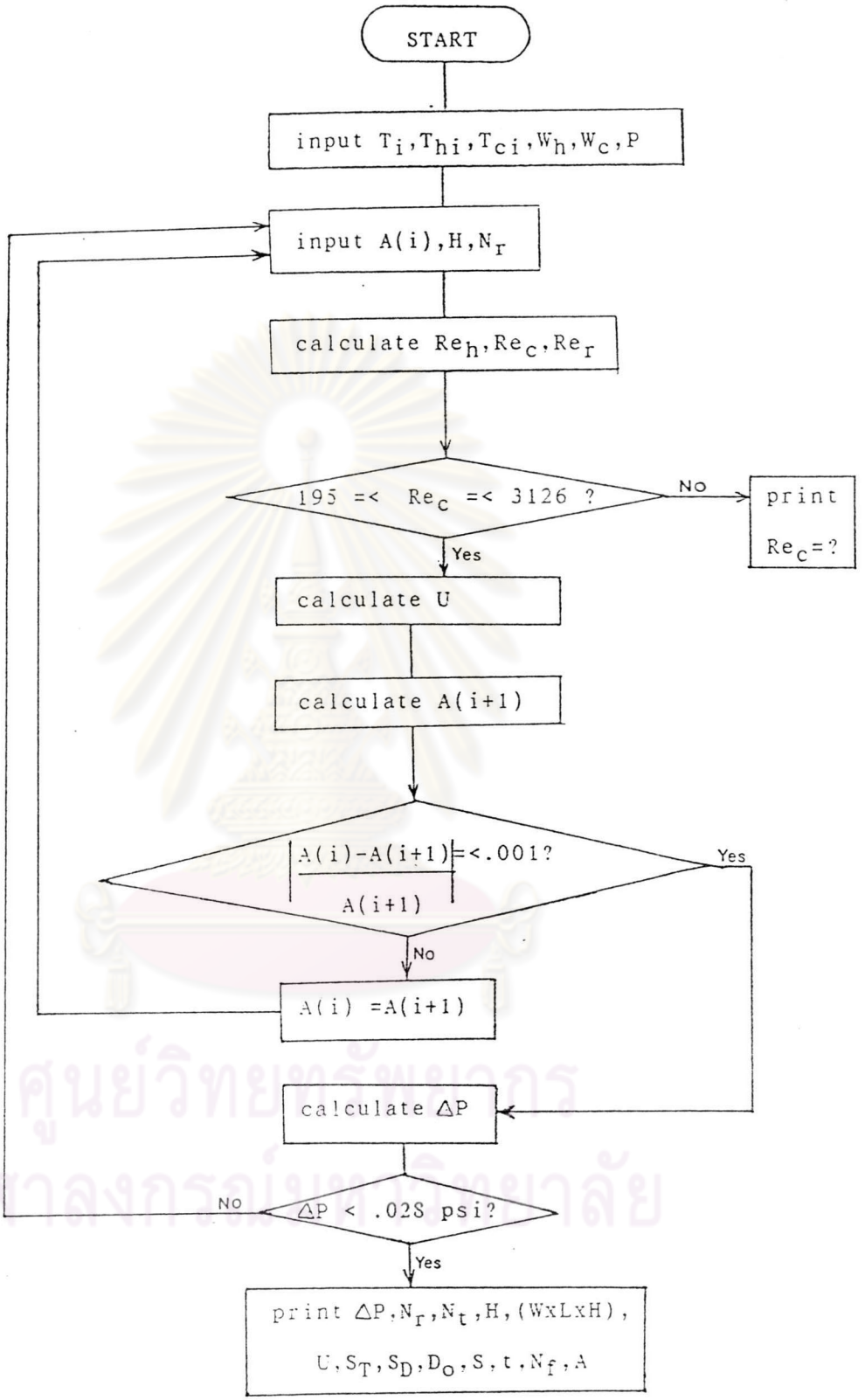
HEAT EXCHANGER DESIGN CONDITONS

| CONDITIONS | DIMENSIONS |
|---|---|
| TEMPERATURE INDOOR(deg.C) | 22 |
| TEMPERATURE OUTDOOR(deg.C) | 34 |
| EXHAUSTED TEMPERATURE (deg.C) | 25 |
| MASS FLOW RATE OF HOT SIDE(kg/s) | .833 |
| MASS FLOW RATE OF COLD SIDE(kg/s) | .833 |
| ENERGY RECOVERY DESIRED (%) | 15 |

RESULTS OF HEAT EXCHANGER DESIGN

| PARAMETER | VALUE |
|---|---|
| OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT | 19.82 W/SQ.M.deg.C. |
| PRESSURE DROP | 0.0056 psi |
| NUMBER OF ROWS | 2 |
| NUMBER OF TUBES | 47 |
| LENGTH OF EACH TUBE | 0.45 m |
| DIMENSIONS OF HEAT EXCHANGER(WXLXH) | 0.044X 0.610X 0.450 m |
| TRANSVERSE PITCH | 0.0254 m |
| DIAGONAL PITCH | 0.0254 m |
| OUTSIDE DIAMETER OF TUBE | 0.953E-02 m |
| FIN SPACING | 13 fins/in. |
| FIN THICKNESS | 0.330E-03m |
| TOTAL NUMBER OF FINS | 230 |
| AREA OF HEAT TRANSFER | 11 SQ.M. |

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย




รูปที่ 7.1 algorithm ของโปรแกรม 1

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

7.3 โปรแกรม 2

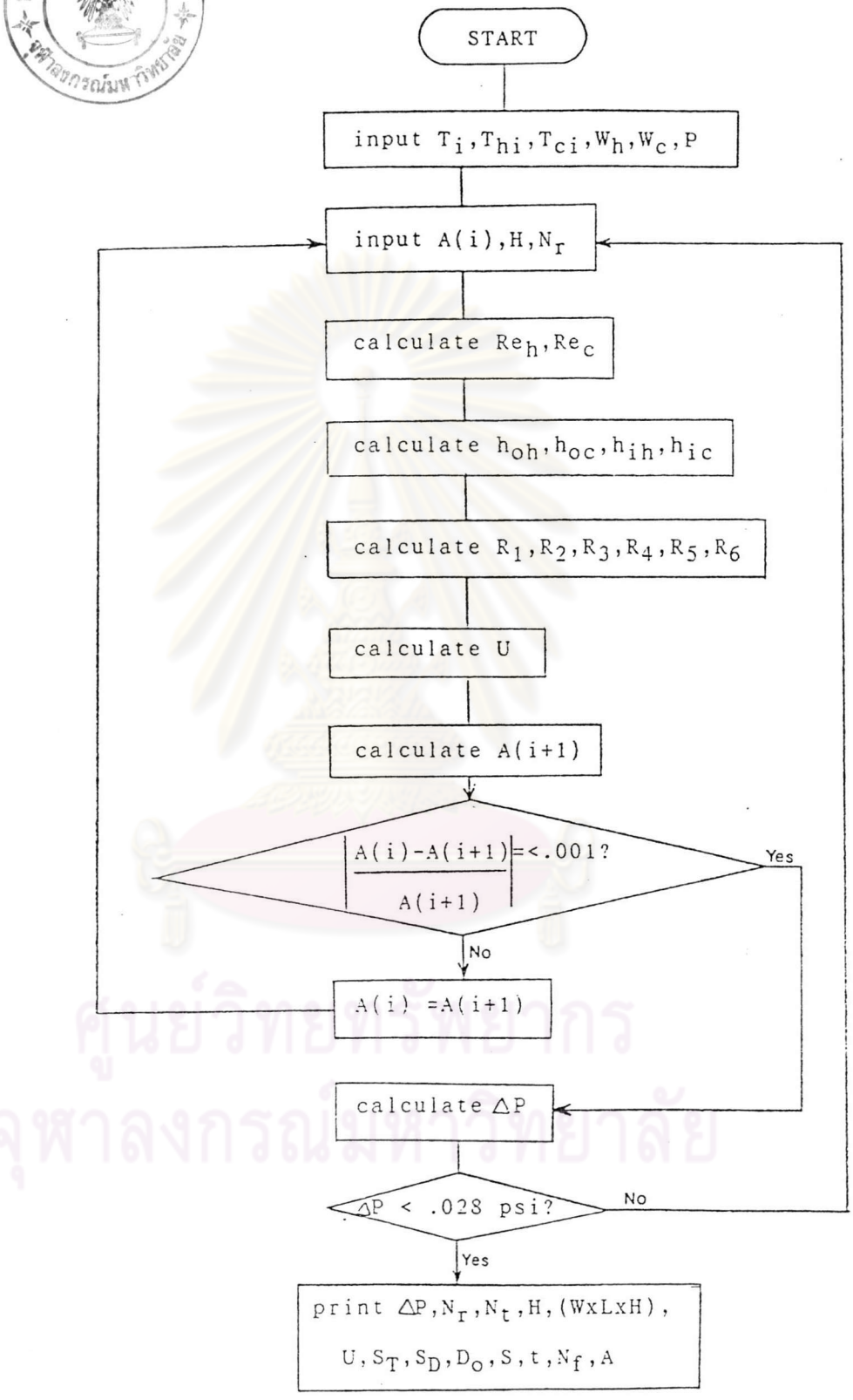
โปรแกรมนี้พัฒนาขึ้นโดยใช้วิธีแบบจำลองการนำความร้อน ในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของความต้านทานความร้อนแต่ละตัว Algorithm เป็นดังรูปที่ 7.2 การออกแบบตามตัวอย่างบทที่ 6 โดยใช้โปรแกรมนี้ เป็นดังนี้

HEAT EXCHANGER DESIGN CONDITIONS
==========

| CONDITIONS | DIMENSIONS |
|---|---|
| TEMPERATURE INDOOR (deg.C) | 22 |
| TEMPERATURE OUTDOOR(deg.C) | 34 |
| EXHAUSTED TEMPERATURE (deg.C) | 25 |
| MASS FLOW RATE OF HOT SIDE(kg/s) | .833 |
| MASS FLOW RATE OF COLD SIDE(kg/s) | .833 |
| ENERGY RECOVERY DESIRED (%) | 15 |

RESULT OF HEAT EXCHANGER DESIGN
==========

| PARAMETERS | VALUE |
|---|---|
| OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT | 32.14 W/SQ.M.deg.C |
| PRESSURE DROP | 0.0124 psi |
| NUMBER OF ROWS | 2 |
| NUMBER OF TUBES | 29 |
| LENGTH OF EACH TUBE | 0.45 |
| DIMENSIONS OF HEAT EXCHANGER(WxLxH) | 0.044x0.381x0.450 m |
| TRANSVERSE PITCH | 0.0254 m |
| DIAGONAL PITCH | 0.0254 m |
| OUTSIDE DIAMETER OF TUBE | 0.953E-02 m |
| FIN SPACING | 13 fins/in. |
| FIN THICKNESS | 0.3300E-03 m |
| TOLTAL NUMBER OF FINS | 230 |
| AREA OF HEAT TRANSFER | 7 SQ.M. |




รูปที่ 7.2 algorithm ของโปรแกรม 2

จากการใช้โปรแกรมทั้งสองในการออกแบบพบว่าโปรแกรม 1และ 2 ให้ผลต่างกัน ซึ่งโปรแกรม 2 จะให้พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนน้อยกว่าโปรแกรม 1 นั่นคือเครื่องเล็กกว่าแต่ความดันลดจะมีมากกว่า(ตัวเลขเรย์โนลด์มีค่าสูง) โดยทั่วไปการออกแบบควรเลือกใช้โปรแกรม 1 เมื่อมีขอบเขตอยู่ในช่วงที่ใช้งานได้ แต่ถ้าอยู่นอกขอบเขตดังกล่าวควรจะใช้โปรแกรม 2

อนึ่งเพื่อเปรียบเทียบถึงความแม่นยำในการออกแบบของโปรแกรมทั้งสองนี้ ได้ลองนำผลการทดลองที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะมาคำนวณหาพื้นที่ถ่ายเทความร้อนโดยใช้โปรแกรมทั้งสองที่ได้พัฒนาขึ้น ขนาดของพื้นที่ถ่ายเทความร้อนของเครื่องที่ทดสอบคือ 23 $m^2$ ผลที่ได้แสดงดังต่อไปนี้

ผลการคำนวณโดยใช้โปรแกรม 1 (least squares method)

DATA FROM EXPERIMENT

| CONDITIONS | DIMENSIONS |
|---|---|
| INLET TEMPERATURE HOT SIDE(deg.C) | 34.30 |
| OUTLET TEMPERATURE HOT SIDE (deg.C) | 32.40 |
| INLET TEMPERATURE COLD SIDE(deg.C) | 28.43 |
| OUTLET TEMPERATURE COLD SIDE(deg.C) | 30.17 |
| MASS FLOW RATE OF HOT SIDE(kg/s) | 1.1143 |
| MASS FLOW RATE OF COLD SIDE(kg/s) | 1.1143 |
| HEAT TRANSFER RATE (W) | 2037.00 |

RESULT OF HEAT EXCHANGER DESIGN

| PARAMETER | DIMENSION |
|---|---|
| OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT | 24.40 W/SQ.M.deg.C |
| PRESSURE DROP | 0.0197 psi |
| NUMBER OF ROWS | 4 |
| NUMBER OF TUBES | 103 |
| LENGTH OF EACH TUBE | 0.40 |
| SIZING OF HEAT EXCHANGER(WxLxH) | 0.088x0.660x0.400 m |
| TRANSVERSE PITCH | 0.0254 m |
| DIAGONAL PITCH | 0.0254 m |
| OUTSIDE DIAMETER OF TUBE | 0.953E-02 m |
| FIN SPACING | 13 fins/in. |
| FIN THICKNESS | 0.330E-03 m |
| TOTAL NUMBER OF FINS | 205 |
| AREA OF HEAT TRANSFER | 21 SQ.M |

ผลการคำนวณโดยใช้โปรแกรม 2 ( heat conductance model)

DATA FROM EXPERIMENT

| CONDITIONS | DIMENSIONS |
|---|---|
| INLET TEMPERATURE HOT SIDE (deg.C) | 34.3 |
| OUTLET TEMPERATURE HOT SIDE (deg.C) | 32.4 |
| INLET TEMPERATURE COLD SIDE (deg.C) | 28.43 |
| OUTLET TEMPERATURE COLD SIDE (deg.C) | 30.17 |
| MASS FLOW RATE OF HOT SIDE(kg/s) | 1.1143 |
| MASS FLOW RATE OF COLD SIDE(kg/s) | 1.1143 |
| HEAT TRANSFER RATE (W) | 2037 |

RESULT OF HEAT EXCHANGER DESIGN

| PARAMETERS | VALUE |
|---|---|
| OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT | 30.27 W/SQ.M.deg.C. |
| PRESSURE DROP | 0.0261 psi |
| NUMBER OF ROWS | 4 |
| NUMBER OF TUBES | 88 |
| LENGTH OF EACH TUBE | 0.40 |
| SIZING OF HEAT EXCHANGER (WxLxH) | 0.088x0.559x0.400 m |
| TRANSVERSE PITCH | 0.0254 m |
| DIAGONAL PITCH | 0.0254 m |
| OUTSIDE DIAMETER OF TUBE | 0.953E-02 m |
| FIN SPACING | 13 fins/in. |
| FIN THICKNESS | 0.330E-03 m |
| TOTAL NUMBER OF FINS | 205 |
| AREA OF HEAT TRANSFER | 17 SQ.M |

จากผลการคำนวณพบว่าวิธี least squares จะได้พื้นที่ 21 $m^2$ ซึ่งใกล้เคียงค่า 23 $m^2$ มากกว่าวิธีแบบจำลองการนำความร้อนซึ่งให้ค่า 16 $m^2$ อนึ่งในการออกถ้าเลือกใช้วิธี least squares ในการออกแบบจะต้องคูณพื้นที่ที่คำนวณได้ด้วยค่า safety factor อย่างน้อย 1.1 (10 %) ส่วนวิธีแบบจำลองการนำความร้อนจะต้องใช้ค่า safety factor อย่างน้อย 1.5 ( 50 %) สรุปแล้วจากการเปรียบเทียบ วิธี least squares จะให้ผลการออกแบบแม่นยำกว่า