บทที่ 5

การออปติไมซ์แบบจำลองของระบบทำความเย็นด้วยโพรพิลีน

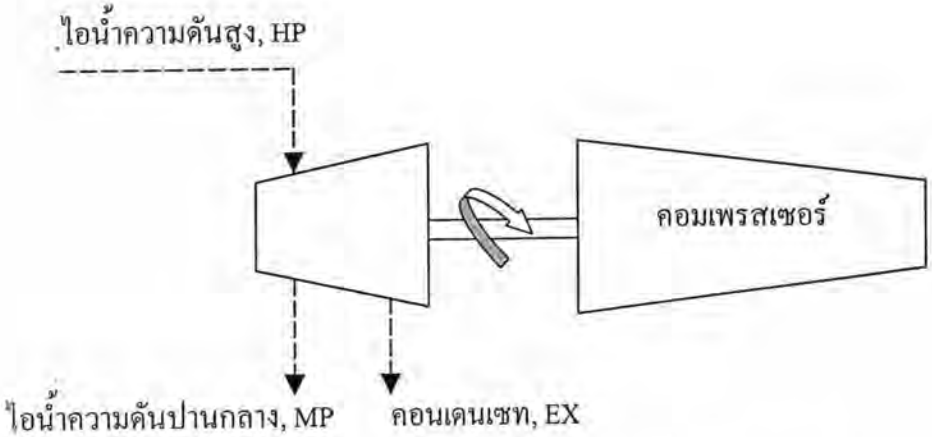
5.1 คำนำ

แบบจำลองของระบบทำความเย็นด้วยโพรพิลีน ที่มีค่าใกล้เคียงการปฏิบัติจริงในโรงงาน จะนำมาคำนวณหาสภาวะที่เหมาะสม เพื่อค่าใช้จ่ายด้านพลังงานต่ำสุด โดยมีข้อจำกัดของอุปกรณ์ที่อาจทำให้เกิดความเสียหายต่ออุปกรณ์ในระบบได้ ค่าเป้าหมายใหม่ที่ได้จากการออปติไมซ์จะสามารถนำไปใช้ตั้งค่าควบคุมอุปกรณ์ต่างๆ แล้วส่งผลให้เกิดค่าปฏิบัติการใหม่แก่ระบบ การหาคำตอบสำหรับการออปติไมซ์จะต้องมีความรวดเร็ว และโรบัสต์ (Robust) จึงนำซอฟแวร์มาช่วยในการออปติไมซ์ และจำลองกระบวนการในงานวิจัยนี้นั่นคือ แอสเพนพลัสซึ่งมีอัลกอริทึมของออปติไมเซชันอยู่ในตัว ซึ่งเป็นซิมูเลเตอร์ที่นิยมใช้กันมากทั่วไปอีกตัวหนึ่งทั้งในภาคการศึกษาและอุตสาหกรรมต่างๆ

5.2 วัตถุประสงค์ของการออปติไมซ์

ระบบทำความเย็นด้วยโพรพิลีน ประกอบด้วยคอมเพรสเซอร์แบบเซนตริฟูกัลที่ถูกขับด้วยเครื่องจักรไอน้ำสำหรับการป้อนพลังงานเข้าสู่การอัดแต่ละขั้นของการอัด ดังนั้นตัวแปรที่สำคัญที่จะใช้ในการศึกษากรณีนี้คือ พลังงานที่ได้จากไอน้ำความดันสูง นั่นหมายถึงการใช้ปริมาณของไอน้ำความดันสูงเท่าใดก็เสียค่าใช้จ่ายในการทำความเย็นมากเท่านั้น การเปลี่ยนแปลงสภาวะการดำเนินงานของระบบเป็นความจำเป็นสำหรับการออปติไมซ์ เพื่อหาสภาวะเหมาะสมที่สุดซึ่งทำให้คอมเพรสเซอร์ใช้พลังงานต่ำที่สุด วัตถุประสงค์ของการออปติไมซ์ในระบบทำความเย็นด้วยโพรพิลีนคือ การมินิไมซ์พลังงานที่คอมเพรสเซอร์ต้องการใช้ ซึ่งพลังงานที่คอมเพรสเซอร์ใช้ได้รับการส่งถ่ายพลังงานจากเครื่องจักรไอน้ำ ซึ่งเครื่องจักรไอน้ำทำงานโดยการเปลี่ยนพลังงานความร้อนจากไอน้ำเป็นพลังงานจลน์จากนั้นพลังงานจลน์ถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานกล รูป 5.1 เป็นภาพของเครื่องจักรไอน้ำที่ใช้ขับคอมเพรสเซอร์ โดยไอน้ำความดันสูงจะถูกเปลี่ยนเป็นไอน้ำความดันปานกลาง และคอนเดนเซท ดังนั้นการลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์จะส่งผลให้ปริมาณไอน้ำความดันสูงลดต่ำลง นั่นเป็นการลดต้นทุนจากค่าไอน้ำความดันสูง ทำให้

ประหยัดค่าใช้จ่ายของระบบ ซึ่งทำได้โดยการปรับคอมเพรสเซอร์ และอุปกรณ์ต่างๆ ของระบบ เพื่อให้ได้สภาวะการดำเนินงานที่เหมาะสมสุด



รูป 5.1 ความสัมพันธ์ของเครื่องจักรไอน้ำ และคอมเพรสเซอร์

5.2.1 คอมเพรสเซอร์ (Compressor)

ในกรณีอุดมคติ (Ideal Case) พลังงานของคอมเพรสเซอร์ไม่มีการสูญเสียพลังงาน แต่ในความจริงพลังงานที่เกิดในคอมเพรสเซอร์และเครื่องจักรไอน้ำมีการสูญเสียพลังงานซึ่งพลังงานที่สูญเสียนั้นเกี่ยวข้องกับประสิทธิภาพของอุปกรณ์แต่ละชิ้น ซึ่งประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์คำนวณได้จาก เส้นโค้งคุณสมบัติในการใช้ของคอมเพรสเซอร์ (Performance Curve) ระหว่างประสิทธิภาพ (efficiency) กับอัตราการไหลเชิงปริมาตร (Volumetric Flowrate) คอมเพรสเซอร์ในแบบจำลองโฟลวชีท ต้องมีข้อมูลความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพโพลิโทรปิก (Polytropic Efficiency) กับอัตราการไหลเชิงปริมาตรและความเร็วรอบของเพลา (Shaft Speed) เพื่อแสดงแบบจำลองทางเทอร์โมไดนามิกที่แม่นยำ (rigorous) ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพถูกใช้เพื่อความเอนเอียงของพารามิเตอร์ (Parameterize Bias) ระหว่างประสิทธิภาพโพลิโทรปิก กับ ประสิทธิภาพดีไซน์ (Design Efficiency) ที่คำนวณตามอุณหภูมิขาออกของการอัดแต่ละขั้น พลังงานที่ใช้ในการอัดแกสของคอมเพรสเซอร์เขียนเป็นสมการทางเทอร์โมไดนามิกได้ดังนี้

$$\Delta H = \int V dP = -W \tag{5.1}$$

ซึ่ง ΔH = การเปลี่ยนแปลงเอนทาลปี

V = ปริมาตร

P = ความดัน

W = พลังงาน

กระบวนการแบบโพลิโทรปิกแสดงได้ดังสมการ (5.2)

$$PV^n = \text{ค่าคงที่} \tag{5.2}$$

สัมประสิทธิ์โพลิโทรปิกนิยามในเทอมของความสัมพันธ์ C_p/C_v และประสิทธิภาพโพลิโทรปิกเป็นดังสมการ

$$\frac{n-1}{n} = \left(\frac{k-1}{k}\right) \Big/ \eta_p \tag{5.3}$$

ดังนั้นความสัมพันธ์ของคอมเพรสเซอร์แบบโพลิโทรปิกเป็นดังสมการ

$$\Delta H = \frac{P_{in}V_{in}}{\eta_p\left(\frac{n-1}{n}\right)}\left[\left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] \tag{5.4}$$

ซึ่ง k = อัตราส่วนของความจุความร้อน C_p/C_v

n = สัมประสิทธิ์โพลิโทรปิก

ηp = ประสิทธิภาพโพลิโทรปิก

5.2.2 เครื่องจักรไอน้ำ (Steam Turbine)

เป็นอุปกรณ์ที่อาศัยการขยายตัวของแกสผ่านน็อซเซิล เพื่อทำให้แกสมีความเร็วสูงขึ้น นั่นเป็นกระบวนการที่มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในเป็นพลังงานจลน์ พลังงานจลน์นี้สามารถถูกเปลี่ยนเป็นงาน (shaft work)

$$\dot{W}_s = -\dot{m}\Delta H \tag{5.5}$$

ซึ่ง $\dot{W}_s$ = พลังงานของเครื่องจักรไอน้ำ

$\dot{m}$ = อัตราการไหลเชิงมวล

ΔH = การเปลี่ยนแปลงเอนทาลปี

เมื่อของไหลในเครื่องจักรไอน้ำผ่านกระบวนการขยายที่ย้อนกลับได้เช่นเดียวกับกระบวนการอะเดียบาติก กระบวนการนี้เป็นไอเซนโทรปิก, $S_2 = S_1$ สมการพลังงานที่คำนวณได้ (Shaft work) นี้เป็นพลังงานสูงสุด (Maximum) ที่หาได้จากเครื่องจักรไอน้ำแบบอะเดียบาติก เครื่องจักรไอน้ำที่สภาวะจริง (Actual)ให้พลังงานน้อยกว่าเพราะกระบวนการเป็นแบบไม่สามารถย้อนกลับได้ (irreversible)

5.2.3 การคำนวณ

พลังงานของเครื่องจักรไอน้ำสามารถคำนวณได้จากการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของไอน้ำ โดยเอนทาลปีของไอน้ำที่สภาวะต่างๆ หาได้จากการเปิดตารางไอน้ำ หรือดูได้จากกราฟของไอน้ำ ตาราง 5.1 แสดงข้อมูลปฏิบัติการจริงของเครื่องจักรไอน้ำและผลการหาค่าเอนทาลปี สำหรับการหาพลังงานของเครื่องจักรไอน้ำสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$W_T = m_{HP} H_{HP} - m_{MP} H_{MP} - m_{EX} H_{EX}$$

ซึ่ง W_T = กำลังจากไอน้ำ (Work of fluid), Kw

m_{HP} = อัตราการไหลเชิงมวลของไอน้ำความดันสูง, Kg/s

H_{HP} = เอนทาลปีของไอน้ำความดันสูง, KJ/kg

m_{MP} = อัตราการไหลเชิงมวลของไอน้ำความดันปานกลาง, Kg/s

H_{MP} = เอนทาลปีของไอน้ำความดันปานกลาง, KJ/kg

m_{EX} = อัตราการไหลเชิงมวลของคอนเดนเซท, Kg/s

H_{EX} = เอนทาลปีของคอนเดนเซท, KJ/kg

ผลของการหาค่าเอนทาลปีแสดงในตาราง 5.1 ดังนั้นกำลังของไอน้ำในเทอมของปริมาณไอน้ำความดันสูงได้เป็น

$$W_T = m_{HP} (H_{HP} - 0.7468 H_{MP} - 0.2532 H_{EX}) \quad (5.7)$$

$$= 486.4059\ m_{HP} \quad (5.8)$$

ตาราง 5.1 สภาวะปฏิบัติการจริงของเครื่องจักรไอน้ำและเอนทาลปี

ลักษณะของข้อมูล	ไอน้ำความดันสูง	ไอน้ำความดันปานกลาง	คอนเดนเซท
อุณหภูมิ, °C **	397.983	274.245	37.500
ความดัน, Kg/cm^{2}g **	41.139	11.859	-0.880
อัตราการไหล, Mton/hr **	105.929	79.110	26.819
เอนทาลปี, KJ/kg	3208.576	2988.098	1937.830

**หมายเหตุ ข้อมูลจริงจากโรงงานชุดเดียวกับตาราง 4.5 ซึ่งเก็บในช่วงเวลาเดียวกัน และได้ใช้สำหรับการสร้างแบบจำลองเลียนแบบกระบวนการจริง

พลังงานที่คอมเพรสเซอร์แบบโพลิทรอปิกต้องการ, W_C ซึ่งก็คือพลังงานของคอมเพรสเซอร์ซึ่งคำนวณได้ในการจำลองระบบทำความเย็นด้วยโพรพิลีน เขียนความสัมพันธ์กับเครื่องจักรไอน้ำได้เป็น

$$W_C = W_T \ \eta \tag{5.9}$$

ซึ่ง W_C = พลังงานที่คอมเพรสเซอร์แบบโพลิโทรปิกต้องการใช้, กิโลวัตต์ (Kw)

W_T = กำลังที่ได้จากไอน้ำ, กิโลวัตต์ (Kw)

η = ประสิทธิภาพของเครื่องจักรไอน้ำ

จากข้อมูลของไอน้ำ สามารถคำนวณหาความประสิทธิภาพของเครื่องจักรไอน้ำได้เท่ากับ 0.7625 ดังนั้นนำมาเขียนเป็นความสัมพันธ์กับปริมาณไอน้ำความดันสูงได้เป็น

$$W_C = 370.893 \ m_{HP} \quad \text{KJ/s} \tag{5.10}$$

เขียนใหม่ได้เป็น $$m_{HP} = \frac{W_C}{370.893} \quad \text{Kg/s} \tag{5.11}$$

หรือ $$m_{HP} = \frac{W_C}{370.893}\ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 31536\ \frac{\text{Tons}}{\text{year}}\ \frac{\text{s}}{\text{kg}}$$

$$m_{HP} = 85.0272 \cdot W_C \quad \text{Ton/year} \tag{5.12}$$

ดังนั้นสมการฟังชันวัตถุประสงค์คือ

มินิไมซ์

ค่าใช้จ่ายของพลังงานที่คอมเพรสเซอร์ใช้ = ปริมาณไอน้ำความดันสูง * ราคาของไอน้ำ (หน่วย บาทต่อปี)

เมื่อปริมาณของไอน้ำความดันสูง = 85.0272 * พลังงานที่คอมเพรสเซอร์ต้องการ (หน่วยตันต่อปี)

และอ้างอิงราคาของไอน้ำความดันสูงที่ = 430 บาท/ตัน
(ข้อมูลจากส่วนวิจัยและพัฒนาฝ่ายเทคนิคบริษัทไทยโอเลฟินส์)

5.3 ข้อจำกัด (Constrains)

ระบบทำความเย็นด้วยโพรพิลีนเป็นระบบทำความเย็นแบบปิด มีการไหลเวียนของสารทำความเย็นภายในระบบ และมีความจำเป็นที่จะต้องควบคุมสภาวะปฏิบัติการของอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบ เพื่อป้องกันอันตราย และความเสียหายที่อาจเกิดขึ้นได้กับอุปกรณ์ต่างๆ โดยคำนึงถึงความเป็นไปได้ และความสามารถที่อุปกรณ์ทนได้ แบบจำลองกระบวนการด้วยข้อมูลที่สภาวะคงตัว ข้อจำกัดของแบบจำลองนี้ได้แก่

- ขอบเขตต่ำสุดสำหรับการทำงานของคอมเพรสเซอร์ เรียกว่าขอบเขตของการเกิดเซิร์จ (Surging Limit) โดยดูได้จากเปอร์เซ็นต์เหนือเซิร์จ นิยามว่า

% > Surge = (อัตราการไหลเชิงปริมาตรที่เข้าคอมเพรสเซอร์ – อัตราการไหลเชิงปริมาตรที่เข้าคอมเพรสเซอร์ ณ จุดเซิร์จ) / อัตราการไหลเชิงปริมาตรที่เข้าคอมเพรสเซอร์ ณ จุดเซิร์จ

- ขอบเขตสูงสุดสำหรับการทำงานของคอมเพรสเซอร์ เรียกว่าโช๊ค (Choke) หรือสโตนวอลล์ (Stonewall) โดยดูได้จากเปอร์เซ็นต์ต่ำกว่าสโตนวอลล์ นิยามว่า

% < Stonewall = (อัตราการไหลเชิงปริมาตรที่เข้าคอมเพรสเซอร์ ณ จุดสโตนวอลล์ – อัตราการไหลเชิงปริมาตรที่เข้าคอมเพรสเซอร์) / อัตราการไหลเชิงปริมาตรที่เข้าคอมเพรสเซอร์ ณ จุดสโตนวอลล์

- ความเร็วรอบวิกฤติของคอมเพรสเซอร์ (Critical Speed) คอมเพรสเซอร์ไม่ควรที่จะใช้ความเร็วรอบในช่วง +10% ของความเร็วรอบวิกฤติของคอมเพรสเซอร์ เพื่อป้องกันปัญหาเกี่ยวกับการสั่นสะเทือน

- ขอบเขตอุณหภูมิ และความดันที่อุปกรณ์แต่ละตัวสามารถทนได้

- อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ต้องสามารถมีค่าการแลกเปลี่ยนความร้อนเหมือนเดิม (Duty ไม่เปลี่ยนแปลง) ดูได้จากตาราง 5.3

- ขอบเขตต่ำสุดและสูงสุดของการไหลผ่านวาล์วแต่ละตัว โดยไม่เกินค่าสัมประสิทธิ์การเปิดวาล์วที่มากสุดที่วาล์วรับได้ ซึ่งผู้ผลิตวาล์วกำหนดไว้

สำหรับค่าตัวเลขของข้อจำกัดของวาล์ว และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในระบบทำความเย็นด้วยโพรพิลีน แสดงในตาราง 5.2 และ5.3 ตามลำดับ

ตาราง 5.2 ค่าตัวเลขขอบเขตข้อจำกัดของวาล์ว

ตัวแปรข้อจำกัด	ขอบเขต	ค่าปัจจุบัน
1. วาล์ว FV4111 (อัตราการไหล, Kg/hr)	13,900 – 29,725	27344.264
2. วาล์ว FV4103 (อัตราการไหล, Kg/hr)	227,500 – 373,786	326850.531
3. วาล์ว LV6460 (อัตราการไหล, Kg/hr)	5602 – 8803	7877.379
4. วาล์ว PV3906 (อัตราการไหล, Kg/hr)	21503 – 38400	33600.988
5. วาล์ว LV3450 (อัตราการไหล, Kg/hr)	36204 – 56892	48142.285
6. วาล์ว LV6903 (อัตราการไหล, Kg/hr)	166700 – 262050	237229.891
7. วาล์ว FV4202 (อัตราการไหล, Kg/hr)	7473 – 11864	10710.906
8. วาล์ว FV4750 (อัตราการไหล, Kg/hr)	19400 – 30485	27805.668
9. วาล์ว LV3751 (อัตราการไหล, Kg/hr)	18673 – 29344	21643.658
10. วาล์ว LV6803 (อัตราการไหล, Kg/hr)	123900 – 194700	172412.313
11. วาล์ว LV5662 (อัตราการไหล, Kg/hr)	2807 – 4411	3988.493
12. วาล์ว LV6462 (อัตราการไหล, Kg/hr)	6525 – 10253	9270.278
13. วาล์ว PV4406B (อัตราการไหล, Kg/hr)	48062 – 78959	67122.016
14. วาล์ว LV6465 (อัตราการไหล, Kg/hr)	6020 – 9460	8396.672
15. วาล์ว LV3761 (อัตราการไหล, Kg/hr)	26228 – 41215	40007.367
16. วาล์ว LV6703 (อัตราการไหล, Kg/hr)	57100 – 90900	76360.773
17. วาล์ว LV4020 (อัตราการไหล, Kg/hr)	14319 – 23524	20770.865
18. วาล์ว LV6501 (อัตราการไหล, Kg/hr)	68500 – 107700	71423.500
19. วาล์ว LV6603 (อัตราการไหล, Kg/hr)	2730 – 4320	3999.520

ตาราง 5.3 ปริมาณความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	ปริมาณความร้อน (Duty), MMKCAL / HR
T-698	-5.038
T-699	-26.251
T-411	-1.218
T-478	-0.449
T-410	-2.901
T-646A	+0.616
T-395	+2.626
T-345	+3.767
T-420	-0.972
T-475	-2.524
T-375	+1.861
T-566	+0.343
T-646B	+0.797
T-474	-0.192
T-445	+6.213
T-646C	+0.777
T-376	+3.703
T-482A	+0.243
T-473	-0.305
T-402	+2.060
T-650	+7.082
T-482B	+0.379

5.4 ตัวแปรตัดสินใจ (Decision Variables)

พิจารณาตัวแปรที่มีผลต่อพลังงานที่คอมเพรสเซอร์ใช้ได้แก่ ความดันขาเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่หนึ่ง และอัตราการไหลของไอโพรพิลีนที่เข้าสู่คอมเพรสเซอร์แต่ละขั้น โดยการปรับวาล์วดังต่อไปนี้

1. อัตราการไหลของโพรพลีนเหลวจาก T-411 ที่เข้าสู่การทำความเย็นขั้นที่หนึ่ง โดยปรับวาล์ว FV4111

2. อัตราการไหลของไอโพรพิลีนที่ออกจากถังแฟลชขั้นที่สี่ เพื่อเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ขั้นที่สี่โดยปรับวาล์ว LV6903, LV3450, LV6460 และ PV3906

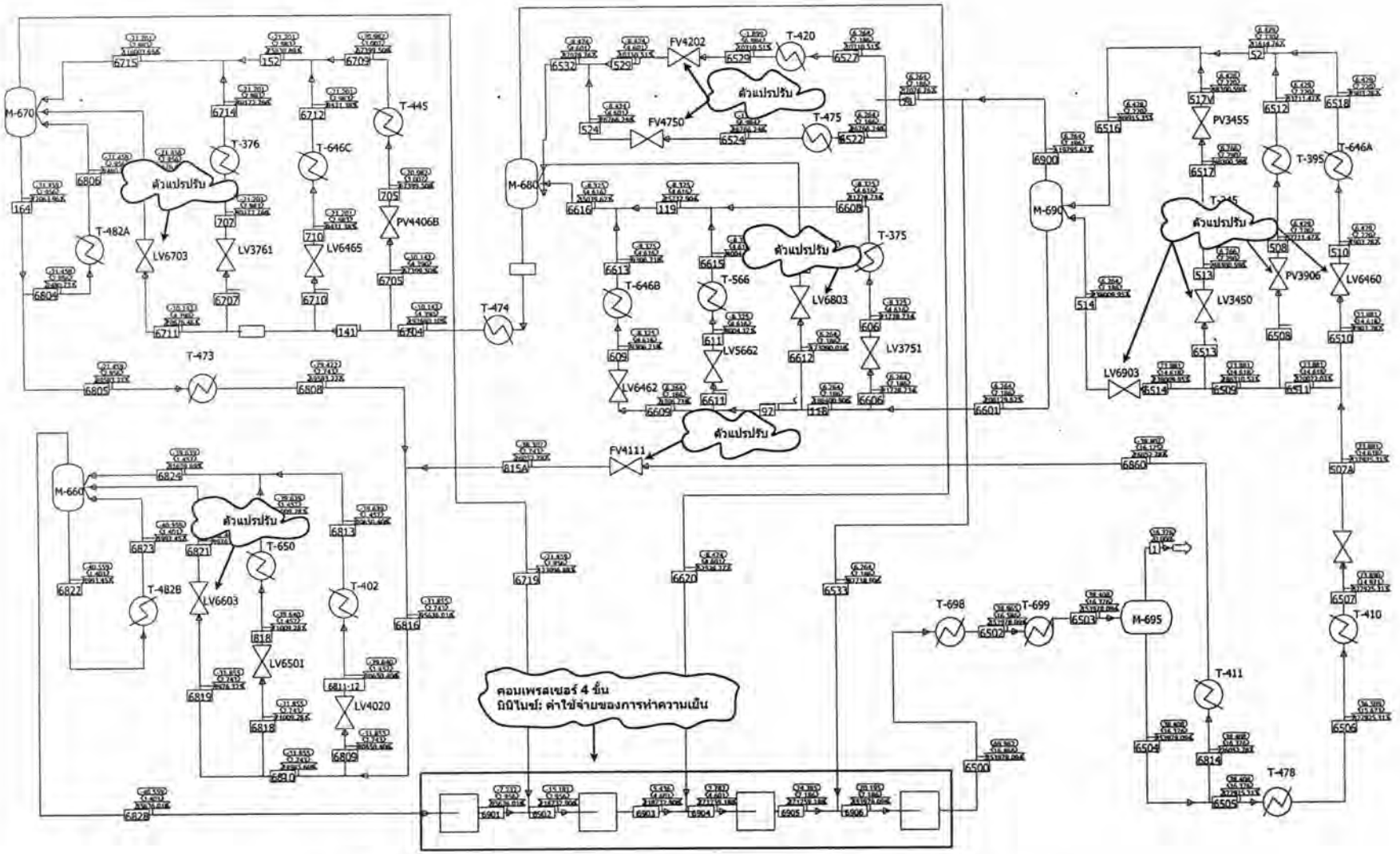
3. อัตราการไหลของไอโพรพิลีนที่ออกจากถังแฟลชขั้นที่สาม เพื่อเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ขั้นที่สามโดยปรับวาล์ว LV6803, FV4202, FV4750

4. อัตราการไหลของไอโพรพิลีนที่ออกจากถังแฟลชขั้นที่สอง เพื่อเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ขั้นที่สองโดยปรับวาล์ว LV6703

5. อัตราการไหลของไอโพรพิลีนที่ออกจากถังแฟลชขั้นที่หนึ่ง เพื่อเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ขั้นที่หนึ่งโดยปรับวาล์ว LV6603

ถ้าตัวแปรปรับมีจำนวนมากเท่าไรจะใช้เวลาในการคำนวณมากขึ้น สำหรับระบบทำความเย็นด้วยโพรพิลีนที่มีรอบการคำนวณซ้ำที่ซับซ้อน และตัวแปรปรับมีจำนวนมาก จึงทำการเลือกตัวแปรปรับทีละข้อ เริ่มจากการเลือกตัวแปรปรับในข้อที่หนึ่งก่อนในการมินิไมซ์ฟังชันวัตถุประสงค์ จากนั้นเลือกตัวแปรปรับในข้อ 2 , 3 และ 4 ตามลำดับจนกระทั่งถึงข้อที่ห้า เพื่อให้ฟังชันวัตถุประสงค์ลดลงต่ำที่สุดนั่นเอง รูป 5.2 แสดงตัวแปรปรับที่ถูกเลือกเพื่อมินิไมซ์ค่าใช้จ่ายของการทำความเย็น

โดยปกติแล้วการเลือกตัวแปรซึ่งเป็นตัวแปรที่ทราบค่าแน่นอนให้เป็นตัวแปรปรับ เพื่อทำการออปติไมซ์ให้ฟังชันวัตถุประสงค์ลดต่ำลง จะทำให้ตัวแปรที่ทราบค่าแน่นอนเหล่านี้กลายเป็นตัวแปรที่ไม่ทราบค่า ดังนั้นจำนวนตัวแปรที่ไม่ทราบค่าจะมีจำนวนมากกว่าจำนวนสมการ ซึ่งจำนวนสมการในการสร้างแบบจำลองมีจำนวนเท่าเดิม ดังนั้นระดับความเป็นอิสระในการทำออปติไมซ์จะมีค่ามากกว่าศูนย์ (Degree of Freedom in Optimization, $N_F > 0$) ด้วยเหตุนี้จึงจำเป็นต้องนำเทคนิคการออปติไมซ์มาแก้ปัญหา เพื่อหาค่าตัวแปรปรับให้เป็นไปตามข้อจำกัดที่เป็นสมการได้แก่ สมการแบบจำลองกระบวนการ สมการดุลมวลสารและพลังงาน และสมการผลรวมของเศษส่วนโมล นอกจากนี้ต้องเป็นไปตามข้อจำกัดที่เป็นอสมการด้วยซึ่งเป็นข้อจำกัดต่างๆ ได้แก่ เศษส่วนโมล และค่าอัตราการไหลควรมากกว่าหรือเท่ากับศูนย์ ค่าสูงสุดของความดันของระบบเป็นต้น



รูป 5.2 ตัวแปรปรับของแบบจำลองระบบทำความเย็นด้วยโพรพิลีนเมื่อออปติไมซ์

5.5 ผลการออปติไมซ์ และวิจารณ์

แบบจำลองของระบบทำความเย็นด้วยโพรพิลีนที่ใกล้เคียงกับกระบวนการจริงแล้วนั้น เป็นกรณีปัจจุบัน ถูกนำมาปรับเพื่อลดค่าใช้จ่ายของระบบ โดยพิจารณาจากการมินนิไมซ์ปริมาณไอน้ำความดันสูงซึ่งเครื่องจักรไอน้ำต้องใช้ในการขับเคลื่อนแก่คอมเพรสเซอร์ ได้ผลการเปลี่ยนแปลงค่าใช้จ่ายของการทำความเย็นก่อน และหลังการออปติไมซ์ดังตาราง 5.4 ซึ่งหลังการออปติไมซ์ ปริมาณไอน้ำความดันสูงคำนวณได้จากสมการที่ 5.12 เท่ากับ

ปริมาณไอน้ำความดันสูง, $m_{HP} = 85.0272 \cdot W_C$

$= 926,006.577$ ตันต่อปี

ซึ่ง W_C = พลังงานที่คอมเพรสเซอร์ต้องการใช้, กิโลวัตต์

อ้างอิงราคาของไอน้ำความดันสูงอ้างอิงที่ 430 บาทต่อตัน (ข้อมูลจากส่วนวิจัยและพัฒนาฝ่ายเทคนิค บริษัทไทยโอเลฟินส์)

ดังนั้นค่าใช้จ่ายของระบบ = (926,006.577 ตัน/ปี) * (430 บาท/ตัน)

$= 398,182,828.20$ บาทต่อปี

ได้ผลการคำนวณปริมาณไอน้ำความดันสูงลดลงเท่ากับ 1,929.95 ตันต่อปี

และค่าใช้จ่ายของระบบทำความเย็นด้วยโพรพิลีนลดลงเท่ากับ 829,877.40 บาทต่อปี

การออปติไมซ์ของระบบทำความเย็นด้วยโพรพิลีนซึ่งเป็นระบบปิด ได้กระจายการไหลของไอโพรพิลีนที่เข้าสู่คอมเพรสเซอร์อย่างเหมาะสม โดยปรับการเปิดวาล์วให้อัตราการไหลของสารทำความเย็นเปลี่ยนแปลงไป ซึ่งขึ้นกับดุลมวลสารและพลังงานด้วย การเปลี่ยนแปลงของตัวแปรตัดสินใจหลังการออปติไมซ์ได้ผลแสดงเปรียบเทียบกับกรณีก่อนการออปติไมซ์ดังตาราง 5.5 และได้แสดงผลของการจำลองระบบก่อนและหลังการออปติไมซ์ดังรูป 5.3 และ 5.4 ตามลำดับ ส่วนตาราง 5.6 เป็นผลการจำลองระบบด้วยแอสเพนพลัสในกรณีก่อนและหลังการออปติไมซ์ของแบบจำลอง

จากผลการปรับแบบจำลองโดยการเพิ่มความดันทางเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 1 มากขึ้นจาก 1.391 เป็น 1.401 Kg/cm^2g มีผลต่อการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ และการปรับอัตราการไหลของไอโพรพิลีนให้เข้าสู่การทำความเย็นระดับหนึ่งลดน้อยลง มีผลต่อการใช้พลังงานของ

คอมเพรสเซอร์ด้วย ดังนั้นการแบ่งสัดส่วนการไหลของไอโพรพิลีนเข้าสู่คอมเพรสเซอร์แต่ละขั้นอย่างเหมาะสม ทำให้พลังงานที่ใช้ของคอมเพรสเซอร์ลดต่ำลง

การออปติไมซ์แบบจำลองระบบทำความเย็นด้วยโพรพิลีน จากการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลที่เข้าสู่คอมเพรสเซอร์ โดยการลดอัตราการไหลสามารถทำได้โดยลดเปอร์เซ็นต์การเปิดวาล์วลง ดังเช่นการลดอัตราการไหลที่เข้าสู่คอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 1 ทำได้โดยลดเปอร์เซ็นต์การเปิดวาล์วลง (อัตราการไหลและความดันจะลดลงมากหรือลดลงน้อยนั้นขึ้นกับชนิดและขนาดของวาล์วด้วย) และในทางกลับกันถ้าต้องการให้อัตราการไหลมากขึ้นก็สามารถทำได้โดยการเปิดวาล์วเพิ่มขึ้น

ตาราง 5.4 ผลการคำนวณค่าใช้จ่ายของระบบก่อนและหลังการออปติไมซ์

การคำนวณ	กรณีปัจจุบัน	หลังออปติไมซ์
กำลังของคอมเพรสเซอร์, กิโลวัตต์	10,913.407	10,890.710
ปริมาณไอน้ำความดันสูง, ตัน/ปี	927,936.710	926,006.577
ค่าใช้จ่ายของระบบ, บาท/ปี	399,012,785.30	398,182,828.20

ตาราง 5.5 ผลการออปติไมซ์ของตัวแปรตัดสินใจ

ตัวแปรตัดสินใจ	ค่าที่ใช้อยู่ปัจจุบัน	ค่าออปติไมซ์	ค่าแตกต่าง
1. อัตราการไหลของโพรพิลีนจาก T-411 ไปสู่การทำความเย็นระดับ 1, Kg/hr	27,344.264	26,052.336	1,291.928
- %เปิดวาล์ว FV411	77.494	75.825	1.669
2. อัตราการไหลของไอโพรพิลีนที่เข้าสู่คอมเพรสเซอร์ขั้น 1 , Kg/hr	96,193.859	95,635.438	558.421
- ความดันขาเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 1 ,Kg/cm^2g	1.391	1.401	0.010
- %เปิดวาล์ว LV6603	30.844	30.558	0.286

ตาราง 5.5 (ต่อ) ผลการออปติไมซ์ของตัวแปรตัดสินใจ

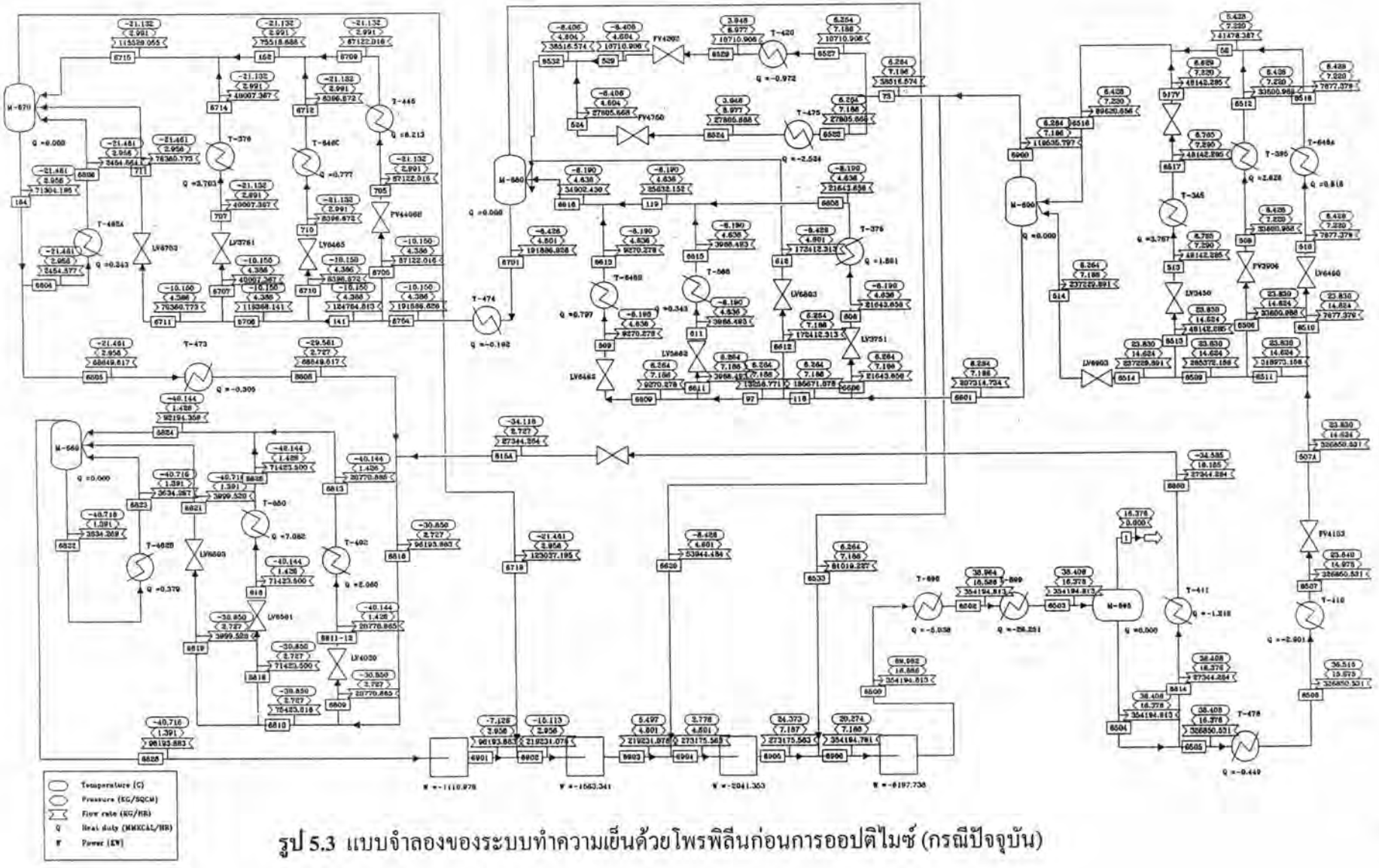
ตัวแปรตัดสินใจ	ค่าที่ใช้อยู่ปัจจุบัน	ค่าออปติไมซ์	ค่าแตกต่าง
3. อัตราการไหลของไอโพรพิลีนที่เข้าสู่คอมเพรสเซอร์ขั้น 2, Kg/hr	123,037.195	123,096.961	59.766
– ความดันขาเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 2 ,Kg/cm^2g	2.956	2.956	0.000
– %เปิดวาล์ว LV6703	27.528	27.604	0.076
4. อัตราการไหลของไอโพรพิลีนที่เข้าสู่คอมเพรสเซอร์ขั้น 3 , Kg/hr	53,944.484	52,524.359	1,420.125
– ความดันขาเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 3 ,Kg/cm^2g	4.601	4.601	0.000
– %เปิดวาล์ว LV6803	19.891	19.970	0.079
– %เปิดวาล์ว FV4202	24.983	23.809	1.174
– %เปิดวาล์ว FV4750	62.585	61.205	1.380
5. อัตราการไหลของไอโพรพิลีนที่เข้าสู่คอมเพรสเซอร์ขั้น 4 , Kg/hr	81,019.227	82,715.039	1,695.812
– ความดันขาเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 4 ,Kg/cm^2g	7.186	7.186	0.000
– %เปิดวาล์ว LV6903	40.825	40.967	0.142
– %เปิดวาล์ว LV3450	29.250	29.364	0.114
– %เปิดวาล์ว LV6460	27.740	27.847	0.107
– %เปิดวาล์ว PV3906	63.337	63.449	0.112

ตาราง 5.6 ผลการคำนวณกรณีปัจจุบันกับกรณีออปติไมซ์

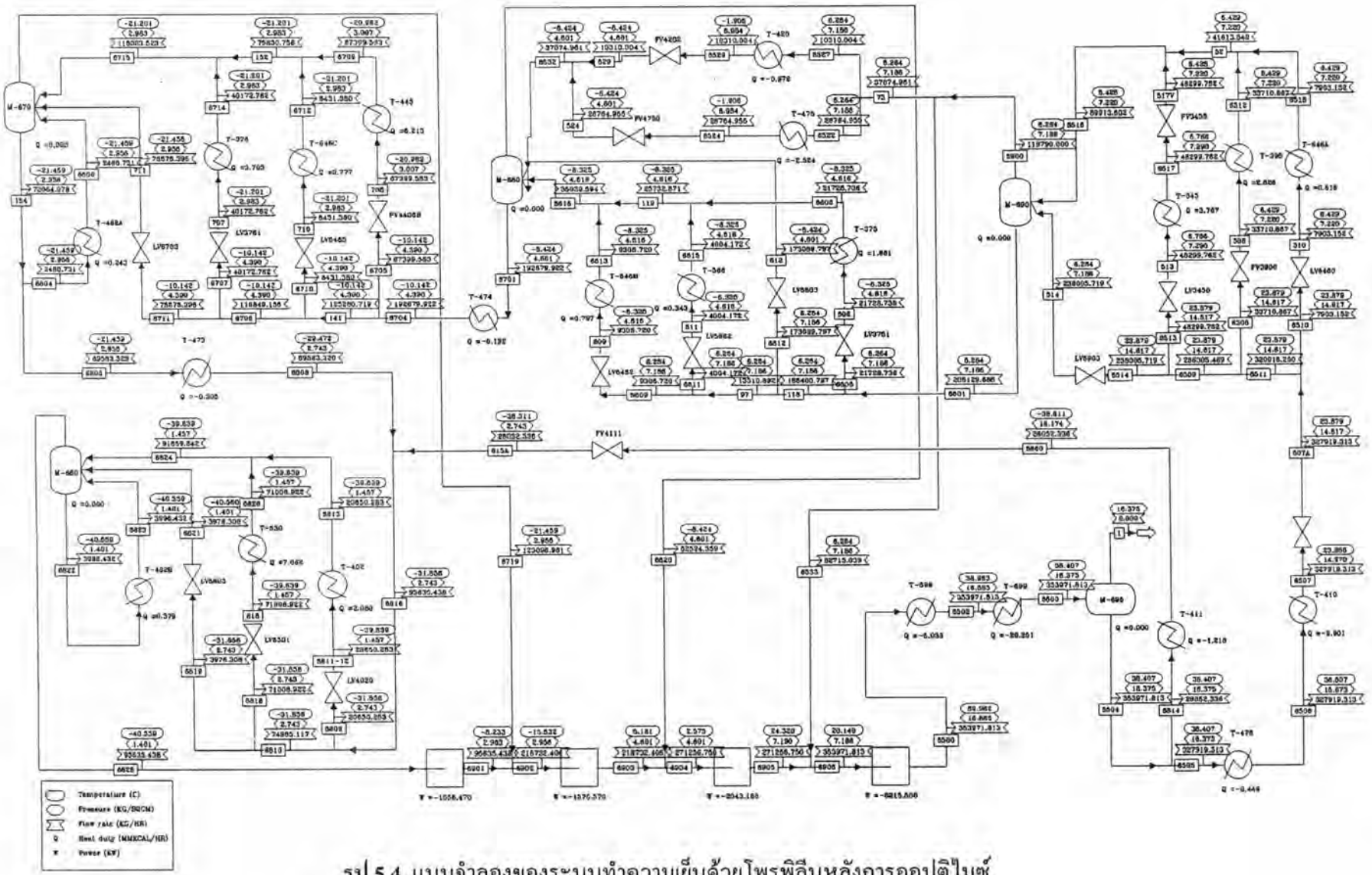
สาย	กรณีปัจจุบัน			กรณีออปติไมซ์		
	อุณหภูมิ, ^0C	ความดัน, Kg/cm^2g	อัตราการไหล, Kg/hr	อุณหภูมิ, ^0C	ความดัน, Kg/cm^2g	อัตราการไหล, Kg/hr
6500	69.962	16.866	354194.813	69.962	16.866	353978.094
6600	-40.715	1.391	96193.859	-40.559	1.401	95636.016
6700	-21.461	2.956	123037.195	-21.459	2.956	123096.883
6800	-8.426	4.601	53944.484	-8.424	4.601	52526.277
6528	6.264	7.186	81019.227	6.264	7.186	82718.906
6502	38.964	16.586	354194.813	38.965	16.586	353978.094
6504	38.408	16.376	354194.813	38.408	16.376	353978.094
6814	38.408	16.376	27344.264	38.408	16.376	327925.313
6860	-34.585	16.165	27344.264	-38.807	16.175	26052.787
6505	38.408	16.376	326850.531	38.408	16.376	327925.313
6506	36.515	15.675	326850.531	36.509	15.673	327925.313
6507	23.840	14.975	326850.531	23.890	14.971	327925.313
507A	23.830	14.624	326850.531	23.881	14.618	327925.313
6508	23.830	14.624	33600.988	23.881	14.618	33711.477
6510	23.830	14.624	7877.379	23.881	14.618	7903.282
6513	23.830	14.624	48142.285	23.881	14.618	48300.590
6514	23.830	14.624	237229.891	23.881	14.618	238009.953
6516	6.428	7.220	89620.656	6.428	7.220	89915.352
6900	6.264	7.186	119535.797	6.264	7.186	119795.672
6529	3.948	6.977	10710.906	-1.899	6.984	10310.515
6524	3.948	6.977	27805.668	-1.899	6.984	26766.246
6532	-8.406	4.604	38516.574	-8.424	4.601	37076.762
6606	6.264	7.186	21643.658	6.264	7.186	21728.734
6612	6.264	7.186	172412.313	6.264	7.186	173090.016
6611	6.264	7.186	3988.493	6.264	7.186	4004.171
6609	6.264	7.186	9270.278	6.264	7.186	9306.718

ตาราง 5.6 (ต่อ) ผลการคำนวณกรณีปัจจุบันกับกรณีออปติไมซ์

สาย	กรณีปัจจุบัน			กรณีออปติไมซ์		
	อุณหภูมิ, ^0C	ความดัน, Kg/cm^2g	อัตราการไหล, Kg/hr	อุณหภูมิ, ^0C	ความดัน, Kg/cm^2g	อัตราการไหล, Kg/hr
6616	-8.190	4.636	9270.278	-8.325	4.616	9306.718
6701	-8.426	4.601	191886.828	-8.424	4.601	192680.109
6704	-10.150	4.386	191886.828	-10.142	4.390	192680.109
6804	-21.461	2.956	2454.577	-21.459	2.956	2480.731
6705	-10.150	4.386	67122.016	-10.142	4.390	67399.508
6710	-10.150	4.386	8396.672	-10.142	4.390	8431.385
6707	-10.150	4.386	40007.367	-10.142	4.390	40172.766
6711	-10.150	4.386	76360.773	-10.142	4.390	76676.461
6715	-21.132	2.991	115526.055	-21.201	2.983	116003.656
6808	-29.561	2.727	68849.617	-29.472	2.743	69583.227
6816	-30.850	2.727	96193.883	-31.855	2.743	95636.016
6809	-30.850	2.727	20770.865	-31.855	2.743	20650.406
6818	-30.850	2.727	71423.500	-31.855	2.743	71009.281
6819	-30.850	2.727	3999.520	-31.855	2.743	3976.325
6822	-40.715	1.391	3634.316	-40.559	1.401	3993.457



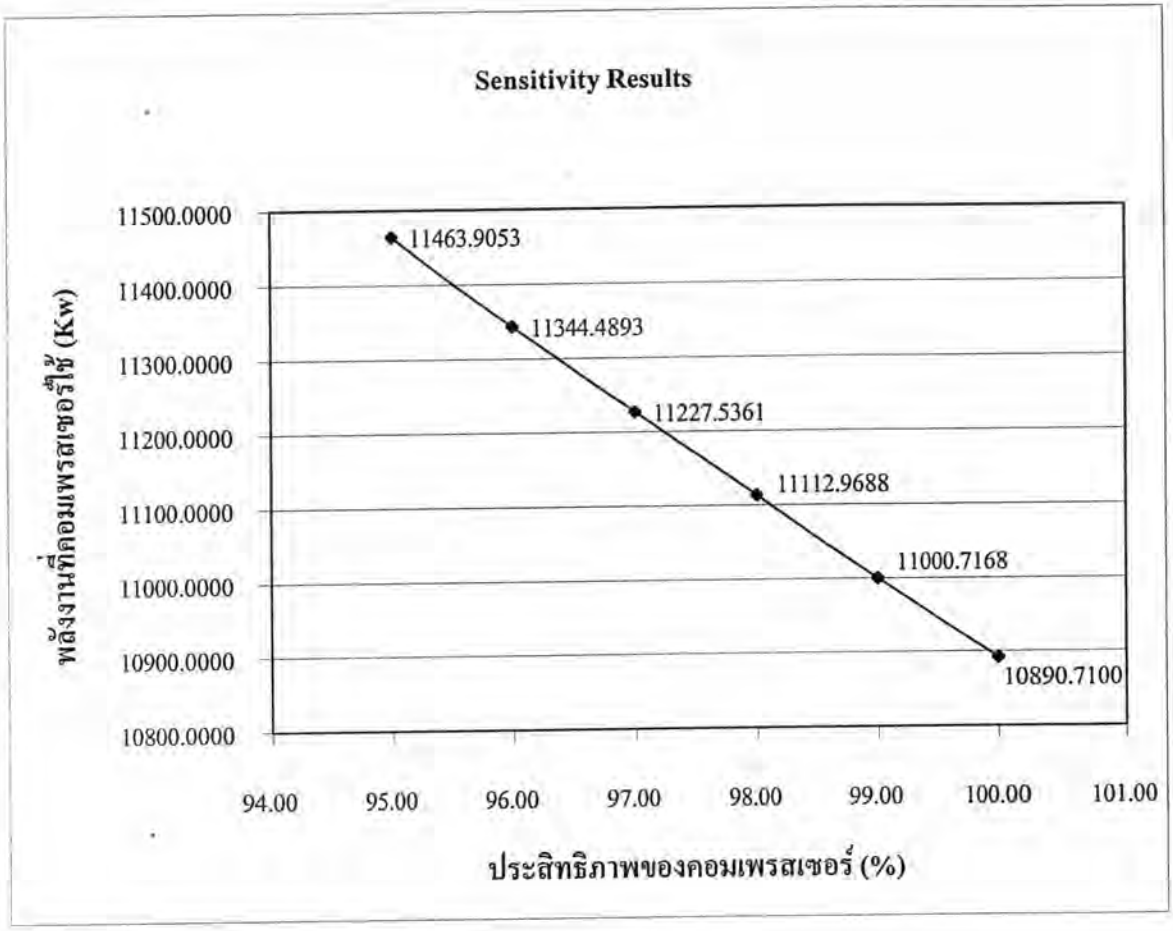
รูป 5.3 แบบจำลองของระบบทำความเย็นด้วยโพรพิลีนก่อนการออปติไมซ์ (กรณีปัจจุบัน)



รูป 5.4 แบบจำลองของระบบทำความเย็นด้วยโพรพิลีนหลังการออปติไมซ์

5.6 การศึกษาความไวของพลังงานที่คอมเพรสเซอร์ใช้ต่อการเปลี่ยนแปลงประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์

โดยทำการปรับเปลี่ยนประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์จาก 100% ลดลงถึง 95% โดยทำการปรับเปลี่ยนทีละ 1% แล้วสังเกตผลกระทบที่เกิดขึ้น

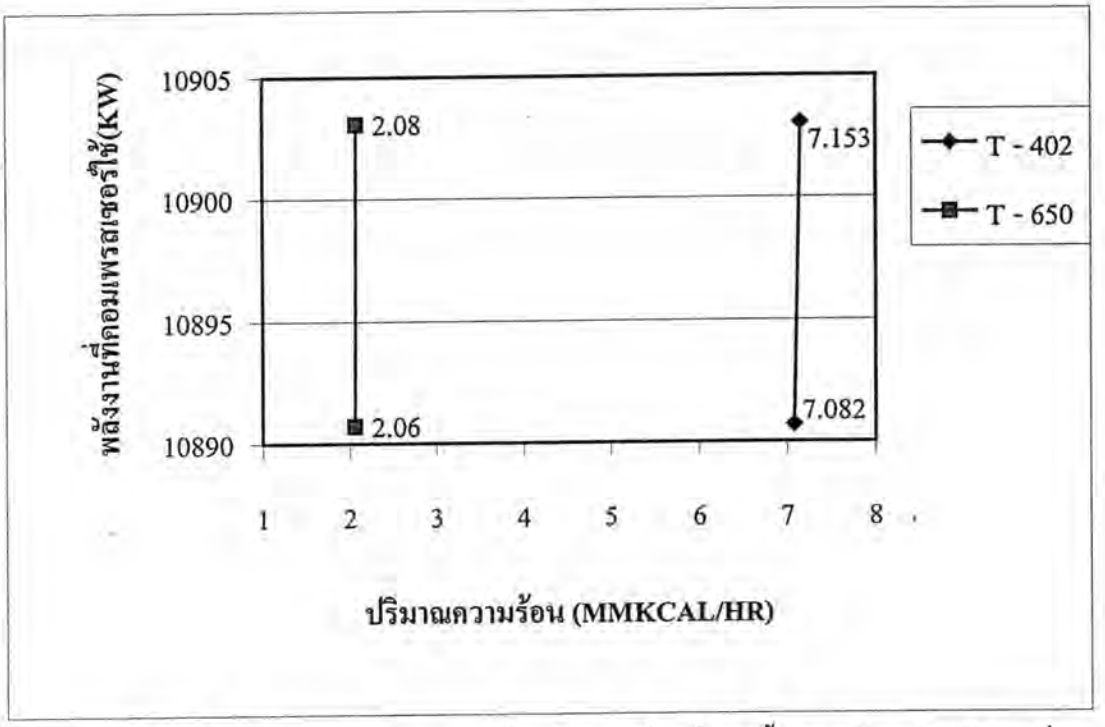


รูป 5.5 พลังงานที่คอมเพรสเซอร์ใช้ต่อการเปลี่ยนแปลงประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์

เมื่อประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ลดต่ำลง ทำให้พลังงานที่คอมเพรสเซอร์ต้องการใช้เพิ่มสูงขึ้น โดยทั่วไปคอมเพรสเซอร์เมื่อใช้เป็นเวลานาน จะเกิดการสึกหรอของชิ้นส่วน ทำให้ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ลดต่ำลง ทำให้คอมเพรสเซอร์ต้องใช้พลังงานมากขึ้น ด้วยเหตุนี้ทางโรงงานควรมีมาตรการในการดูแลประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ ซึ่งปกติแล้วประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์จะลดลง 1-2 % ใน 6 ปี แล้วแต่การใช้งานของคอมเพรสเซอร์ด้วย

5.7 การศึกษาผลกระทบของพลังงานที่คอมเพรสเซอร์ใช้ต่อการเปลี่ยนแปลงปริมาณความร้อนของเครื่องทำความเย็น

โดยทำการปรับปริมาณความร้อนของเครื่องทำความเย็นเพิ่มสูงขึ้น 1 % โดยทดลองกับการทำความเย็นระดับหนึ่งที่ –40°C ซึ่งเครื่องทำความเย็นได้แก่ T-402 และ T-650 แล้วสังเกตผลกระทบที่เกิดขึ้นกับพลังงานที่คอมเพรสเซอร์ใช้



รูป 5.6 เมื่อปริมาณความร้อนของเครื่องทำความเย็นเพิ่มสูงขึ้น 1 % มีผลต่อพลังงานที่คอมเพรสเซอร์ใช้

เมื่อปริมาณความร้อนของเครื่องทำความเย็นสูงขึ้น 1 % ทำให้พลังงานที่คอมเพรสเซอร์ต้องการใช้เพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากเมื่อปริมาณความร้อนของเครื่องทำความเย็นมากขึ้นแต่ปริมาณของสารทำความเย็นไม่เปลี่ยนแปลงเป็นผลให้อุณหภูมิและความดันขาเข้าคอมเพรสเซอร์ลดต่ำลง ทำให้คอมเพรสเซอร์ต้องการพลังงานเพื่อใช้ในการอัดไอสารทำความเย็นมากขึ้น ผลแสดงดังตาราง

ตาราง 5.8 ผลกระทบเมื่อเพิ่มปริมาณความร้อนของเครื่องทำความเย็นระดับหนึ่งสูงขึ้น 1 %

	ก่อนศึกษา	หลังศึกษา
อุณหภูมิขาเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 1	-40.559	-40.902
ความดันขาเข้าคอมเพรสเซอร์ขั้นที่ 1	1.401	1.380
พลังงานที่คอมเพรสเซอร์ใช้	10,890.710	10,903.062