

อุณหพลศาสตร์ 2

Thermodynamics II

จารุพล สूरียวนากุล

หลักสูตรวิศวกรรมศาสตร์ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล 2560

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น

คำนำ

หนังสือเล่มนี้ผู้เขียนได้พยายามนำเอาเนื้อหาจากหลาย ๆ ส่วนจากหนังสือเรียนมาเสริมในเนื้อหา และตัวอย่างเพื่อให้เข้าใจได้โดยง่าย และได้อ้างอิงหัวข้อตามคำอธิบายรายวิชา EN512301 อุณหพลศาสตร์ 2 และเนื่องจากที่ผ่านมายังไม่ได้รับการเรียบเรียงให้ออกมาในรูปแบบเอกสารประกอบการสอนที่เป็นรูปเล่มทำให้นักศึกษามีความลำบากในการจัดหาเอกสารเพื่อนำมาใช้เรียน

การเรียนในวิชาอุณหพลศาสตร์ 2 จำเป็นจะต้องมีความรู้พื้นฐานมากจากอุณหพลศาสตร์ 1 ดีพอสมควร โดยเฉพาะเนื้อหาเกี่ยวกับ สารบริสุทธิ์ กฎข้อที่ 1 และกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ เนื้อหาส่วนใหญ่ในเอกสารฉบับนี้จะเป็นการพูดถึงค่า เอนทัลปีที่อยู่ในรูปแบบที่แตกต่างออกไปจากอุณหพลศาสตร์ 1 เช่น เอนทัลปีของแก๊สผสม เอนทัลปีของการเผาไหม้ เอนทัลปีของการไหลแบบอัดตัวได้ เป็นต้น และเนื้อหาวิชานี้ยังเชื่อมโยงไปถึงวิชาอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้อง เช่น Refrigeration Power Plant ในส่วนตัวอย่างและแบบฝึกหัด ผู้เขียนได้เน้นการใช้ภาษาอังกฤษสำหรับโจทย์ปัญหา เพื่อให้นักศึกษาได้คุ้นชินกับภาษาอังกฤษ และสามารถเพิ่มพูนความรู้เพิ่มเติมได้จากหนังสือเรียนภาษาอังกฤษที่มีลักษณะใกล้เคียงกัน ผู้เขียนหวังว่าเอกสารฉบับนี้จะเป็นประโยชน์ต่อนักศึกษาที่เรียนสาขาวิศวกรรมเครื่องกล

ผู้เขียนขอขอบคุณคณาจารย์ประจำสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่านที่เป็นผู้ให้ความรู้ และชี้แนะแนวทางต่าง ๆ ขอขอบคุณครอบครัวที่คอยให้กำลังใจตลอดเวลา ขอขอบคุณเพื่อน พี่น้องคณาจารย์คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่นทุกท่านที่คอยแนะนำและให้กำลังใจจนเอกสารนี้สำเร็จลงได้

จารุพล สุริยวนากุล

สารบัญ

บทที่ 1 การวิเคราะห์ตามกฎข้อที่ 2 ของอุณหพลศาสตร์	1
Availability (Exergy)	3
Reversible work and Irreversibility	5
Second-Law Efficiency	7
Second-Law Analysis of Closed Systems	9
Second Law Analysis of Stead-Flow Systems	12
บทที่ 2 สารผสมของแก๊สอุดมคติ	15
องค์ประกอบของแก๊สผสม	15
พฤติกรรมของ P-v-T ของแก๊สผสม	16
แก๊สผสมอุดมคติ (Ideal-Gas Mixtures)	18
แก๊สผสมจริง (Real-Gas Mixtures)	18
คุณสมบัติของแก๊สผสม (Properties of Gas Mixtures)	19
บทที่ 3 สารผสมระหว่างแก๊สและไอน้ำ และไฮโดรเมตรี	22
อากาศแห้ง และอากาศบรรยากาศ (Dry and Atmospheric Air)	22
ความชื้นจำเพาะ หรือความชื้นสัมบูรณ์ (Specific humidity or Absolute humidity or Humidity ratio, ω)	24
ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative humidity, ϕ)	24
อุณหภูมิจุดน้ำค้าง (Dew-Point Temperature)	27
อุณหภูมิอิ่มตัวแบบแอดิเอแบติก และอุณหภูมิกระเปาะเปียก (Adiabatic Saturation Temperature and Wet-Bulb Temperature)	28
แผนภูมิ Psychrometric (Psychrometric Chart)	32
ความสบายของมนุษย์ และการปรับอากาศ (Human Comfort and Air-Conditioning)	34
กระบวนการปรับอากาศ (Air-Conditioning Processes)	35
บทที่ 4 ปฏิกิริยาทางเคมีและการเผาไหม้	50
เชื้อเพลิง และการเผาไหม้ (Fuels and Combustion)	50
กระบวนการเผาไหม้ทางทฤษฎีและกระบวนการเผาไหม้จริง (Theoretical and Actual Combustion Processes)	52
ปริมาณอากาศตามทฤษฎี (Stoichiometric Air or Theoretical Air)	53

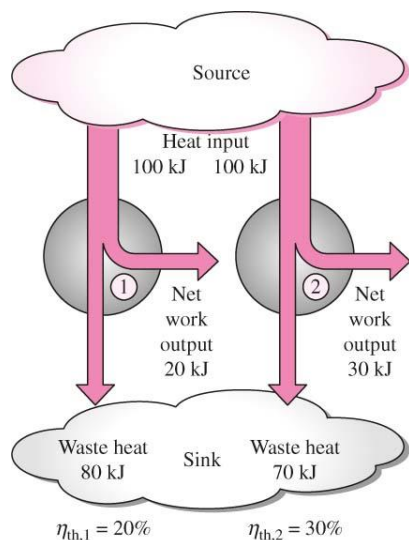
เอนทัลปีของการก่อเกิด และเอนทัลปีของการเผาไหม้ (Enthalpy of Formation and Enthalpy of Combustion)	54
ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (Heating Value)	56
การวิเคราะห์ตามกฎข้อที่ 1 ของระบบการเกิดปฏิกิริยา (1 st Law Analysis of Reacting Systems)	57
อุณหภูมิเปลวไฟแบบแอเดียแบติก (Adiabatic Flame Temperature)	63
บทที่ 5 การไหลแบบอัดตัวได้	66
Stagnation Properties	66
ความเร็วเสียง และ Mach number	71
การไหลแบบไอเซนโทรปิก 1 มิติ (One Dimensional Isentropic Flow)	73
การเปลี่ยนแปลงของความเร็วของของไหลเมื่อเปรียบเทียบกับพื้นที่หน้าตัดการไหล (Variation of Fluid Velocity with Flow Area)	76
ความสัมพันธ์ของคุณสมบัติสำหรับการไหลแบบ Isentropic ของแก๊สในอุดมคติ (Property Relations for Isentropic Flow of Ideal Gases)	77
การไหลแบบ Isentropic ผ่านหัวฉีด (Isentropic Flows Through Nozzles)	78
หัวฉีดแบบลู่เข้า (Converging Nozzle)	79
หัวฉีดแบบลู่เข้า-ลู่ออก (Converging-Diverging Nozzle)	84
คลื่นช็อก (Shockwave)	87
หัวฉีดไอน้ำ (Steam Nozzles)	88
บทที่ 6 กังหันไอน้ำ กังหันแรงดลและกังหันปฏิกิริยา	89
ส่วนประกอบของชุดใบพัดกังหัน (Turbine)	89
โมเมนตัมของของไหลสำหรับปริมาตรควบคุม (Momentum Equation for the Control Volume)	91
แรงที่กระทำกับผิวของปริมาตรควบคุม (Force Acting on a Control Surface)	93
การวิเคราะห์ด้วยแผนภูมิของเวกเตอร์	94
แรงในแนวแกนเพลลา (The Axial Thrust)	98
เอกสารอ้างอิง	101

บทที่ 1 การวิเคราะห์ตามกฎข้อที่ 2 ของอุณหพลศาสตร์
(2nd Law analysis of Thermodynamics)

ในบทนี้สิ่งที่ต้องทำความเข้าใจขั้นแรกคือความหมายของงานทั้ง 6 (6 Works) ได้แก่

1. Availability (or Exergy) = Reversible work: from given state to Environment state
2. Reversible Work, W_{rev} = Ideal work: from 1st state to 2nd state
3. Irreversible Work, W_{irr} = Actual work:
4. Surrounding work, W_{surr} = Work done against surrounding = $P_0(V - V_0)$
5. Useful Work, W_u = Useful work: $W_{irr} - W_{surr}$
6. Irreversibility, I = Lost work: $W_{rev} - W_u$

About 1 st and 2 nd law	About 2 nd law
● กระบวนการใด ๆ จะเกิดขึ้นได้ก็ต่อเมื่อต้องเป็นไปตามกฎข้อที่ 1 และกฎข้อที่ 2	● การรักษาคุณภาพของพลังงานเป็นข้อสำคัญมากของการออกแบบทางวิศวกรรม
● มีข้อความที่กล่าวถึงกฎข้อที่ 2 อยู่มากมาย แต่มีข้อความ 2 ข้อความที่ดั้งเดิมที่สุด	● พลังงานสูงสุดที่ใช้ประโยชน์ได้ ขึ้นอยู่กับว่าอุณหภูมิของแหล่งให้ความร้อน (Heat source) นั้นสูงมากเพียงใด
● กฎข้อที่ 1 เกี่ยวข้องกับปริมาณ(Quantity) และรูปแบบ(Form)ของพลังงาน	● ใช้สำหรับบอกขีดจำกัดทางทฤษฎีของสมรรถนะ (Performance) ของเครื่องยนต์ความร้อน (Heat engine) หรือฮีทปั๊ม (Heat pump)
● กฎข้อที่ 2 เกี่ยวข้องกับ “กระบวนการเกิดขึ้นได้อย่างไร” และคุณภาพ(Quality) ของพลังงาน	● ใช้บอกขีดจำกัดของสมรรถนะ (Performance) ของปฏิกิริยาเคมี (Chemical Reactions)



รูปที่ 1 แสดงเครื่องยนต์ความร้อนที่มีค่า
ประสิทธิภาพแตกต่างกัน (1)

Thermal Efficiency

จากรูปที่ 1 จะเห็นได้ว่าเครื่องยนต์ที่สามารถเปลี่ยนพลังงานความร้อนไปเป็นงานได้มากกว่าจะมีประสิทธิภาพที่ดีกว่า ซึ่งจะสามารถหาค่าประสิทธิภาพทางความร้อนได้จาก

$$\text{Thermal efficiency} = \frac{\text{Net work output}}{\text{Total heat input}}$$

หรือ
$$\eta_{th} = \frac{W_{net,out}}{Q_{in}}$$

หากพิจารณาที่ Carnot engine จะได้

$$\eta_{max} = \eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

การเพิ่มประสิทธิภาพทางความร้อนจะทำให้เครื่องยนต์ใช้เชื้อเพลิง
น้อยลง ส่งผลให้ค่าใช้จ่ายน้อยลง รวมไปถึงมลภาวะน้อยลงด้วย(1)

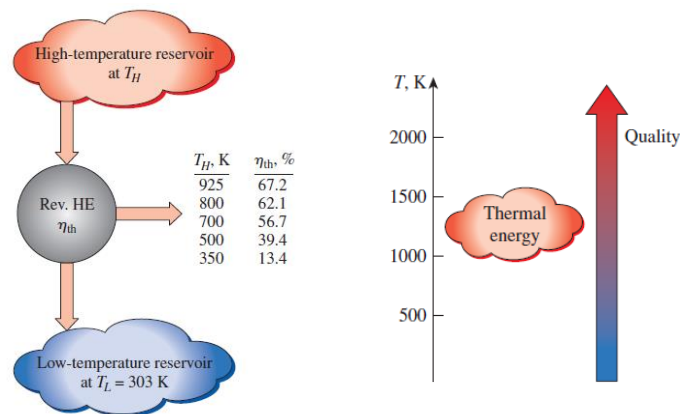
กระบวนการย้อนกลับได้ (Reversible Processes) และ กระบวนการย้อนกลับไม่ได้ (Irreversible Processes)

กระบวนการย้อนกลับได้ (Reversible Processes) คือ กระบวนการที่สามารถย้อนกลับได้โดยไม่ทิ้งร่องรอยอะไรไว้เลยที่สิ่งแวดล้อม และทั้งระบบและสิ่งแวดล้อมจะดำเนินกลับไปยังจุดเริ่มต้น

กระบวนการย้อนกลับไม่ได้ (Irreversible Processes) คือ กระบวนการที่ไม่ใช่กระบวนการย้อนกลับได้

คุณภาพของพลังงาน (The Quality of Energy)

1. อุณหภูมิของแหล่งกำเนิดความร้อนยิ่งสูง ยิ่งทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนสูง (High η_{th}) หรือ อุณหภูมิของแหล่งกำเนิดความร้อนยิ่งสูง คุณภาพของพลังงานยิ่งมีมาก ดังแสดงในรูปที่ 2
2. งานสามารถเปลี่ยนรูปไปเป็นพลังงานความร้อนได้ถึง 100%
3. การถ่ายเทความร้อนทำให้เกิดการลดทอนคุณภาพของพลังงาน



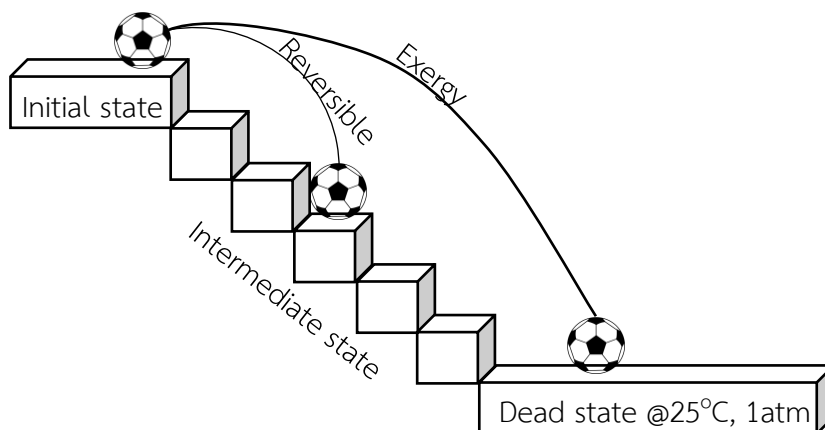
รูปที่ 2 แสดงการเพิ่มขึ้นของคุณภาพของพลังงานเมื่อแหล่งกำเนิดความร้อนมีความร้อนเพิ่มมากขึ้น(1)

อะเวลาบิลิตี หรือ เอ็กเซอร์ยี (Availability or Exergy)

เอ็กเซอร์ยี (Exergy) เป็นงานที่สูงที่สุดที่เป็นไปได้ที่จะสามารถเปลี่ยนรูปพลังงานจากแหล่งกำเนิด (Source) ในกระบวนการแบบย้อนกลับได้ที่สภาวะตั้งต้น (Initial state) ไปเป็นงาน โดยคิดอ้างอิงจากสภาวะสุดท้ายคือสภาวะตาย หรือ Dead State (25°C , 1atm)

จากรูปที่ 3 รูปที่ 3 จะสามารถเปรียบเทียบได้ว่าหากลูกบอลเคลื่อนที่จากบันไดขั้นบนสุดไปจนถึงขั้นล่างสุดจะหมายถึงกระบวนการของเอ็กเซอร์ยี ส่วนกรณีที่ลูกบอลอยู่บริเวณขั้นบันไดขั้นอื่นที่ไม่ใช่ขั้นล่างสุดที่เรียกว่าเป็นตำแหน่ง Intermediate ซึ่งกระบวนการที่ปลายทางไม่ใช่ Dead State จะเรียกว่า Reversible Work เราจะพบว่าในธรรมชาติมีพลังงานอยู่มากมาย (ในเชิงปริมาณ) แต่มีค่าเอ็กเซอร์ยี หรือ อะเวลาบิลิตีเป็น 0

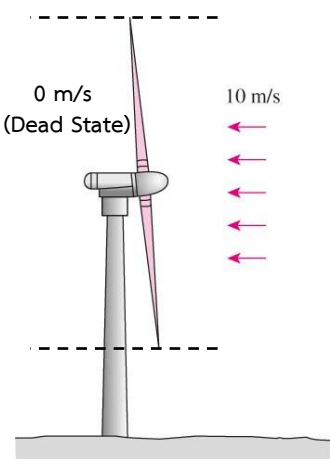
คำว่า Availability ใช้กันมากใน United State ในปี 1940 ใน M.I.T. School of Engineering ส่วนคำว่าเอ็กเซอร์ยี จะถูกใช้ในทวีปยุโรปในช่วงปี 1950 ซึ่งได้รับการยอมรับมากกว่าเนื่องจากออกเสียงสั้นกว่าและมีการออกเสียงใกล้เคียงกับคำว่า Energy Entropy



รูปที่ 3 แสดงการเปรียบเทียบกระบวนการจากสภาวะตั้งต้นไปยังสภาวะกลางกับไปยังสภาวะตาย

ตัวอย่าง 1-1

A wind turbine with a 12-m-diameter rotor, as shown in Figure below, is to be installed at a location where the wind is blowing steadily at an average velocity of 10 m/s. Determine the maximum power that can be generated by the wind turbine.(1)



รูปที่ 4 ภาพประกอบตัวอย่าง 2-1(1)

Assumptions: อากาศอยู่ในสภาวะมาตรฐานคือ 1 atm และ 25°C, และมีความดันเท่ากับ 1.18 kg/m³.

Analysis: อากาศไหลมีความเร็วถือเป็นพลังงานจลน์ และอากาศจะไปสู่ Dead state นั้นหมายถึงพลังงานจลน์ทั้งหมดจะถูกเปลี่ยนไปเป็นงาน และลมจะมีความเร็วเป็น 0 m/s

เพราะฉะนั้นกำลังสูงสุดที่จะทำได้คือ

$$\text{Maximum power} = m \times ke$$

$$ke = \frac{V^2}{2} = \frac{(10 \text{ m/s})^2}{2} = 0.05 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$m = \rho AV = \rho \frac{\pi D^2}{4} V = 1,335 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

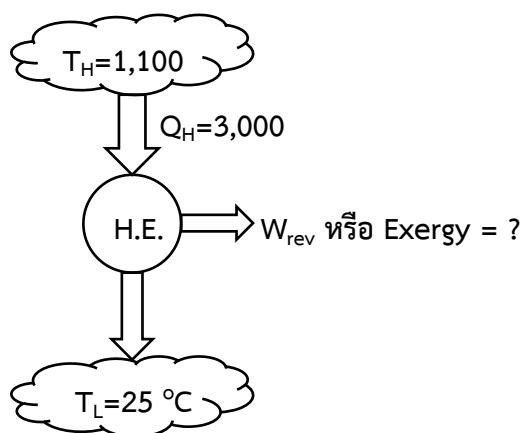
โดยที่

และ

จะได้ว่า **Maximum power = 66.8 kW**

ตัวอย่าง 1-2

Consider a large furnace that can transfer heat at a temperature of 1,100 K at a steady rate of 3,000 kW. Determine the rate of exergy flow associated with this heat transfer. Assume an environment temperature is 25°C.(1)



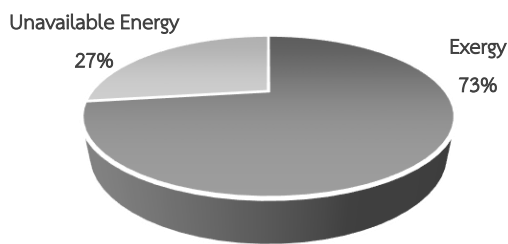
รูปที่ 5 ภาพประกอบตัวอย่าง 2-2

Analysis: เตาเผา(furnace) สามารถพิจารณาเป็นแหล่งให้ความร้อนแบบอุณหภูมิคงที่ได้ ส่วนค่าเอ็กเซอร์ยีของแหล่งให้ความร้อนนี้เป็น useful work potential สามารถพิจารณาได้จากการทดลองเอาเครื่องยนต์ความร้อนแบบคาร์โนต์ไปใส่ดังแสดงในภาพด้านข้าง และสามารถหาประสิทธิภาพ $\eta_{th,max}$ และ W_{max} ได้ดังนี้

$$\eta_{th,max} = \eta_{th,rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{298}{1,100}$$

$$\therefore \eta_{th,max} = 72.9\%$$

$$\dot{W}_{max} = \dot{W}_{th,rev} = \eta_{th,rev} \dot{Q}_{in} = (0.729) \times 3,000 \text{ kW} = \mathbf{2,187 \text{ kW}}$$

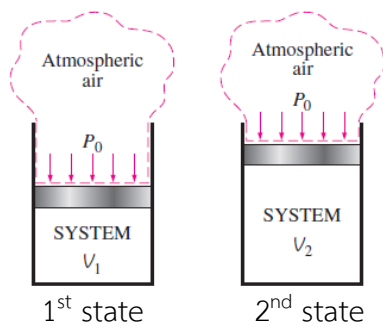


จากตัวอย่างจะเห็นได้ว่ามีพลังงานส่วนหนึ่ง 27% ที่ไม่สามารถเปลี่ยนมาเป็นงานได้ไม่ว่าจะอย่างไรก็ตามดังแสดงในกราฟ

Reversible work and Irreversibility

เนื่องจากการคำนวณค่าเอนทัลปี เราจะกำหนดให้สภาวะปลายทางเป็นสภาวะตาย หรือ Dead state ซึ่งในระบบทางวิศวกรรมส่วนใหญ่จะไม่ค่อยมีสภาวะที่ปลายทางเป็น Dead state จะมีเพียง Intermediate state ดังแสดงในรูปที่ 3 จึงเป็นที่มาที่เราจะต้องศึกษา Reversible work และ Irreversibility และมีงานที่เกี่ยวข้องเข้ามาเพิ่มเติมคือ Surroundings work (1)

Surroundings work, W_{surr} หมายถึงงานที่ทำเพื่อเอาชนะสิ่งแวดล้อมระหว่างกระบวนการ ซึ่งจาก



รูปที่ 6 จะสามารถหางานที่เอาชนะสิ่งแวดล้อมได้จากสมการ

$$W_{surr} = P_0(V_2 - V_1) \quad \text{eq. 1}$$

หรือ

$$W_{surr} = \int P dV$$

หากเราจะสังเกตว่าระบบจะมี W_{surr} หรือไม่ ต้องดูว่าขอบเขตของระบบมีการขยายตัวหรือไม่ (Volume changes) ส่วนระบบที่ทำงานเป็น Cycle หรือระบบที่เป็น Rigid tank ขอบเขตของระบบจะไม่มีมีการขยายตัวจึงไม่มีงาน W_{surr} เช่นกัน

รูปที่ 6 แสดงระบบปิดที่มีการขยายตัวเพื่อเอาชนะบรรยากาศหรือสิ่งแวดล้อม (1)

Useful work, W_u หมายถึง งานที่เป็นประโยชน์ (Useful work) เป็นผลต่างระหว่างงานที่ทำจริง (Actual work) กับงานที่ใช้เพื่อเอาชนะสิ่งแวดล้อม (Surroundings work) ซึ่งจะสามารถเขียนเป็นสมการได้ว่า

$$W_u = W - W_{surr} = W - P_0(V_2 - V_1) \quad \text{eq. 2}$$

Reversible work, W_{rev} หมายถึง งานที่ใช้เป็นประโยชน์ที่สูงที่สุดที่ระบบสามารถทำได้ (หรืองานที่น้อยที่สุดที่ระบบต้องการ) เมื่อระบบทำงานจากสภาวะตั้งต้นไปยังสภาวะสุดท้ายใด ๆ “The maximum amount of useful work that can be produced (or the minimum work that needs to be supplied)

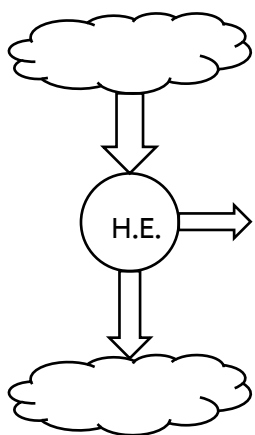
as a system undergoes a process between the specified initial and final states.” และถ้าที่สภาวะสุดท้ายเป็น Dead state งานที่เป็น Reversible work จะเท่ากับเ็กเซอร์ยี (1) ดังแสดงในรูปที่ 3

ความแตกต่างระหว่าง W_{rev} และ W_u คือค่า Irreversibility ที่เกิดขึ้นระหว่างกระบวนการ โดยมีอักษรย่อคือ I หรือใช้คำว่า Exergy destroyed และสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของสมการได้ว่า

$$I = W_{rev,out} - W_{u,out} \text{ or } I = W_{u,in} - W_{rev,in} \quad \text{eq. 3}$$

แบบฝึกหัด

1. How much of the 100 kJ of thermal energy at 800 K can be converted to useful work? Assume the environment to be at 25°C.
2. The electric power needs of a community are to be met by windmills with 10-m-diameter rotors. The windmills are to be located where the wind is blowing steadily at an average velocity of 10 m/s. Determine the minimum number of windmills that need to be installed if the required power output is 600 kW.
3. A pool contains 800 tons of water at an average elevation of 75 m. The maximum amount of electric power that can be generated from this water is ... (kWh)
4. Consider a thermal energy reservoir at 1500 K that can supply heat at a rate of 150,000 kJ/h. Determine the exergy of this supplied energy, assuming an environmental temperature of 25°C.



รูปที่ 7 ภาพประกอบตัวอย่าง 1-3

ตัวอย่าง 1-3

A heat engine shown in the figure receives heat from a source at 1,200 K at a rate of 500 kJ/s and rejects the waste heat to a medium at 300 K. The power output of the heat engine is 180 kW. Determine the reversible power and the irreversibility rate for this process.(1)

Given: $T_H = 1,200 \text{ K}$ $T_L = 300 \text{ K}$
 $Q_{in} = 500 \text{ kJ/s}$ $W = 180 \text{ kW}$

Find: $W_{rev} = ?$ Irreversibility, $I = ?$

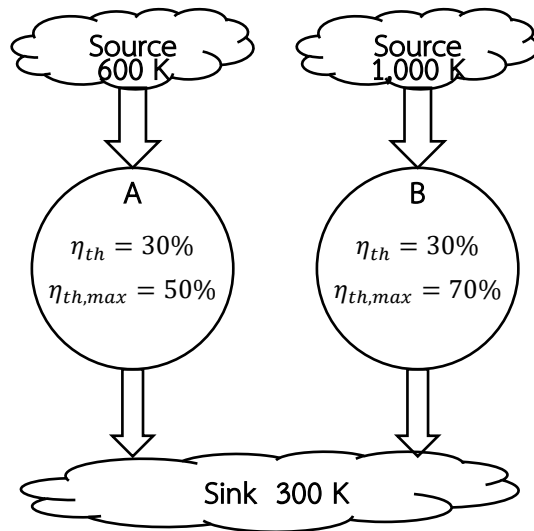
$$\eta_{th,rev} = \frac{W_{rev}}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{300}{1,200} = 0.75$$

$$\therefore \dot{W}_{rev} = \eta_{th,rev} \dot{Q}_H = 0.75(500 \text{ kW}) = 375 \text{ kW}$$

$$\dot{I} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_u = 375 - 180 = 195 \text{ kW}$$

อภิปราย: พลังงานความร้อน 500 kW เมื่อนำมาใช้กับเครื่องยนต์คาร์โนต์จะสามารถเปลี่ยนไปเป็นงานได้ 375 kW นั้นหมายถึงเราจะสูญเสียพลังงานจำนวน 500-375=125 kW ที่ไม่สามารถนำไปใช้ประโยชน์อะไรได้เลย ส่วนค่า $\dot{I}$ จะเกิดจากกระบวนการไม่ย้อนกลับทั้งหลายเช่น แรงเสียดทานต่าง ๆ การสูญเสียจากความไม่เป็นฉนวน

Second-Law Efficiency



รูปที่ 8 แสดงเครื่องยนต์พลังงานความร้อน 2 เครื่องที่มีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนเท่ากัน แต่มีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนสูงสุดต่างกัน

จากรูปที่ 8 จะเห็นได้ว่าเราจะพอมองออกว่าเครื่องยนต์ A น่าจะดีกว่าเครื่องยนต์ B หรือบางคนอาจจะมองไม่ออก เพราะมีข้อมูลให้เปรียบเทียบหลายตัว ทำให้เราไม่สามารถบอกได้อย่างชัดเจน หรือบอกเป็นตัวเลขได้ชัดเจนได้ ดังนั้นจึงเป็นที่มาที่เราควรจะกำหนดค่าประสิทธิภาพที่สามารถใช้เปรียบเทียบเครื่องยนต์ที่ทำงานระหว่างคู่พลังงานที่แตกต่างกันได้

Second-law efficiency, η_{II} เป็นสัดส่วนระหว่างค่าประสิทธิภาพทางความร้อนที่ทำได้จริงของเครื่องยนต์นั้น ๆ เทียบกับประสิทธิภาพทางความร้อนที่มากที่สุดที่เครื่องยนต์นั้นทำได้ในทางทฤษฎี หรือประสิทธิภาพแบบย้อนกลับได้ สามารถเขียนเป็นสมการได้ว่า

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{th,rev}} \text{ ในกรณีของเครื่องยนต์ความร้อน}$$

เมื่อเรานำสมการนี้ไปพิจารณาเครื่องยนต์ในรูปที่ 8 จะได้ว่า

$$\eta_{II,A} = \frac{0.3}{0.5} = 0.60 \quad \text{และ} \quad \eta_{II,B} = \frac{0.3}{0.7} = 0.43$$

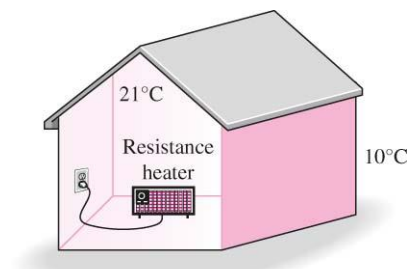
ซึ่งจะสามารถบอกได้ว่าเครื่องยนต์ A สามารถทำงานได้ดีกว่าเครื่องยนต์ B

Second-law efficiency, η_{II} สามารถแยกวิเคราะห์ตามชนิดของอุปกรณ์ได้ดังนี้

$$\begin{aligned} \eta_{II} &= \frac{W_u}{W_{rev}} && \text{สำหรับอุปกรณ์ที่ผลิตงาน} \\ \eta_{II} &= \frac{W_{rev}}{W_u} && \text{สำหรับอุปกรณ์ที่ต้องให้งานเพื่อการทำงาน} \\ \eta_{II} &= \frac{COP}{COP_{rev}} && \text{สำหรับระบบทำความเย็น (Refrigerators) และฮีทปั๊ม (Heat Pump)} \end{aligned}$$

ตัวอย่าง 1-4

A dealer advertises that he has just received a shipment of electric resistance heaters for residential buildings which have an efficiency of 100%. Assuming an indoor temperature of 21°C and outdoor temperature of 10°C, determine the second-law efficiency of these heaters.(1)



รูปที่ 9 ภาพประกอบตัวอย่าง 2-4 (1)

Analysis: คำว่า Heaters have efficiency of 100% หมายถึงมีค่า COP = 1 นั่นหมายถึงถ้าเครื่องทำความร้อนได้รับพลังงานไฟฟ้ามา 1 หน่วย จะสามารถเปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อนจำนวน 1 หน่วยด้วยเช่นกัน

เราจะพิจารณาในกรณีของเครื่องทำความร้อนเป็นกระบวนการแบบย้อนกลับได้

$$COP_{HP,rev} = \frac{Q_H}{W_E} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}}$$

$$COP_{HP,rev} = \frac{1}{1 - \left[\frac{10 + 273K}{21 + 273K} \right]} = 26.7$$

จากผลการคำนวณหมายถึงทุก ๆ พลังงานไฟฟ้า 1 หน่วย จะได้พลังงานความร้อน 26.7 หน่วย

และจะสามารถหาค่า second-law efficiency ได้ $\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{rev}} = \frac{1.0}{26.7} = 0.037$ หรือ 3.7% หากมาถึงตรงนี้ความรู้สึกของเราอาจจะไม่ดีเท่าตอนที่ได้ยินว่าเครื่องทำความร้อนเครื่องนี้ทำงานได้ 100% เพราะจากค่า second-law efficiency อธิบายได้ว่าเครื่องทำความร้อนนี้สามารถแปลงกระแสไฟฟ้ามาเป็นความร้อนได้เพียง 3.7 % จากที่เครื่องควรจะทำได้ตามทฤษฎี

Second-Law Analysis of Closed Systems

เมื่อพิจารณาระบบปิดแบบลูกสูบตั้งรูปที่ 6 ที่มีการเปลี่ยนแปลงจากสถานะที่ 1 ไปยังสถานะที่ 2 และระบบมีการแลกเปลี่ยนความร้อนกับสิ่งแวดล้อม และไม่พิจารณา ke และ pe จะได้ว่า

$$\text{จาก 1}^{\text{st}} \text{ law} \quad Q_{1-2} = W_{1-2} + (U_2 - U_1) \quad \text{eq. 4}$$

$$\text{จาก 2}^{\text{nd}} \text{ law} \quad S_{gen} = \Delta S_{system} + \Delta S_{surroundings} \quad \text{eq. 5}$$

$$S_{gen} = (S_2 - S_1) + Q_{surr}/T_{surr} \quad \text{eq. 6}$$

$$S_{gen} = \text{Entropy generation}$$

$$\text{เมื่อ} \quad T_{surr} = T_0 \text{ และ } Q_{surr} = Q_0 = -Q_{1-2} \quad \text{eq. 7}$$

หากเราแทนค่า Q_0 จาก 2nd law กลับเข้าไปที่สมการของ 1st law จะได้ว่า

$$W_{1-2} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) - T_0 S_{gen} \quad \text{eq. 8}$$

$$\text{จาก} \quad W_u = W_{1-2} - W_{surr} = W_{1-2} - P_0(V_2 - V_1) \quad \text{eq. 9}$$

จัดรูปสมการใหม่จะได้ว่า

$$W_u = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) - T_0 S_{gen} \quad \text{eq. 10}$$

หากเป็นกระบวนการแบบย้อนกลับได้พจน์ $S_{gen} = 0$

จะได้ Reversible work

$$W_{rev} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) \quad \text{eq. 11}$$

และหากเราจะพิจารณาระบบเทียบกับ Dead State เพื่อหาค่า Exergy ก็จะกำหนดให้สถานะสุดท้ายเป็นสถานะของสิ่งแวดล้อมหรือ State 0 จะได้สมการของ Exergy คือ

$$\Phi = (U_1 - U_0) - T_0(S_1 - S_0) + P_0(V_1 - V_0) \quad \text{eq. 12}$$

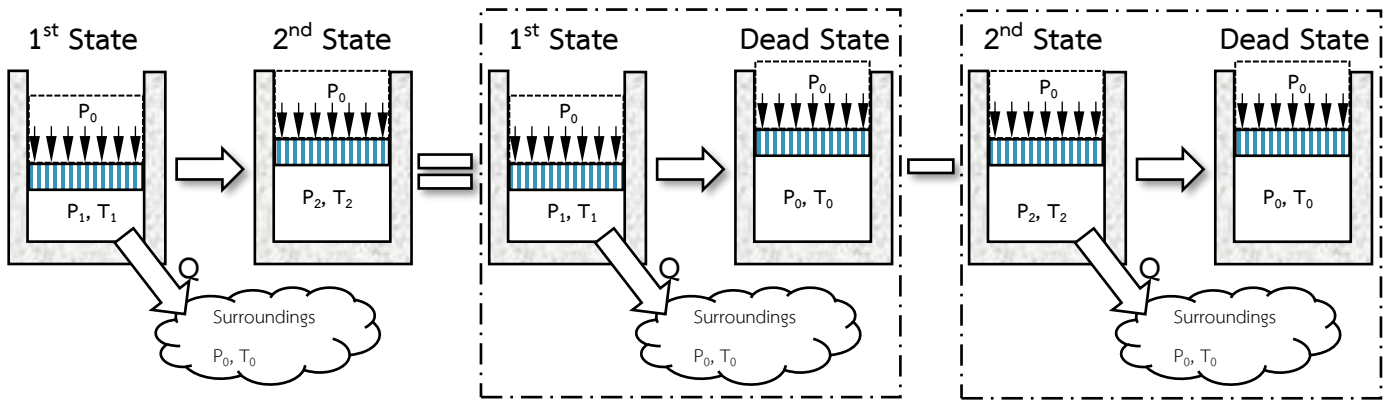
เมื่อ Φ หมายถึงค่า Exergy ของระบบปิด และเราก็ยังสามารถหาค่า Irreversibility ได้เช่นกัน

$$\text{จาก} \quad I = W_{rev} - W_u = T_0 S_{gen} \quad \text{eq. 13}$$

ในกระบวนการของ Reversible work ที่มีการเปลี่ยนแปลงจากสถานะที่ 1 ไปยังสถานะที่ 2 จะสามารถหาค่า W_{rev} ได้จาก

$$W_{rev} = \Phi_1 - \Phi_2 \quad \text{eq. 14}$$

สามารถอธิบายด้วยแผนภาพได้ดังรูปที่ 10



รูปที่ 10 แสดงการวิเคราะห์ระบบจากสมการ 14

สำหรับสมการ 12 เราสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของต่อหนึ่งหน่วยมวลดังนี้

$$\phi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) \quad \text{eq. 15}$$

ตัวอย่าง 2-5

A piston cylinder device contains 0.05 kg of steam at 1 MPa and 300°C. The steam now expands to a final state of 200 kPa and 150°C, doing work. Heat losses from the system to the surroundings are estimated to be 2 kJ during this process. Assuming the surroundings to be at $T_0 = 25^\circ\text{C}$ and $P_0 = 100 \text{ kPa}$, determine

- the availability of the steam at the initial and final states,
- the reversible work,
- the irreversibility, and
- the second law efficiency for the process.(1)

System: Steam in piston cylinder, Closed system

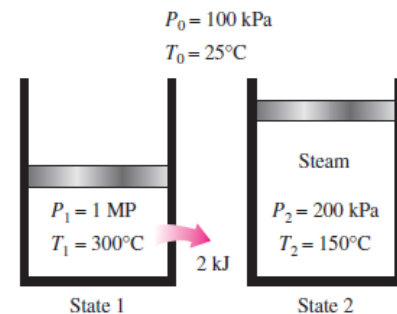
Assumptions: ke and pe are negligible.

Analysis: จากสมการที่ 14 เราจะแยกพิจารณาสถานะที่ 1 และ 2 เทียบกับสถานะ Dead state ที่ละคู่จะได้

$$\phi_1 = m[(u_1 - u_0) - T_0(s_1 - s_0) + P_0(v_1 - v_0)]$$

และ

$$\phi_2 = m[(u_2 - u_0) - T_0(s_2 - s_0) + P_0(v_2 - v_0)]$$



รูปที่ 11 ภาพประกอบตัวอย่าง 2-5 (1)

ใช้ตาราง A-6 และ A-4 เพื่อหาค่าสถานะที่ 0 1 และ 2 จะได้ข้อมูลดังแสดงในตารางที่ 1-1

ตารางที่ 1-1

สถานะ	P (MPa)	T (°C)	u (kJ/kg)	v (m ³ /kg)	s (kJ/kg.K)
State 0	0.1	25	104.83	0.00103	0.3672
State 1	1	300	2,793.7	0.25799	7.1246
State 2	0.2	150	2,577.1	0.95986	7.2810

แทนค่าทุกอย่างในตารางลงไปในการสมการของ Exergy จะได้

$$\Phi_1 = 35.0 \text{ kJ} \text{ และ } \Phi_2 = 25.4 \text{ kJ} \quad \text{Ans (a)}$$

จาก $W_{rev} = \Phi_1 - \Phi_2$

จะได้ $W_{rev} = 9.6 \text{ kJ} \quad \text{Ans (b)}$

จาก $I = W_{rev} - W_u$ เราจะต้องหา W_u ให้ได้เสียก่อน

จาก $W_u = W_{1-2} - W_{surr}$

จะเห็นว่าเราต้องแยกหาอีก 2 พจน์ คือ W_{1-2} และ W_{surr} ดังนั้นใช้ 1st law หา W_{1-2} จะได้

$$Q_{1-2} = W_{1-2} + m(u_2 - u_1)$$

$$W_{1-2} = Q_{1-2} - m(u_2 - u_1)$$

$$W_{1-2} = -2 \text{ kJ} - (0.05 \text{ kg}(2,577.1 - 2,793.7) \text{ kJ/kg})$$

$$W_{1-2} = 8.8 \text{ kJ}$$

จาก $W_{surr} = P_0 m(v_2 - v_1)$

$$W_{surr} = 100 \text{ kPa}(0.05 \text{ kg})(0.95986 - 0.25799) \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$W_{surr} = 3.51 \text{ kJ}$$

$$\therefore W_u = 8.8 - 3.51 = 5.29 \text{ kJ}$$

จะสามารถหา I ได้ $I = 9.6 - 5.29 = 4.31 \text{ kJ} \quad \text{Ans (c)}$

จากสมการ $\eta_{II} = \frac{W_u}{W_{rev}}$ สำหรับอุปกรณ์ที่ผลิตงาน

จะได้ $\eta_{II} = \frac{5.29 \text{ kJ}}{9.6 \text{ kJ}} = 0.551 = 55.1\% \quad \text{Ans (d)}$

จากประสิทธิภาพตามกฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์จะมีงาน 44.9% สูญเสียไประหว่างกระบวนการ

Second Law Analysis of Stead-Flow Systems

การสร้างสมการของ $\dot{W}_{rev}$ ของระบบเปิดที่มีการไหลแบบคงที่จะสามารถทำได้คล้ายกับการสร้างสมการของระบบปิด นั่นคือแยกพิจารณาเป็น 2 ส่วนคือ สมการของ 1st law และสมการของ 2nd law

จาก 1st law

$$\dot{Q}_{cv} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + z_i g \right) = \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + z_e g \right) \quad \text{eq. 16}$$

จาก 2nd law

$$\sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i = \frac{\dot{Q}_{surr}}{T_0} + \dot{S}_{gen} \quad \text{eq. 17}$$

เมื่อ

$$\dot{Q}_{surr} = -\dot{Q}_{cv}$$

และ

$$\dot{W}_{cv} = \text{Actual work} = \text{Useful work} \quad \text{เนื่องจากระบบไม่มีการขยายตัวจะได้ว่า}$$

$$\dot{W}_{rev} = \dot{W}_{cv} \quad \text{ในกรณีที่ } \dot{S}_{gen} = 0$$

เมื่อแทนค่าสมการของ 2nd law เข้าไปในสมการของ 1st law จะได้จะสมการในรูปทั่วไปของ $\dot{W}_{rev}$ ดังนี้

$$\dot{W}_{rev} = \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + z_i g + T_0 s_i \right) - \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + z_e g + T_0 s_e \right) \quad W \quad \text{eq. 18}$$

เมื่อพิจารณาเป็นกระบวนการไหลแบบสภาวะคงที่การไหลคงที่ (SSSF) ที่มีการไหลเข้า-ออกทางเดียวจะได้สมการเป็น

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_i \left((h_i - h_e) + \frac{V_i^2 - V_e^2}{2} + g(z_i - z_e) + T_0(s_i - s_e) \right) \quad W \quad \text{eq. 19}$$

หรือ

$$w_{rev} = (h_i - h_e) + \frac{V_i^2 - V_e^2}{2} + g(z_i - z_e) + T_0(s_i - s_e) \quad \text{kJ/kg} \quad \text{eq. 20}$$

$$w_{rev} = T_0 \Delta s - \Delta h - \Delta ke - \Delta pe \quad \text{kJ/kg} \quad \text{eq. 21}$$

หากจะพิจารณา Exergy จะคิดเทียบกับสภาวะที่เป็น Dead state จะได้สมการของ Exergy สำหรับระบบเปิดคือ

$$\psi = (h - h_0) + \frac{V^2}{2} + g(z) + T_0(s - s_0) \quad \text{kJ/kg} \quad \text{eq. 22}$$

กรณีของ SSSF

$$\dot{W}_{rev} = \sum \dot{m}_i \psi_i - \sum \dot{m}_e \psi_e \quad W \text{ or } kW \quad \text{eq. 23}$$

กรณีของ SSSF ไหลเข้า-ออกทางเดียว

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_i (\psi_i - \psi_e) \quad W \text{ or } kW \quad \text{eq. 24}$$

กรณีคิดต่อหนึ่งหน่วยมวล

$$w = \psi_i - \psi_e \quad \text{kJ/kg} \quad \text{eq. 25}$$

ค่า Irreversibility หรือ Exergy destroyed

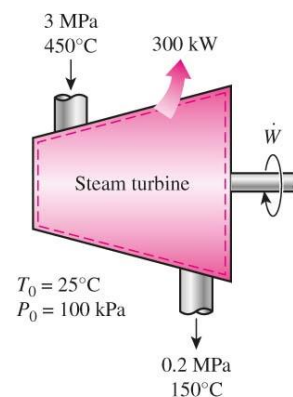
$$\dot{I} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_u = T_0 \dot{S}_{gen} \quad \text{eq. 26}$$

$$i = w_{rev} - w_u = T_0 s_{gen} \quad \text{eq. 27}$$

ตัวอย่าง 1-5

Steam enters a turbine steadily at 3 MPa and 450°C at a rate of 8 kg/s and exit at 0.2 MPa and 150°C. The steam is losing heat to the surrounding air at 100 kPa and 25°C at a rate of 300 kW, and the kinetic and potential energy changes are negligible. Determine

- the actual power output,
- the availability of the steam at the inlet and exit conditions.
- the maximum possible power output (the reversible work),
- the second law efficiency,
- the irreversibility (exergy destroyed) (1)



System: Steam flow through a turbine

รูปที่ 12 ภาพประกอบตัวอย่าง 2-6 (1)

Assumption: SSSF process, ke and pe are negligible.

Analysis: ใช้ตาราง A-6 และ A-4 เพื่อหาค่าที่สภาวะ 0 1(i) และ 2(e) ได้ข้อมูลดังตารางที่ 1-2

ตารางที่ 1-2

สภาวะ	P (MPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
State 0	0.1	25	104.83	0.3672
State 1	3	450	3,344.9	7.0856
State 2	0.2	150	2,769.1	7.2810

- หาค่า Power จากสมการของ 1st law

$$Q_{cv} = W_{cv} + (H_2 - H_1)$$

จะได้ $-300 \text{ kW} = W_{cv} + 8 \text{ kg/s} (2,769.1 - 3,344.9) \text{ kJ/kg}$

$$W_{cv} = -300 + 4606.4 \text{ kW} = 4,306.4 \text{ kW} \quad \text{Ans (a)}$$

- หาค่า Ψ_1 และ Ψ_2

$$\text{จาก } \Psi = m((h - h_0) - T_0(s - s_0))$$

$$\Psi_1 = 8 \frac{kg}{s} \left[(3344.9 - 104.83) \frac{kJ}{kg} - 298 K (7.0856 - 0.3672) \frac{kJ}{kg.K} \right]$$

$$\Psi_1 = 9,903.89 \text{ kW}$$

$$\Psi_2 = 8 \frac{kg}{s} \left[(2769.1 - 104.83) \frac{kJ}{kg} - 298 K (7.2810 - 0.3672) \frac{kJ}{kg.K} \right]$$

$$\Psi_2 = 4,831.66 \text{ kW}$$

Ans (b)

(c) หา $\dot{W}_{rev}$

จาก $\dot{W}_{rev} = \dot{m}_i(\psi_i - \psi_e) = \Psi_i - \Psi_e$

จะได้ $\dot{W}_{rev} = 9,903.89 - 4,831.66 = 5,072.23 \text{ kW}$

Ans (c)

(d) หา η_{II}

จาก $\eta_{II} = \frac{\dot{W}_u}{\dot{W}_{rev}}$ สำหรับอุปกรณ์ที่ผลิตงาน

จะได้ $\eta_{II} = \frac{4,306.4}{5,072.23} = 0.849 = 84.9\%$

Ans (d)

(e) หา $\dot{I}$

จาก $\dot{I} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_u$

จะได้ $\dot{I} = 5,072.23 - 4,306.4 = 765.83 \text{ kW}$

Ans (e)

บทที่ 2 สารผสมของแก๊สอุดมคติ (Mixture of Ideal Gases)

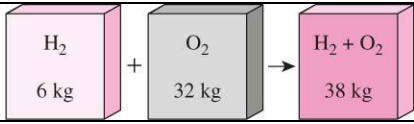
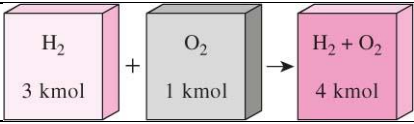
วัตถุประสงค์ของการเรียนรู้

1. เพื่อพัฒนาความรู้สำหรับการหาคุณสมบัติของแก๊สผสมที่ไม่ทำปฏิกิริยากัน
2. เพื่อกำหนดปริมาณที่ใช้อธิบายองค์ประกอบของแก๊สผสม
3. เพื่อใช้กฎสำหรับการหาคุณสมบัติของแก๊สผสม
4. เพื่อทำนายพฤติกรรมของ P-v-T ของแก๊สผสมโดยใช้กฎของ Dalton และ Amagat

องค์ประกอบของแก๊สผสม

เพื่อที่จะหาคุณสมบัติของแก๊สผสมเราต้องการทราบองค์ประกอบของแก๊สผสมนั้น ๆ เสียก่อน และคุณสมบัติของแก๊สแต่ละตัว ซึ่งองค์ประกอบของแก๊สสามารถวิเคราะห์ได้ 2 แบบคือ การวิเคราะห์เชิงโมล (Molar analysis) และการวิเคราะห์เชิงมวล (Mass analysis) ดังแสดงในตารางที่ 2-1

ตารางที่ 2-1

Mass analysis	Mole analysis
	
Conservation of mass: $m_m = \sum_{i=1}^k m_i$	Conservation of mass: $N_m = \sum_{i=1}^k N_i$
Mass fraction: $mf_i = m_i/m_m$	Mole fraction: $y_i = N_i/N_m$
$\sum mf_i = 1$	$\sum y_i = 1$

สมการความสัมพันธ์ระหว่าง Mole และ Mass

$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \frac{\sum m_i}{N_m} = \frac{\sum N_i M_i}{N_m} = \sum_{i=1}^k y_i M_i \quad \text{and} \quad R_m = \frac{R_u}{M_m}$$

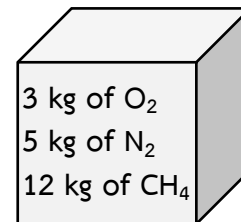
$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \frac{m_m}{\sum m_i/M_i} = \frac{1}{\sum m_i/(m_m M_i)} = \frac{1}{\sum_{i=1}^k \frac{mf_i}{M_i}}$$

$$mf_i = \frac{m_i}{m_m} = \frac{N_i M_i}{N_m M_m} = y_i \frac{M_i}{M_m}$$

ตัวอย่าง 2-1

Consider a gas mixture that consists of 3 kg of O₂, 5 kg of N₂, and 12 kg of CH₄, as shown in Figure below. Determine

- the mass fraction of each component,
- the mole fraction of each component, and
- the average molar mass and gas constant of the mixture. (1)



รูปที่ 13 ภาพประกอบ

ตัวอย่าง 2-1

System: Gas Mixture: O₂+N₂+CH₄

Assumptions: All gases are ideal gas

Analysis:

ตารางที่ 2-2

Gases	Mass (kg)	mf _i (a)	M _i (kg/kmol)	N _i (kmol)	y _i (b)
O ₂	3	3/20 = 0.15	32	3/32 = 0.094	0.092
N ₂	5	5/20 = 0.25	28	5/28 = 0.179	0.175
CH ₄	12	12/20 = 0.60	16	12/16 = 0.750	0.733
	m _m = 20	Σ mf _i = 1		N _m = 1.023	Σ y _i = 1

$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \frac{20 \text{ kg}}{1.023 \text{ kmol}} = 19.55 \text{ kg/kmol}$$

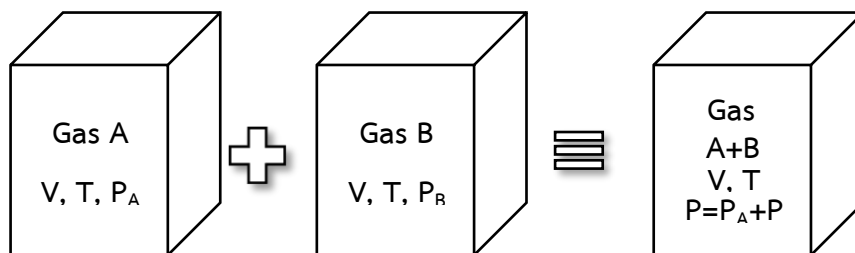
$$R_m = \frac{R_u}{M_m} = \frac{8.314 \text{ kJ/kmol.K}}{19.6 \text{ kg/kmol}} = 0.425 \text{ kJ/kg.K}$$

พฤติกรรมของ P-v-T ของแก๊สผสม

ความสัมพันธ์ของ P-v-T ของแก๊สในอุดมคติมาจากความสัมพันธ์ของสมการ Ideal-gas equation of state, $Pv = RT$ ส่วนในกรณีของแก๊สจริงจะมีสมการเป็น $Pv = ZRT$ เมื่อ Z เป็น Compressibility factor

สำหรับแก๊สในอุดมคติ (Ideal gas) โมเลกุลจะอยู่ห่างกันมาก ๆ จนสามารถอนุมานได้ว่าโมเลกุลเหล่านั้นไม่มีผลกระทบซึ่งกันและกัน ทำให้ในกรณีของแก๊สผสมของแก๊สในอุดมคติก็สามารถพิจารณาได้ว่าแก๊สของสารแต่ละสารจะไม่มีผลกระทบซึ่งกันและกัน การทำนายพฤติกรรมของ P-v-T ของแก๊สผสมมี 2 กฎด้วยกันคือ

1. Dalton's law of additive pressure: "The pressure of a gas mixture is equal to the sum of the pressures each gas would exert if it existed alone at the mixture temperature and volume" ดังแสดงในรูปที่ 14



รูปที่ 14 แสดงกฎการรวมกันความดันของ Dalton สำหรับแก๊สผสม

สามารถพิสูจน์ความสัมพันธ์นี้ได้จาก

จาก $PV = NR_uT \rightarrow N = \frac{PV}{R_uT}$

Mole balance: $N_m = N_A + N_B$

แทนค่าจะได้ $\frac{P_m V_m}{R_u T_m} = \frac{P_A V_m}{R_u T_m} + \frac{P_B V_m}{R_u T_m}$

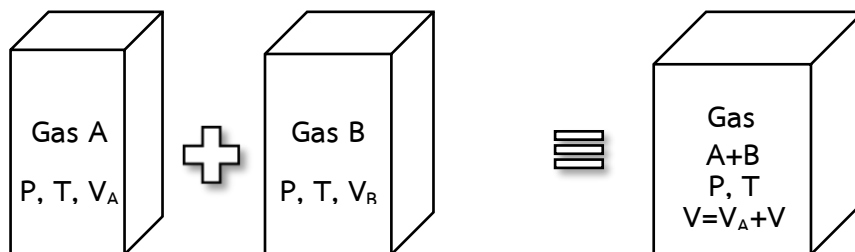
สมการจะเหลือ $P_m = P_A + P_B$ หรือ $P_m = \sum P_i$

เมื่อ P_i คือ Partial pressure หรือ Component pressure

P_m คือ Pressure of mixture or Total pressure

และ P_i/P_m คือ Pressure fraction of gas i

2. Amagat's law of additive volumes: "The volume of a gas mixture is equal to the sum of the volumes each gas would occupy if it existed alone at the mixture temperature and pressure" ดังแสดงในรูปที่ 15



รูปที่ 15 แสดงกฎการรวมกันของปริมาตรของ Amagat สำหรับแก๊สผสม

สามารถพิสูจน์ความสัมพันธ์นี้ได้จาก

จาก $PV = NR_uT \rightarrow N = \frac{PV}{R_uT}$

Mole balance: $N_m = N_A + N_B$

แทนค่าจะได้ $\frac{P_m V_m}{R_u T_m} = \frac{P_m V_A}{R_u T_m} + \frac{P_m V_B}{R_u T_m}$

สมการจะเหลือ $V_m = V_A + V_B$ หรือ $V_m = \sum V_i$

เมื่อ V_i คือ Partial volume หรือ Component volume

V_m คือ Volume of mixture or Total volume

และ V_i/V_m คือ Volume fraction of gas i

แก๊สผสมอุดมคติ (Ideal-Gas Mixtures)

จาก $P_m V_m = N_m R_u T_m$

จะได้ว่า $\frac{P_i V_i}{P_m} = \frac{N_i R_u T_m / V_m}{N_m R_u T_m / V_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i$ (Dalton's law)

$\frac{V_i}{V_m} = \frac{N_i R_u T_m / P_m}{N_m R_u T_m / P_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i$ (Dalton's law)

ดังนั้น $\frac{P_i}{P_m} = \frac{V_i}{V_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i$ eq. 28

แก๊สผสมจริง (Real-Gas Mixtures)

Compressibility factor, Z มีความสัมพันธ์คือ $PV = ZNR_uT$ ซึ่งมีรูปสมการคล้ายกับ Ideal-gas equation of state $PV = NR_uT$

สำหรับแก๊สผสม Z มีสมการคือ $P_m V_m = Z_m N_m R_u T_m$

สำหรับแก๊สจริง i $P_i V_m = Z_i N_i R_u T_m$ (Dalton's law)

และจาก $P_m = \sum P_i$

ดังนั้นจะได้ว่า $Z_m = \sum_{i=1}^k y_i Z_i$ eq. 29

ซึ่งเป็นวิธีแรกสำหรับการทำนายความสัมพันธ์ระหว่าง P-v-T ของแก๊สจริง

เมื่อ Z_i หาได้จาก T_m และ V_m (Dalton's law) เหมาะสำหรับแก๊สผสมที่ความดันต่ำ

หรือ Z_i หาได้จาก T_m และ P_m (Amagat's law) เหมาะสำหรับแก๊สผสมที่ความดันสูง

สำหรับวิธีถัดมาคือ Kay's rule จะใช้วิธีการหาค่า pseudocritical pressure, $P'_{cr,m}$ และค่า pseudocritical temperature, $T'_{cr,m}$ ของแก๊สผสมเสียก่อน แล้วจึงใช้ทั้งสองค่าไปหาค่า Z_m ต่อไป

$$P'_{cr,m} = \sum_{i=1}^k y_i P_{cr,i} \quad \text{eq. 30}$$

$$T'_{cr,m} = \sum_{i=1}^k y_i T_{cr,i} \quad \text{eq. 31}$$

คุณสมบัติของแก๊สผสม (Properties of Gas Mixtures)

สำหรับคุณสมบัติที่ขึ้นกับมวล (Extensive properties) เช่น มวล จะสามารถนำมาบวกกันได้เลย เช่นในกรณีที่มีแก๊สผสม N_2 2 kg และ CO_2 3 kg จะได้ว่ามวลรวมเท่ากับ 5 kg ทำให้เราทราบว่าคุณสมบัติอื่น ๆ ที่ขึ้นกับมวลก็สามารถนำมาบวกกันได้เลย ได้แก่ U H และ S ดังแสดงให้เห็นในสมการต่อไปนี้

$$U_m = \sum_{i=1}^k U_i = \sum_{i=1}^k m_i u_i = \sum_{i=1}^k N_i \bar{u}_i \quad (\text{kJ}) \quad \text{eq. 32}$$

$$H_m = \sum_{i=1}^k H_i = \sum_{i=1}^k m_i h_i = \sum_{i=1}^k N_i \bar{h}_i \quad (\text{kJ}) \quad \text{eq. 33}$$

$$S_m = \sum_{i=1}^k S_i = \sum_{i=1}^k m_i s_i = \sum_{i=1}^k N_i \bar{s}_i \quad (\text{kJ/K}) \quad \text{eq. 34}$$

ตารางที่ 2-3 แสดงให้เห็นการนำคุณสมบัติที่ขึ้นกับมวลของแก๊สแต่ละตัวบวกกันเพื่อให้ได้คุณสมบัติของแก๊สผสม

Component	Mole (kmol)	U (kJ)
Gas A	2	1,000
Gas B	6	1,800
Gas Mixtures	8	2,800

เราสามารถเปลี่ยนคุณสมบัติที่ขึ้นกับมวลไปเป็นคุณสมบัติที่ไม่ขึ้นกับมวล (Intensive properties) ได้ดังนี้

$$\text{จาก } U_m = m_m u_m = \sum m_i u_i \quad \text{และ} \quad U_m = N_m \bar{u}_m = \sum N_i \bar{u}_i$$

$$m_m = \sum m_i \quad \text{และ} \quad N_m = \sum N_i$$

$$u_m = \frac{\sum m_i u_i}{\sum m_i} = \frac{\sum m_i u_i}{m_m} = \sum m f_i u_i$$

$$\text{และ} \quad \bar{u}_m = \frac{\sum N_i \bar{u}_i}{\sum N_i} = \frac{\sum N_i \bar{u}_i}{N_m} = \sum y_i \bar{u}_i \quad \text{eq. 35}$$

เช่นเดียวกันกับค่าอื่น ๆ จะได้

$$h_m = \sum m f_i h_i \quad \text{และ} \quad \bar{h}_m = \sum y_i \bar{h}_i \quad \text{eq. 36}$$

$$s_m = \sum m f_i s_i \quad \text{และ} \quad \bar{s}_m = \sum y_i \bar{s}_i \quad \text{eq. 37}$$

$$c_{v,m} = \sum m f_i c_{v,i} \quad \text{และ} \quad \bar{c}_{v,m} = \sum y_i \bar{c}_{v,i} \quad \text{eq. 38}$$

$$c_{p,m} = \sum m f_i c_{p,i} \quad \text{และ} \quad \bar{c}_{p,m} = \sum y_i \bar{c}_{p,i} \quad \text{eq. 39}$$

ตารางที่ 2-4 แสดงให้เห็นการนำคุณสมบัติที่ไม่ขึ้นกับมวลของแก๊สแต่ละตัวบวกกันเพื่อให้ได้คุณสมบัติของแก๊สผสม

Component	Mole (kmol)	$\bar{u}$ (kJ)
Gas A	2	500
Gas B	3	600
Gas Mixtures	$N_m = 5$	$\bar{u}_m = \frac{(2 \times 500) + (3 \times 600)}{2+3} = 560$

การเปลี่ยนแปลงของกระบวนการของแก๊สผสมสามารถหาได้จากสมการ 32-34 ในลักษณะเดียวกันคือ

$$\Delta U_m = \sum_{i=1}^k \Delta U_i = \sum_{i=1}^k m_i \Delta u_i = \sum_{i=1}^k N_i \Delta \bar{u}_i \quad (\text{kJ}) \quad \text{eq. 40}$$

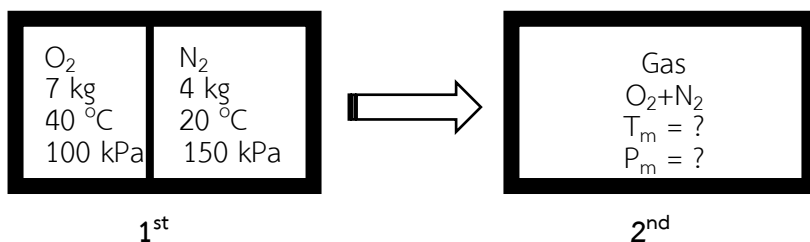
$$\Delta H_m = \sum_{i=1}^k \Delta H_i = \sum_{i=1}^k m_i \Delta h_i = \sum_{i=1}^k N_i \Delta \bar{h}_i \quad (\text{kJ}) \quad \text{eq. 41}$$

$$\Delta S_m = \sum_{i=1}^k \Delta S_i = \sum_{i=1}^k m_i \Delta s_i = \sum_{i=1}^k N_i \Delta \bar{s}_i \quad (\text{kJ}) \quad \text{eq. 42}$$

ตัวอย่าง 2-2

An insulated rigid tank is divided into two compartments by a partition. One compartment contains 7 kg of oxygen gas at 40°C and 100 kPa, and the other component contains 4 kg of nitrogen gas at 20°C and 150 kPa. Now the partition is removed, and the two gases are allowed to mix. Determine,

- the mixture temperature, and
- the mixture pressure after equilibrium has been established.(1)



รูปที่ 16 ภาพประกอบตัวอย่าง 2-2

System: O₂ และ N₂ ไปเป็นแก๊สผสม เป็นระบบปิด

- Assumptions:
1. Ideal gases
 2. Adiabatic tank
 3. No Work

4. Constant C_v @ room temp.(300K Table A-2a)

Analysis: จาก 1st law ของ Closed system

$$Q_{1-2} = W_{1-2} + (U_2 - U_1)$$

จากสมมติฐานสมการจะลดรูปลงเหลือ

$$\Delta U_m = \Delta U_{O_2} + \Delta U_{N_2} = 0$$

จะได้

$$m_{O_2} c_{v,O_2} (T_2 - T_1)_{O_2} + m_{N_2} c_{v,N_2} (T_2 - T_1)_{N_2} = 0$$

จากตาราง A-2a จะได้ $c_{v,O_2} = 0.658 \text{ kJ/kg.K}$

และ $c_{v,N_2} = 0.743 \text{ kJ/kg.K}$

แทนค่าในสมการจะได้

$$7 \text{ kg}(0.658 \text{ kJ/kg.K})(T_2 - 40^\circ\text{C}) + 4 \text{ kg}(0.743 \text{ kJ/kg.K})(T_2 - 20^\circ\text{C}) = 0$$

เมื่อแก้สมการจะได้

$$T_2 = 32.16^\circ\text{C} = T_m \quad \text{Ans (a)}$$

จาก $P_m V_m = N_m R_u T_m$ ต้องการหา P_m

เริ่มจากหา $N_m = N_{O_2} + N_{N_2}$ จาก $N = \frac{m}{M}$ จะได้

$$N_m = \frac{7 \text{ kg}}{32 \text{ kg/kmol}} + \frac{4 \text{ kg}}{28 \text{ kg/kmol}} = 0.2188 + 0.1429 = 0.3616$$

ต่อไปหา V_m จากปริมาตรของ O_2 และ N_2 ก่อนที่จะเปิด partition ออก จาก $V_i = \frac{N_i R_u T_i}{P_i}$

จะได้ $V_m = V_{O_2} + V_{N_2}$

$$V_m = \frac{0.2188 \text{ kmol}(8.314 \text{ kJ/kmol.K})(273+40)K}{100 \text{ kPa}} + \frac{0.1429 \text{ kmol}(8.314 \text{ kJ/kmol.K})(273+20)K}{150 \text{ kPa}}$$

$$V_m = 5.7 + 2.32 = 8.02 \text{ m}^3$$

แทนค่าเพื่อหาค่า P_m จะได้

$$P_m = \frac{0.3616 \text{ kmol}(8.314 \text{ kJ/kmol.K})(273+32.16)K}{8.02 \text{ m}^3} = 114.5 \text{ kPa} \quad \text{Ans (b)}$$

บทที่ 3 สารผสมระหว่างแก๊สและไอน้ำ และไซโครเมตรี (Gas-vapor mixtures and Psychrometry)

วัตถุประสงค์ของการเรียนรู้

1. เพื่อเข้าใจความแตกต่างระหว่างคำว่าอากาศแห้ง (Dry air) และอากาศบรรยากาศ (Atmospheric air)
2. เพื่อกำหนด และคำนวณความชื้นจำเพาะ (Specific humidity) ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative humidity) ของอากาศบรรยากาศได้
3. สามารถคำนวณอุณหภูมิจุดน้ำค้างได้
4. ทราบความสัมพันธ์ระหว่าง Adiabatic Saturation Temperature และอุณหภูมิกระเปาะเปียก (Wet-bulb Temperature)
5. สามารถใช้กราฟไซโครเมตรี (Psychrometry chart) เพื่อหาคุณสมบัติของอากาศบรรยากาศได้
6. สามารถใช้หลักการอนุรักษ์มวลและพลังงาน (Conservation of mass and energy) ในการคำนวณกระบวนการปรับอากาศได้

ที่อุณหภูมิต่ำกว่าจุดวิกฤตสารที่อยู่ในสถานะแก๊สจะถูกเรียกว่าไอน้ำ (Vapor) ซึ่งคำว่าไอน้ำจะหมายถึงสถานะของแก๊สที่อยู่ใกล้เส้นอิ่มตัว และมีโอกาสที่จะเกิดการกลั่นตัวระหว่างกระบวนการได้

ในบทที่ผ่านมาเราพูดถึงแก๊สผสมซึ่งจะอยู่บริเวณเหนือจุดวิกฤตขึ้นไปซึ่งเราไม่ได้สนใจเกี่ยวกับการกลั่นตัวระหว่างกระบวนการ ในบทนี้เมื่อเราสนใจกระบวนการที่เป็นสารผสมระหว่างแก๊สและไอน้ำ ไอน้ำจะสามารถกลั่นตัวออกจากของผสมระหว่างกระบวนการได้ทำให้เกิดของผสมแบบสองสถานะเกิดขึ้น ซึ่งจะยากต่อการคำนวณ ดังนั้นจึงต้องมีวิธีการที่ใช้แตกต่างออกไปจากบทก่อนหน้านี้

สารผสมระหว่างแก๊สและไอน้ำมีอยู่มากในงานทางวิศวกรรม ในบทนี้เราพิจารณาสารผสมระหว่างอากาศและไอน้ำ ซึ่งคล้ายกับสารผสมระหว่างแก๊สและไอน้ำ รวมไปถึงการคำนวณกระบวนการปรับอากาศ(1)

อากาศแห้ง และอากาศบรรยากาศ (Dry and Atmospheric Air)

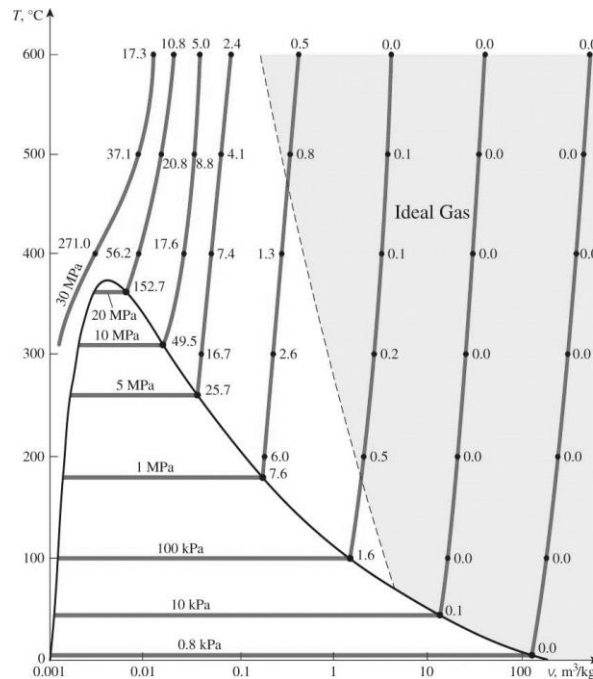
อากาศบรรยากาศประกอบด้วย ไนโตรเจน ออกซิเจน แก๊สอื่น ๆ และความชื้น (ไอน้ำ)

Atmospheric air = $N_2 + O_2 + \text{Other gases} + \text{Moisture (Water vapor)}$

ส่วนอากาศแห้งหมายถึงอากาศที่ไม่มี ความชื้น (ไอน้ำ) ดังนั้นในบทนี้หากพูดถึงคำว่าอากาศ จะหมายถึงอากาศบรรยากาศที่เป็นส่วนผสมระหว่างอากาศแห้ง และไอน้ำ

Air = Atmospheric air = Dry air + Water vapor

ความชื้นในอากาศ (Moisture in the Atmospheric Air) ในการวิเคราะห์เราสามารถสมมติให้อากาศมีสถานะเป็นแก๊สอุดมคติได้ เช่น หากเราพิจารณาน้ำที่อุณหภูมิ 50 °C ความดัน 12.3 kPa จะเห็นได้ว่าที่สภาวะดังกล่าวเราสามารถพิจารณาน้ำให้อากาศเป็นแก๊สอุดมคติโดยมีค่าความคลาดเคลื่อนต่ำกว่า 0.2% ดังแสดงในรูปที่ 17



รูปที่ 17 บริเวณแรงเงาแสดงบริเวณที่ไอน้ำสามารถถูกพิจารณาเป็นแก๊สอุดมคติได้โดยมีความผิดพลาดต่ำกว่า 0.1% (1)

ดังนั้นเราจึงสามารถพิจารณาสารผสมระหว่างอากาศแห้งและไอน้ำว่าเป็นสารผสมของแก๊สในอุดมคติได้ และความดันบรรยากาศจะประกอบด้วยความดันของแก๊ส 2 ส่วนตามกฎของ Dalton คือ

$$P = P_a + P_v \quad \text{eq. 43}$$

เมื่อ

P = Total pressure หรือ ความดันรวมหรือความดันบรรยากาศ

P_a = Partial pressure of dry air หรือ ความดันย่อยของอากาศแห้ง

P_v = Partial pressure of water vapor หรือ ความดันย่อยของไอน้ำใน

อากาศ

ความชื้นจำเพาะ หรือความชื้นสัมบูรณ์ หรืออัตราส่วนความชื้น (Specific humidity or Absolute humidity or Humidity ratio, ω)

เป็นสัดส่วนระหว่างมวลของไอน้ำในอากาศและมวลของอากาศแห้ง สามารถเขียนเป็นสมการได้คือ

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \text{ (kg water vapor / kg dry air)} \quad \text{eq. 44}$$

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V / R_v T}{P_a V / R_a T} = \frac{P_v / R_v}{P_a / R_a} = 0.622 \frac{P_v}{P_a} \quad \text{eq. 45}$$

$$\omega = \frac{0.622 P_v}{(P - P_v)} \quad \text{eq. 46}$$

ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative humidity, ϕ)

เป็นสัดส่วนระหว่างมวลของไอน้ำที่มีอยู่ในอากาศขณะนั้น กับมวลของไอน้ำที่มากที่สุดที่อากาศขณะนั้นสามารถมีได้ สามารถเขียนเป็นสมการได้คือ

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V / R_v T}{P_g V / R_v T} = \frac{P_v}{P_g} \quad \text{eq. 47}$$

โดยที่

$$P_g = P_{sat@T} \quad \text{eq. 48}$$

ดังนั้นสามารถเขียนในรูปของ ϕ และ ω ได้ว่า

$$\phi = \frac{\omega P}{(0.622 + \omega) P_g} \quad \text{eq. 49}$$

และ

$$\omega = \frac{0.622 \phi P_g}{P - \phi P_g} \quad \text{eq. 50}$$

ในกระบวนการปรับอากาศส่วนมากมวลของอากาศแห้งจะไม่เปลี่ยนแปลง แต่มวลของไอน้ำในอากาศจะมีการเปลี่ยนแปลงจากการระเหยหรือกลั่นตัว ดังนั้นในการหาคุณสมบัติของสารผสมระหว่างอากาศและไอน้ำจึงคิดเป็นต่อหนึ่งหน่วยมวลของอากาศแห้งเสมอ ดังแสดงในรูปที่ 18

เอนทาลปีของสารผสมอากาศและไอน้ำสามารถเขียนให้อยู่ในรูปสมการได้ดังนี้

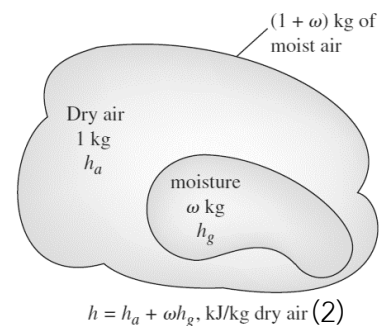
$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v$$

เมื่อนำมวลของอากาศแห้งหารตลอดจะได้

$$h = \frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v = h_a + \omega h_v$$

หรือ

$$h = h_a + \omega h_g \text{ (kJ/kg dry air)}$$



รูปที่ 18 เอนทาลปีของอากาศชื้น เป็นสัดส่วนกับหนึ่งหน่วยมวลของอากาศแห้ง (1)

เนื่องจาก

$$h_v \cong h_g$$

เอนทาลปีของอากาศแห้ง, h_a

สำหรับกระบวนการปรับอากาศทั่ว ๆ ไปจะมีช่วงอุณหภูมิอยู่ระหว่าง $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ถึง $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ซึ่งในช่วงดังกล่าวอากาศแห้งสามารถพิจารณาเป็นแก๊สในอุดมคติได้ โดยกำหนดให้มีค่า c_p คงที่เท่ากับ $1.005\text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ และให้จุด $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ เป็นจุดอ้างอิง ดังนั้น

$$h_a = c_p(T - T_{ref}) = c_p T = (1.005\text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C})T\text{ (kJ/kg)} \quad \text{eq. 51}$$

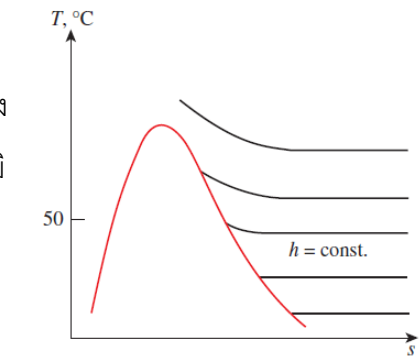
และ

$$\Delta h_{dry\ air} = c_p \Delta T = (1.005\text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C})\Delta T\text{ (kJ/kg)} \quad \text{eq. 52}$$

เอนทาลปีของไอน้ำในอากาศ (Water vapor, h_g)

เนื่องจากเราพิจารณาให้ไอน้ำในอากาศในช่วงอุณหภูมิ $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ถึง $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ เป็นแก๊สในอุดมคติ ดังนั้นค่าเอนทาลปีจะเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิเท่านั้น

จากรูปที่ 19 จะเห็นว่าเราสามารถกำหนดให้ค่าเอนทาลปีของไอน้ำเท่ากับค่าเอนทาลปีของของไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิเดียวกันได้ เมื่ออุณหภูมิต่ำกว่า $50\text{ }^{\circ}\text{C}$



รูปที่ 19 แสดงค่า h คงที่ที่อุณหภูมิต่ำกว่า $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ในโซนของไอร้อนยิ่งยวด (1)

$$h_v(T, \text{low } P) \cong h_g(T) \quad \text{eq. 53}$$

ค่าเอนทาลปีของไอน้ำที่ $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ มีค่าเท่ากับ $2,500.9\text{ kJ/kg}$ ค่าความจุความร้อนเฉลี่ย c_p ของไอน้ำระหว่างช่วงอุณหภูมิ $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ถึง $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ สามารถใช้ค่า $1.82\text{ kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$ ดังนั้นค่าเอนทาลปีของไอน้ำจะสามารถหาได้จากสมการ

$$h_g(T) \cong 2500.9 + 1.82T \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \quad T \text{ in } ^{\circ}\text{C} \quad \text{eq. 54}$$

ซึ่งผลจากการใช้สมการเมื่อเทียบกับการเปิดตารางเทอร์โมไดนามิกส์ A-4 จะมีค่าความคลาดเคลื่อนดังแสดงในตารางที่ 3-1

ตารางที่ 3-1 แสดงความคลาดเคลื่อนของค่าเอนทาลปีจากการใช้ข้อมูลที่แตกต่างกัน

Water vapor			
h_g (kJ/kg)			
T (°C)	Table A-4	Eq.54	Difference (kJ/kg)
-10	2482.1	2482.7	-0.6
0	2500.9	2500.9	0.0
10	2519.2	2519.1	0.1
20	2537.4	2537.3	0.1
30	2555.6	2555.5	0.1
40	2573.5	2573.7	-0.2
50	2591.3	2591.9	-0.6

ตัวอย่าง 3-1

A 5-m x 5-m x 3-m room contains air at 25°C and 100 kPa at a relative humidity of 75 percent.

Determine

- (a) the partial pressure of dry air,
- (b) the specific humidity
- (c) the enthalpy per unit mass of dry air, and
- (d) the masses of dry air and water vapor in the room.

Assumption: Air and vapor are ideal gases.

Find: (a) $P_a = ?$

จาก

$$P = P_a + P_v \text{ จะได้ว่า } P_a = P - P_v$$

และจากสมการที่ 47

$$P_v = \phi P_g = \phi P_{sat@25^\circ\text{C}} = (0.75)(3.169 \text{ kPa}) = 2.38 \text{ kPa}$$

ดังนั้น

$$P_a = 100 - 2.38 \text{ kPa} = 97.62 \text{ kPa} \quad \text{Ans (a)}$$

(b) $\omega = ?$

จาก

$$\omega = 0.622 \frac{P_v}{P_a} = 0.622 \frac{2.38}{97.62} = 0.0152 \text{ kg } H_2O / \text{kg dry air} \quad \text{Ans (b)}$$

(c) $h = ?$

จาก

$$h = h_a + \omega h_g \text{ (kJ/kg dry air)}$$

จะได้

$$h = c_p T + \omega(2500.9 + 1.82T) \text{ (kJ/kg dry air)}$$

แทนค่า

$$h = (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(25^\circ\text{C}) + 0.0152(2546.4 \text{ kJ/kg})$$
$$h = 63.83 \text{ kJ/kg dry air}$$

(d) $m_a = ?$ และ $m_v = ?$

จาก

$$m_a = \frac{P_a V_a}{R_a T} = \frac{(97.62 \text{ kPa})(5 \times 5 \times 3) \text{ m}^3}{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3 / \text{kg} \cdot \text{K})(298 \text{ K})} = 85.61 \text{ kg}$$

และจาก

$$m_v = \omega m_a = (0.0152)(85.61 \text{ kg}) = 1.30 \text{ kg} \quad \text{Ans (d)}$$

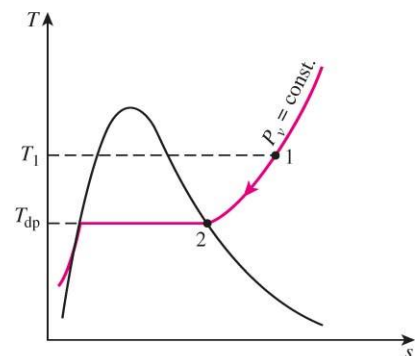
อุณหภูมิจุดน้ำค้าง (Dew-Point Temperature)

Dew-point temperature, T_{dp} หมายถึง อุณหภูมิที่เริ่มมีการกลั่นตัวเกิดขึ้นเมื่ออากาศถูกทำให้เย็นลงด้วยความดันคงที่ หรือ หมายถึงอุณหภูมิอิ่มตัวของไอน้ำที่ความดันไอน้ำในอากาศขณะนั้น

$$T_{dp} = T_{sat@P_v} \quad \text{eq. 55}$$



รูปที่ 21 แสดงกระป๋องเครื่องดื่มที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้าง จะมีไอน้ำเกาะ (1)



รูปที่ 20 กราฟ T-s แสดงการเย็นตัวของไอน้ำที่ความดันคงที่ และตำแหน่งอุณหภูมิจุดน้ำค้าง (1)

ตัวอย่าง 3-2

In cold weather, condensation frequently occurs on the inner surfaces of the windows due to the lower air temperatures near the window surface. consider a house shown, that contains air at 20°C and 75 percent relative humidity. At what window temperature will the moisture in the air start condensation on the inner surfaces of the windows? (1)

Analysis:

จาก $T_{dp} = T_{sat@P_v}$

และ $P_v = \phi P_g@20^\circ\text{C}$

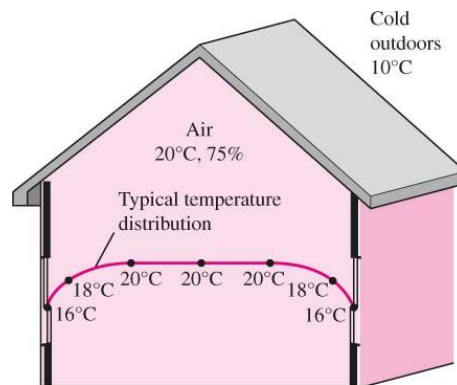
จะได้

$$P_v = 0.75(2.3391 \text{ kPa}) = 1.754 \text{ kPa}$$

ดังนั้น

$$T_{dp} = T_{sat@1.754 \text{ kPa}} = 15.4^\circ\text{C}$$

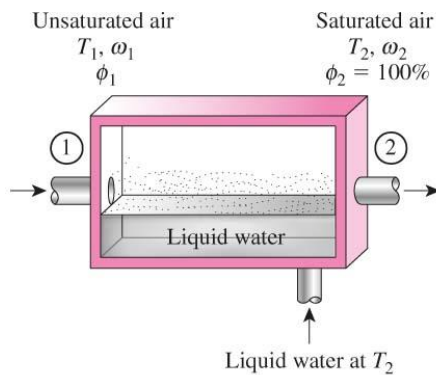
แสดงว่าเราจะต้องรักษาอุณหภูมิของหน้าต่างห้องให้สูงกว่า 15.4 °C เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดการกลั่นตัวของไอน้ำที่กระจก



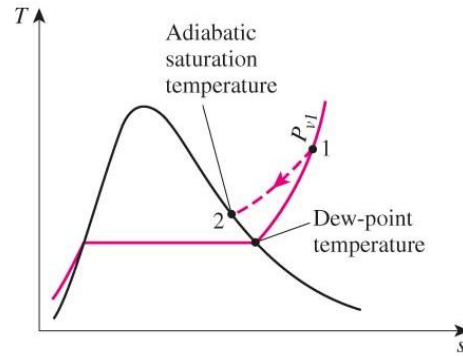
รูปที่ 22 ภาพประกอบตัวอย่าง 3-2 (1)

อุณหภูมิอิ่มตัวแบบแอดิยาแบติก และอุณหภูมิกระเปาะเปียก (Adiabatic Saturation Temperature and Wet-Bulb Temperature)

เนื่องจากความชื้นสัมพัทธ์ และความชื้นสัมบูรณ์ถูกใช้บ่อยมาก แต่สามารถวัดได้ยากจึงต้องหาวิธีการวัดทั้ง 2 นี้โดยการวัดทางอ้อมจากปริมาณที่วัดได้ง่าย เช่น อุณหภูมิ และความดัน



(ก)



(ข)

รูปที่ 23 (ก)แสดงลักษณะของอุปกรณ์สำหรับทดลองกระบวนการอิมต์วแบบแอดิเยแบติก

(ข) แสดงเส้นทางกระบวนการอิมต์วแบบแอดิเยแบติก (1)

ซึ่งเราจะใช้อุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการอิมต์วแบบแอดิเยแบติกดังแสดงในรูปที่ 23 (ก) ซึ่งประกอบด้วยท่อหุ้มฉนวนอย่างดียาว มีทางเข้าของอากาศเป็นหมายเลข 1 และทางออกของอากาศเป็นหมายเลข 2 ด้านล่างมีการใส่น้ำและเติมน้ำเพื่อรักษาระดับ อากาศที่เข้ามาที่ช่องหมายเลข 1 จะมีอุณหภูมิ T_1 เมื่อไหลเข้ามาในท่อด้วยอัตราคงที่ น้ำที่อยู่ด้านล่างจะเกิดการระเหยและลอยไปผสมกับอากาศ ทำให้อุณหภูมิของน้ำเย็นลงมีอุณหภูมิเป็น T_2 ส่วนอากาศที่ไหลเข้ามาก็จะมีความชื้นเพิ่มมากขึ้น หากเราสามารถสร้างท่อลักษณะนี้ให้ยาวเพียงพอ จะทำให้อากาศที่ออกมาที่หมายเลข 2 เป็นอากาศอิมต์ว หรือมีความชื้นสัมพัทธ์เป็น 100% และมีอุณหภูมิเท่ากับ T_2 เท่ากับอุณหภูมิของน้ำ และอุณหภูมิที่ทางออกนี้เองที่เราเรียกว่าเป็น “อุณหภูมิอิมต์วแบบแอดิเยแบติก”

ในกระบวนการนี้เราสามารถใชห้หลักการอนุรักษ์มวล และอนุรักษ์พลังงานเพื่อนำมาวิเคราะห์ และสร้างเป็นสมการที่สามารถนำไปใช้ได้ดังนี้

Mass balance:

Dry air เนื่องจากมวลของอากาศแห้งคงที่ตลอดกระบวนการ จะได้

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a$$

Water and Water vapor

$$\dot{m}_{w1} + \dot{m}_f = \dot{m}_{w2}$$

เมื่อ $\dot{m}_f$ คือปริมาณน้ำที่ระเหย หรือปริมาณน้ำที่เติมเพื่อชดเชยการระเหยของน้ำในระบบ หรือเขียนสมการได้อีกว่า

$$\dot{m}_a \omega_1 + \dot{m}_f = \dot{m}_a \omega_2$$

ดังนั้น

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1)$$

Energy balance:

จากพลังงานที่ไหลเข้าระบบ เท่ากับพลังงานที่ไหลออกนอกกระบวนกรณีระบบเป็นแบบการไหลคงที่สภาวะคงที่ และ $Q=0$ $W=0$ จะได้ว่า

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_f h_{f_2} = \dot{m}_a h_2$$

เมื่อแทนค่า $\dot{m}_f$ จะได้

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1)h_{f_2} = \dot{m}_a h_2$$

ใช้ $\dot{m}_a$ หารตลอดจะได้

$$h_1 + (\omega_2 - \omega_1)h_{f_2} = h_2$$

หรือหากพิจารณาเป็น c_p จะได้

$$(c_p T_1 + \omega_1 h_{g_1}) + (\omega_2 - \omega_1)h_{f_2} = (c_p T_2 + \omega_2 h_{g_2})$$

สามารถเขียนให้อยู่ในรูปของสมการของ ω_1 ได้ว่า

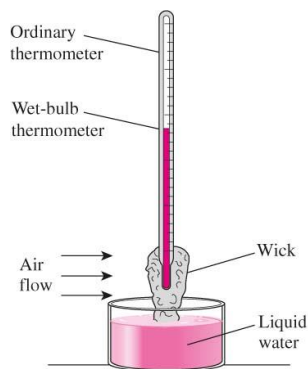
$$\omega_1 = \frac{c_p(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{f_2}}{h_{g_1} - h_{g_2}} \quad \text{eq. 56}$$

จากสมการที่ 50 จะได้

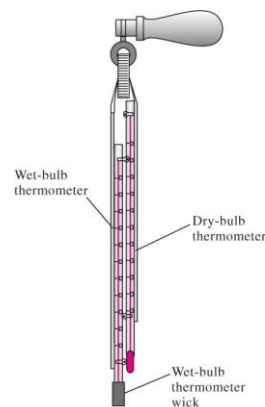
$$\omega_2 = \frac{0.622 P_{g_2}}{P_2 - P_{g_2}} \quad \text{eq. 57}$$

ซึ่งจากสมการข้างต้นจะเห็นได้ว่าเราจะสามารถวัดค่า T_1 T_2 P_{total} แล้วจะสามารถหาค่า ω_1 ได้

ในการใช้งานจริงเป็นเรื่องยากที่เราจะสร้างอุปกรณ์ที่มีลักษณะดังรูปที่ 23 (ก) เนื่องจากต้องการท่อที่ยาวมาก ๆ ดังนั้นจึงมีอีกวิธีการที่จะสามารถใช้เพื่อหาค่า T_2 เพื่อนำไปใช้ในสมการที่ 56 นั่นคือ อุณหภูมิกระเปาะเปียก (wet-bulb temperature) ซึ่งมีอุปกรณ์ดังแสดงในรูปที่ 24



(ก) ไสโครมิเตอร์อย่างง่าย



(ข) ไสโครมิเตอร์แบบแกว่ง หรือ

Sling psychrometer

รูปที่ 24 (ก) ไสโครมิเตอร์อย่างง่าย (ข) ไสโครมิเตอร์แบบแกว่ง ที่ใช้สำหรับหาค่า T_2 (1)

โดยปกติแล้วอุณหภูมิอิมิตัวแบบแอดเดียแบติก กับอุณหภูมิกระเปาะเปียกจะไม่เหมือนกัน แต่อย่างไรก็ตาม การพิจารณาของผสมระหว่างอากาศแห้งกับไอน้ำที่ความดันบรรยากาศ อุณหภูมิของทั้ง 2 จะมีค่าใกล้เคียงกันมาก จึงสามารถใช้อุณหภูมิกระเปาะเปียกแทนค่า T_2 ในสมการที่ 56 ได้

ตัวอย่าง 3-3

The dry-bulb and wet-bulb temperatures of atmospheric air at 1 atm (101.325 kPa) pressure are measured with a sling psychrometer and determined to be 25 and 15°C, respectively. Determine

- (a) the specific humidity,
- (b) the relative humidity, and
- (c) the enthalpy of the air. (1)

Analysis:

หา ω_1 จาก

$$\omega_1 = \frac{c_p(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg2}}{h_{g1} - h_{g2}}$$

และ

$$\omega_2 = \frac{0.622 P_{g2}}{P_2 - P_{g2}}$$

ซึ่งเราจะหา ω_2 เสียก่อนแล้วจึงหา ω_1

เมื่อเปิดตาราง A-4 จะได้

$$\begin{aligned} P_{g2@15^\circ\text{C}} &= 1.7057 \text{ kPa} \\ h_{fg2@15^\circ\text{C}} &= 2465.4 \text{ kJ/kg} \\ h_{f2@15^\circ\text{C}} &= 62.982 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

และ

$$\begin{aligned} P_{g1@25^\circ\text{C}} &= 3.1698 \text{ kPa} \\ h_{g1@25^\circ\text{C}} &= 2546.5 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

แทนค่าได้

$$\omega_2 = \frac{0.622(1.7057 \text{ kPa})}{(101.325 - 1.7057) \text{ kPa}} = 0.01065 \text{ kg } H_2O / \text{kg dry air}$$

จะได้

$$\omega_1 = \frac{(1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})[(15 - 25)^\circ\text{C}] + (0.01065)(2465.4 \text{ kJ/kg})}{(2546.5 - 62.982) \text{ kJ/kg}}$$

$$\omega_1 = 0.00653 \text{ kg } H_2O / \text{kg dry air}$$

Ans (a)

หาค่า ϕ จาก

$$\phi_1 = \frac{\omega_1 P_2}{(0.622 + \omega_1) P_{g_1}} = \frac{(0.00653)(101.325 \text{ kPa})}{(0.622 + 0.00653)(3.1698 \text{ kPa})}$$

จะได้

$$\phi_1 = 0.332 \text{ หรือ } 33.2\%$$

Ans (b)

จากนั้นหาค่า h_1 จาก

$$h_1 = c_p T_1 + \omega_1 (2500.9 + 1.82 T_1) \text{ (kJ/kg dry air)}$$

หรือ

$$h_1 = c_p T_1 + \omega_1 h_{g_1} \text{ (kJ/kg dry air)}$$

จะได้

$$h_1 = (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(25^\circ\text{C}) + (0.00653)(2546.5 \text{ kJ/kg})$$

$$h_1 = 41.8 \text{ kJ/kg dry air}$$

Ans (c)

แผนภูมิ Psychrometric (Psychrometric Chart)

โดยปกติเราต้องการคุณสมบัติ 2 คุณสมบัติจึงจะสามารถบอกคุณสมบัติอื่น ๆ ได้ ซึ่งจากที่ผ่านมาระบุคุณสมบัติของอากาศทั้งหมด 7 คุณสมบัติได้แก่

$T_{db} (^{\circ}\text{C})$	% RH or ϕ
$T_{wb} (^{\circ}\text{C})$	$h \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg dry air}} \right)$
$T_{dp} (^{\circ}\text{C})$	$v \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg dry air}} \right)$
$\omega \left(\frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg dry air}} \right)$	

และสมการที่เกี่ยวข้องคือ

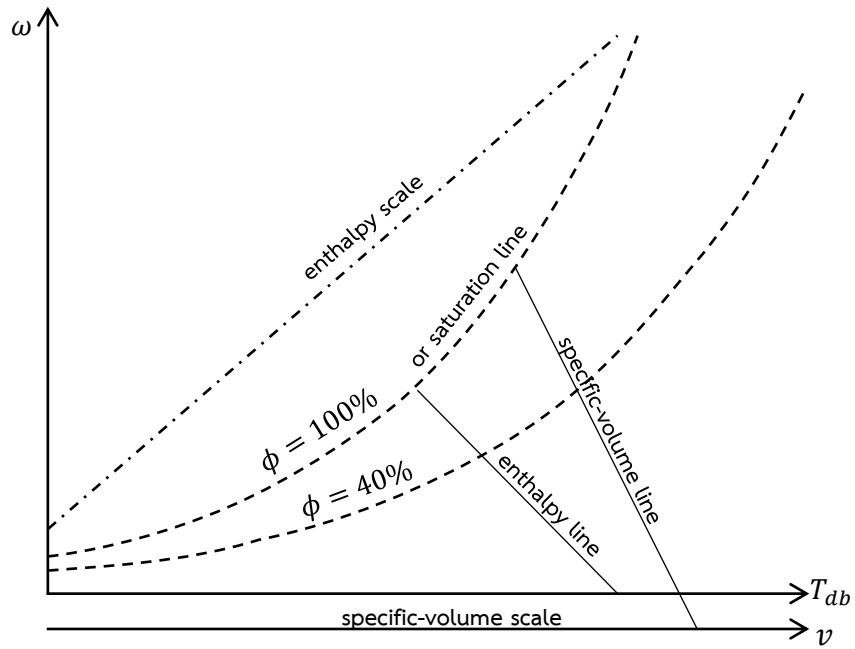
$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = 0.622 \frac{P_v}{P_a} = 0.622 \frac{P_g}{P - P_v}$$

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v}{P_g}$$

$$P = P_a + P_v$$

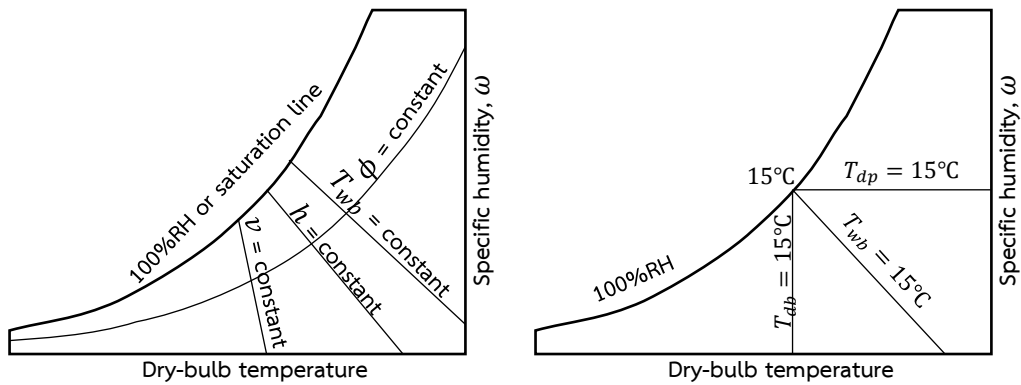
$$h = h_a + h_v$$

จากสมการของคุณสมบัติต่าง ๆ ข้างต้น หากเรากำหนดค่าความดันบรรยากาศเท่ากับ 1 atm และกำหนดค่าความชื้นสัมพัทธ์ 1 ค่า เราจะสามารถพลอตกราฟระหว่างแกน X ที่เป็น T_{db} ระหว่าง $0-50^\circ\text{C}$ และแกน Y ที่เป็นค่า ω ได้ เมื่อทำในลักษณะเดียวกันโดยการเปลี่ยนค่าความชื้นสัมพัทธ์ไปเรื่อย ๆ จะได้แนวเส้นโค้งความชื้นสัมพัทธ์จนถึง $\phi = 100\%$ จากนั้นเราจะใส่ข้อมูลของแต่ละจุดข้อมูลลงไป เช่น v h แล้วก็ตั้งแกนของค่าต่าง ๆ ลงไป ก็จะได้แผนภูมิ Psychrometric ดังแสดงในรูปที่ 25



รูปที่ 25 แสดงการสร้างแผนภูมิ Psychrometric

เมื่อเรานำข้อมูลมาทำให้เป็นแผนภูมิรูปร่างง่าย ๆ จะได้แผนผังข้อมูลดังแสดงในรูปที่ 26



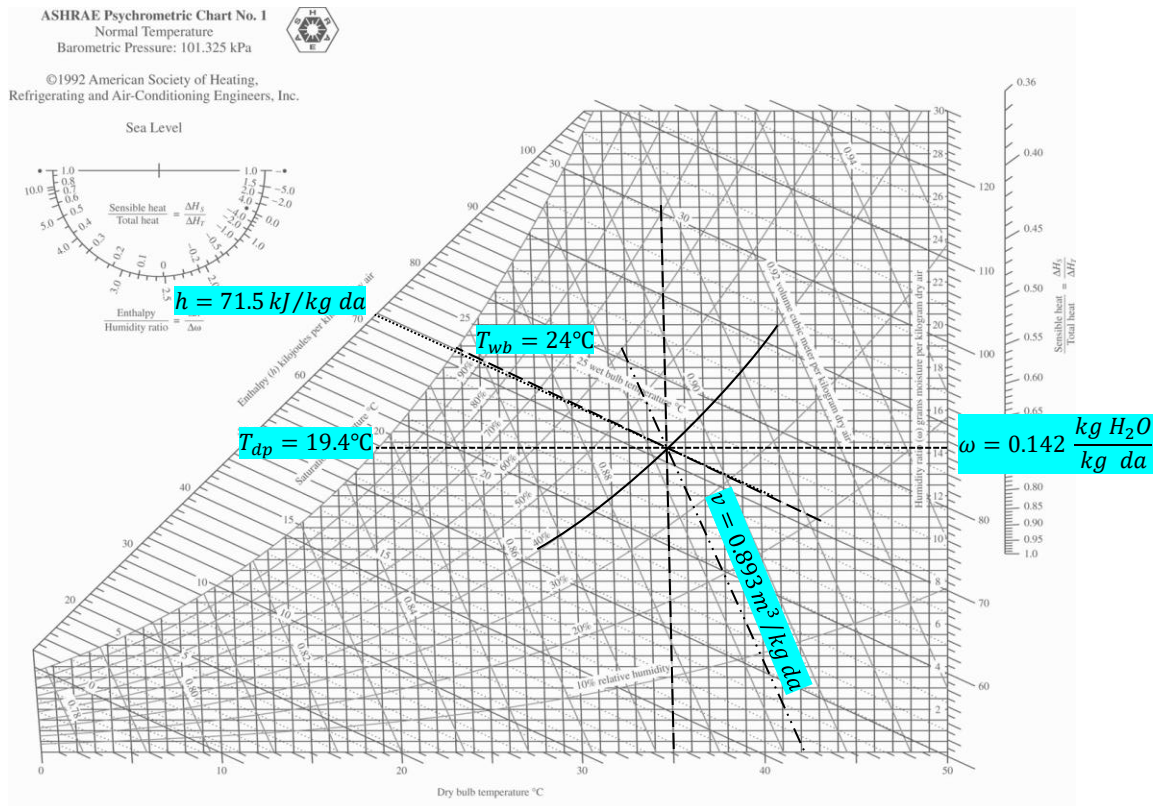
รูปที่ 26 แสดงแผนผังของแผนภูมิ Psychrometric

ตัวอย่าง 3-4

Consider a room that contains air at 1 atm (101.325 kPa) 35°C, and 40% relative humidity. Using the psychrometric chart, determine

- the specific humidity,
- the enthalpy
- of wet-bulb temperature,

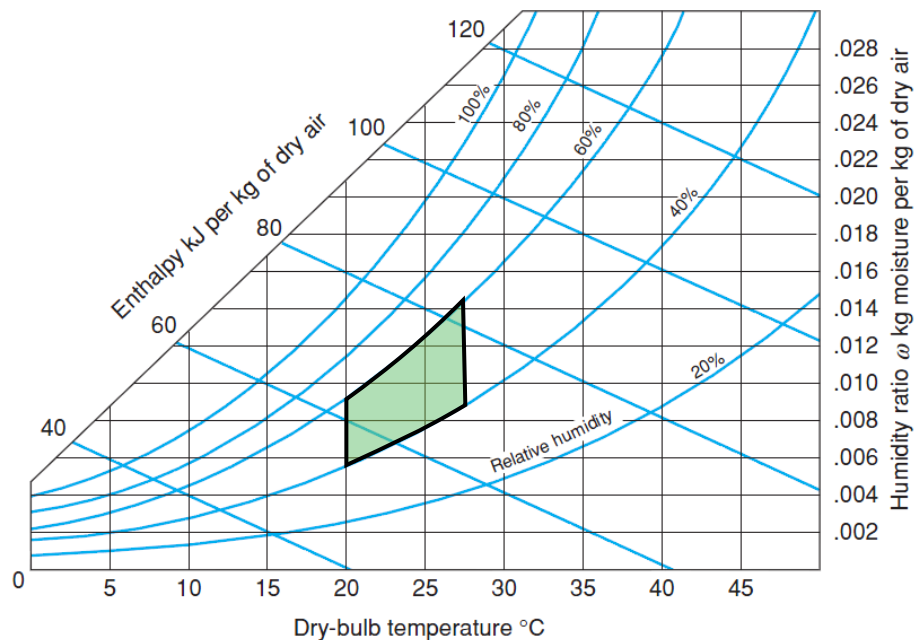
- (d) the dew-point temperature, and
- (e) the specific volume of the air (1)



รูปที่ 27 แสดงตัวอย่างการใช้แผนภูมิ Psychrometric ในการหาคุณสมบัติของอากาศ (1)

ความสบายของมนุษย์ และการปรับอากาศ (Human Comfort and Air-Conditioning)

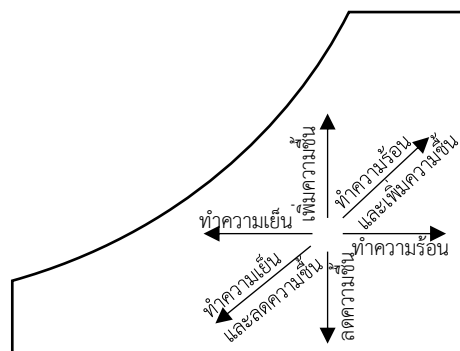
มนุษย์ต้องการอากาศที่ไม่ร้อน ไม่หนาว ไม่ชื้น ไม่แห้ง หรือใช้คำว่าอากาศที่สบาย จึงนำไปสู่กระบวนการปรับอากาศเพื่อให้มนุษย์อยู่ได้ในอากาศที่สบาย ซึ่งปกติจะอยู่ที่ 22 - 27°C ความชื้นสัมพัทธ์ 40 - 60% และมีอีกหนึ่งตัวแปรที่มีผลต่อความรู้สึกของมนุษย์คือการเคลื่อนที่ของอากาศซึ่งจะมีผลต่อการพาความร้อนออกจากร่างกาย ส่วนตัวแปรอื่น ๆ ที่มีผลได้แก่ ความสะอาดของอากาศ กลิ่น เสียง และการแผ่รังสีของความร้อน (1)



รูปที่ 28 แสดงพื้นที่แรงงาที่มนุษย์รู้สึกสบายบนแผนภูมิ Psychrometric (2)

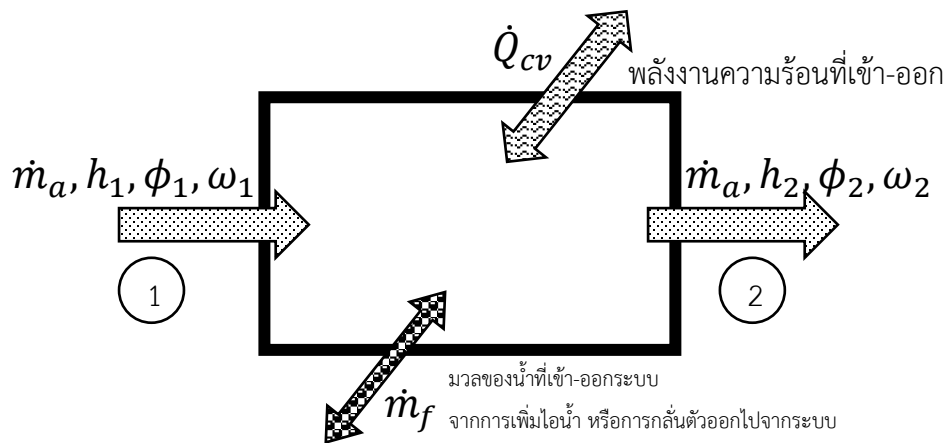
กระบวนการปรับอากาศ (Air-Conditioning Processes)

ในการรักษาสภาพอากาศและความชื้นที่ต้องการจะต้องอาศัยกระบวนการปรับอากาศ เช่น การทำความร้อน การทำความเย็น การเพิ่มความชื้น การลดความชื้น ซึ่งในบางครั้งอาจต้องการกระบวนการมากกว่า 2 กระบวนการ ในการพิจารณากระบวนการปกติจะพิจารณาเป็นกระบวนการแบบสภาวะคงที่ การไหลคงที่ โดยมีมวลของอากาศแห้งคงที่ ส่วนไอน้ำ หรือน้ำจะมีการเพิ่มหรือลดจากกระบวนการ ซึ่งหากนำมาเขียนบนแผนภูมิ Psychrometric จะมีทิศทางดังแสดงในรูปที่ 29



รูปที่ 29 แสดงทิศทางของกระบวนการปรับอากาศบนแผนภูมิ Psychrometric

ในการวิเคราะห์ระบบสำหรับกระบวนการปรับอากาศสามารถนำเสนอได้ด้วยแผนภาพระบบอย่างง่ายดัง
รูปที่ 30



รูปที่ 30 แสดงแผนภาพอย่างง่ายของกระบวนการปรับอากาศ

และในการวิเคราะห์จะพิจารณาไปที่ละขั้นคือ

1. สมดุลมวลของอากาศแห้ง
2. สมดุลมวลของน้ำ
3. สมดุลของพลังงาน (พลังงานที่เข้า = พลังงานที่ออก)

สมดุลมวลของอากาศแห้ง:

$$\sum_{in} \dot{m}_a = \sum_{out} \dot{m}_a$$

กรณี 1 ทางเข้า และ 1 ทางออกจะได้

$$\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$$

สมดุลมวลของน้ำ:

$$\sum_{in} \dot{m}_w = \sum_{out} \dot{m}_w$$

กรณี 2 ทางเข้า เช่น ไอน้ำที่มีอยู่ในอากาศที่ไหลเข้ามาในระบบ ($\dot{m}_a \omega_1$) และไอน้ำที่เติมให้ระบบ ($\dot{m}_f$) และ 1 ทางออก เช่น ไอน้ำที่มีอยู่ในอากาศไหลออกไปจากระบบ ($\dot{m}_a \omega_2$)

$$\dot{m}_{w_1} + \dot{m}_f = \dot{m}_{w_2}$$

เมื่อทำให้อยู่ในรูปของ ω จะได้

$$\dot{m}_a \omega_1 + \dot{m}_f = \dot{m}_a \omega_2$$

ดังนั้นปริมาณน้ำที่เติมหรือดึงออกจากระบบจะหาได้จาก

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1)$$

สมดุลของพลังงาน (พลังงานที่เข้า = พลังงานที่ออก):

$$\dot{Q}_{cv} + \sum_{in} \dot{m}_a h_i = \dot{W}_{cv} + \sum_{out} \dot{m}_a h_e$$

กรณีที่ $\dot{W}_{cv} = 0$ จะได้

$$\dot{Q}_{cv} + \dot{m}_a h_1 + \dot{m}_f h_f = \dot{m}_a h_2$$

$$\dot{Q}_{cv} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) - \dot{m}_f h_f$$

เมื่อ

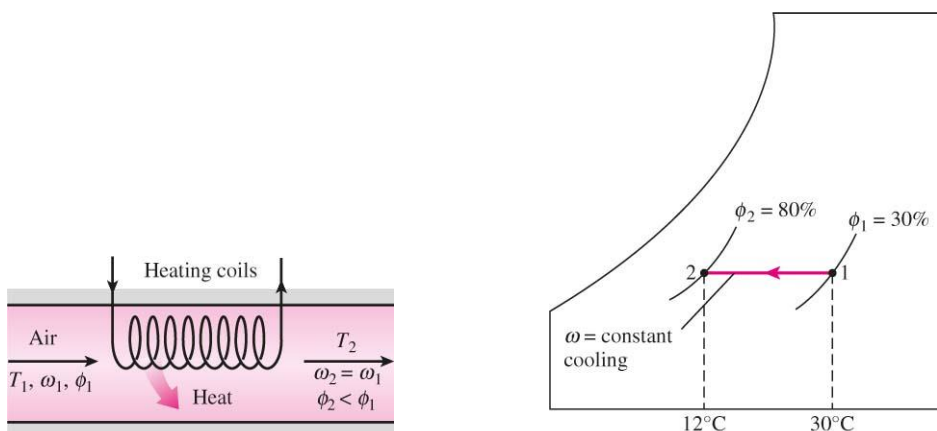
$$h = h_a + \omega h_g$$

และ

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1)$$

กระบวนการทำความร้อน หรือทำความเย็นอย่างเดียวน (Simple heating and cooling, $\omega =$ คงที่)

เป็นกระบวนการที่เพิ่มความร้อน หรือทำความเย็นให้กับระบบ ซึ่งมวลของไอน้ำในระบบจะไม่มีเปลี่ยนแปลง สามารถแสดงเส้นกระบวนการเป็นเส้นแนวนอนในแผนภูมิ Psychrometric ดังแสดงในรูปที่ 31



ในกระบวนการทำความร้อนธรรมดา ค่าความชื้นสัมบูรณ์จะมีค่าคงที่ แต่ค่าความชื้น

ในกระบวนการทำความเย็นธรรมดา ค่าความชื้นสัมบูรณ์จะมีค่าคงที่ แต่ค่าความชื้น

รูปที่ 31 แสดงความแตกต่างระหว่างกระบวนการทำความร้อนแบบธรรมดา

และกระบวนการทำความเย็นแบบธรรมดา (1)

สามารถสรุปเป็นรูปสมการสำหรับกระบวนการได้ดังนี้

สมดุลมวลอากาศแห้ง:

$$\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$$

สมดุลมวลของน้ำ:

$$\dot{m}_{w_1} + \dot{m}_f = \dot{m}_{w_2}$$

หรือ

$$\dot{m}_a \omega_1 + \dot{m}_f = \dot{m}_a \omega_2$$

แต่

$$\dot{m}_f = 0 = \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1)$$

นั่นคือ

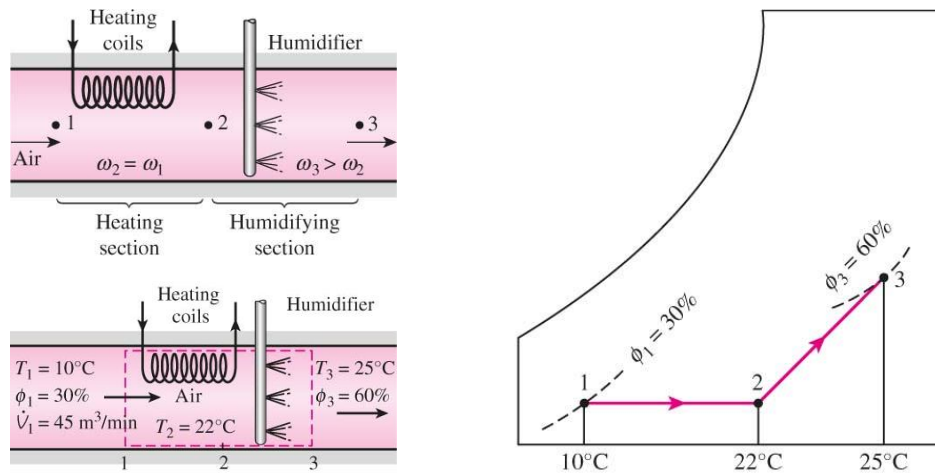
$$\omega_1 = \omega_2$$

สมดุลของพลังงาน:

$$\dot{Q}_{cv} = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$$

กระบวนการทำความร้อนและเพิ่มความชื้น (Heating with humidification, ω)

เป็นกระบวนการที่ใช้เพิ่มความร้อน ($\dot{Q}_{cv}$) ให้กับระบบ และเพิ่มความชื้น ($\dot{m}_f$) ให้กับระบบ สามารถแสดงแผนภาพของระบบอย่างง่าย และเส้นทางของกระบวนการสำหรับแผนภูมิ Psychrometric ได้ดังแสดงในรูปที่ 32



รูปที่ 32 แสดงกระบวนการทำความร้อน และเพิ่มความชื้นให้กับระบบจากตัวอย่าง 3-5 (1)

ตัวอย่าง 3-5

An air-conditioning is to take in outdoor air at 10°C, and 30% relative humidity at a steady rate of 45 m³/min and to condition it to 22°C, and 60% relative humidity. The outdoor air is first heated to 22°C in the heating section and then humidified by the injection of hot steam in the humidifying section. Assuming the entire process takes place at a pressure of 100 kPa, determine

- (a) the rate of heat supply in the heating section, and
- (b) the mass flow rate of the steam required in the humidifying section. (1)

Assumptions:

- 1. SSSF
- 2. Dry air and vapor are ideal gases.
- 3. KE and PE are negligible.

Properties:

$$c_{p_a} = 1.005 \text{ kJ/kg.K}$$

$$R_a = 0.287 \text{ kJ/kg.K}$$

$$P_{g@10^\circ\text{C}} = 1.2281 \text{ kPa}$$

$$h_{g@10^\circ\text{C}} = 2519.2 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{g@25^\circ\text{C}} = 3.1698 \text{ kPa}$$

$$h_{g@22^\circ\text{C}} = 2541.0 \text{ kJ/kg}$$

Analysis:

ข้อ (a) จะหา Q ที่ให้กับระบบจากกระบวนการ 1 → 2 โดยเน้นหาความแตกต่างของค่า h

สมดุลมวลอากาศแห้ง:

$$\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$$

สมดุลมวลของน้ำ:

$$\dot{m}_a \omega_1 = \dot{m}_a \omega_2 \text{ ได้ว่า } \omega_1 = \omega_2$$

สมดุลของพลังงาน:

$$\dot{Q}_{cv} = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$$

แสดงว่าต้องหา $\dot{m}_a$ h_1 h_2

หา $\dot{m}_a$ ที่ตำแหน่งที่ 1 จาก

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}}{v} \quad \text{และ} \quad P_a v_a = R_a T_a$$

จะได้

$$v_a = \frac{R_a T_a}{P_a} = \frac{0.287 \cdot (273 + 10)}{100 - (0.3 \cdot 1.2281)} = 0.8152 \frac{\text{m}^3}{\text{kg dry air}}$$

และ

$$\dot{m}_a = \frac{45 \text{ m}^3/\text{min}}{0.8152 \text{ m}^3/\text{kg dry air}} = 55.2 \text{ kg}/\text{min}$$

หา h_1 จาก

$$h_1 = h_{a_1} + \omega_1 h_{g_1}$$

เมื่อ ω_1 หาได้จาก

$$\omega_1 = \frac{0.622 \phi_1 P_{g_1}}{P - \phi_1 P_{g_1}} = \frac{0.622 \cdot 0.3 \cdot 1.2281}{100 - (0.3 \cdot 1.2281)} = 0.0023 \text{ kg H}_2\text{O}/\text{kg dry air}$$

ดังนั้นจะได้

$$h_1 = (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(10^\circ\text{C}) + (0.0023)(2519.2 \text{ kJ/kg})$$

$$h_1 = 15.844 \text{ kJ/kg dry air}$$

$$h_2 = (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(22^\circ\text{C}) + (0.0023)(2541.0 \text{ kJ/kg})$$

$$h_2 = 22.955 \text{ kJ/kg dry air}$$

เพราะฉะนั้น

$$\dot{Q}_{cv} = 55.2 \text{ kg}/\text{min} (22.955 - 15.844) \text{ kJ/kg dry air}$$

$$\dot{Q}_{cv} = 668.49 \text{ kJ}/\text{min}$$

Ans (a)

ข้อ (b) จะหามวลของไอน้ำที่ให้กับระบบจากกระบวนการ 2 $\rightarrow$ 3 โดยเน้นหาค่าความแตกต่างของค่า ω

สมดุลมวลของน้ำ:

$$\dot{m}_{w_2} + \dot{m}_f = \dot{m}_{w_3}$$

หรือ

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a (\omega_3 - \omega_2)$$

หา ω_3 จาก

$$\omega_3 = \frac{0.622 \phi_3 P_{g_3}}{P - \phi_3 P_{g_3}} = \frac{0.622 \cdot 0.6 \cdot 3.1698}{100 - (0.6 \cdot 3.1698)}$$

$$\omega_3 = 0.01206 \text{ kg H}_2\text{O}/\text{kg dry air}$$

จะได้

$$\dot{m}_f = 55.2 \text{ kg}/\text{min} (0.01206 - 0.0023) \text{ kg H}_2\text{O}/\text{kg dry air}$$

$$\dot{m}_f = 0.5387 \text{ kg}/\text{min}$$

Ans (b)

การทำความเย็นและลดความชื้น (Cooling with Dehumidification)

ในสภาพอากาศร้อนชื้น เช่น ประเทศไทย การลดอุณหภูมิอย่างเดียวจะทำให้ค่าความชื้นสัมพัทธ์สูงมาก ๆ จนบางครั้งทำให้ไม่สบายตัว ดังนั้นในกระบวนการปรับอากาศจึงต้องมีการลดความชื้นของอากาศลงด้วย โดยใช้วิธีลดอุณหภูมิของคอยล์เย็นให้ต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างทำให้เกิดการกลั่นตัวของไอน้ำในอากาศ จากนั้นค่อยอุ่นอุณหภูมิขึ้นมายังจุดที่ต้องการซึ่งอาจใช้การผสมกับอากาศจากนอกห้องที่มีอุณหภูมิสูงกว่าในปริมาณที่เหมาะสม (3)

ตัวอย่าง 3-6

Air enters a window type air conditioner at 1 atm, 30°C, and 80% relative humidity at a rate of 10 m³/min and leaves as saturated air at 14°C determine the rate of heat and moisture removal from the air.(1)

Assumptions:

1. SSSF
2. Dry air and vapor are ideal gases.
3. KE and PE are negligible.

Properties:

$$P_{g@30^\circ\text{C}} = 4.2469 \text{ kPa} \quad h_{g@30^\circ\text{C}} = 2555.5 \text{ kJ/kg} \text{ จากสมการ 54}$$

$$P_{g@14^\circ\text{C}} = 1.6096 \text{ kPa} \text{ (interpolation)} \quad h_{g@14^\circ\text{C}} = 2526.38 \text{ kJ/kg} \text{ จากสมการ 54}$$

$$h_{f@14^\circ\text{C}} = 58.79 \text{ kJ/kg} \text{ (interpolation)}$$

Analysis:

สมดุลมวลอากาศแห้ง:

$$\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$$

สมดุลมวลของน้ำ:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1)$$

สมดุลของพลังงาน:

$$\dot{Q}_{cv} = \dot{m}_a(h_2 - h_1) - \dot{m}_f h_f$$

เมื่อ ω_1 หาได้จาก

$$\omega_1 = \frac{0.622 \phi_1 P_{g1}}{P - \phi_1 P_{g1}} = \frac{0.622 * 0.8 * 4.2469}{101.325 - (0.8 * 4.2469)} = 0.0216 \text{ kg } H_2O / \text{kg dry air}$$

หา ω_2 ได้จาก

$$\omega_2 = \frac{0.622 \phi_2 P_{g_2}}{P - \phi_2 P_{g_2}} = \frac{0.622 * 1 * 1.6096}{101.325 - (1 * 1.6096)} = 0.010 \text{ kg } H_2O / \text{kg dry air}$$

หา h_1 และ h_2 จาก

$$\begin{aligned} h &= h_a + \omega h_g \\ h_1 &= (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(30^\circ\text{C}) + (0.0216)(2500.9 + 1.82(30) \text{ kJ/kg}) \\ h_1 &= 85.297 \text{ kJ/kg dry air} \\ h_2 &= (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(14^\circ\text{C}) + (0.010)(2500.9 + 1.82(14) \text{ kJ/kg}) \\ h_2 &= 39.436 \text{ kJ/kg dry air} \end{aligned}$$

หา $\dot{m}_a$ จาก

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}}{v} \quad \text{และ} \quad P_a v_a = R_a T_a$$

จะได้

$$v_a = \frac{R_a T_a}{P_a} = \frac{0.287 * (273 + 30)}{101.325 - (0.8 * 4.2469)} = 0.888 \frac{\text{m}^3}{\text{kg dry air}}$$

และ

$$\dot{m}_a = \frac{10 \text{ m}^3/\text{min}}{0.8888 \text{ m}^3/\text{kg dry air}} = 11.26 \text{ kg}/\text{min}$$

จาก

$$\begin{aligned} \dot{m}_f &= \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) = 11.26 \text{ kg}/\text{min} (0.0216 - 0.010) \\ \dot{m}_f &= 0.13 \text{ kg}/\text{min} \end{aligned}$$

จาก

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cv} &= \dot{m}_a(h_2 - h_1) - \dot{m}_f h_f \\ \dot{Q}_{cv} &= 11.26 \frac{\text{kg}}{\text{min}} (39.4 - 85.3) \frac{\text{kJ}}{\text{kg dry air}} + 0.13 \frac{\text{kg}}{\text{min}} (58.79 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}) \\ \dot{Q}_{cv} &= -508.8 \text{ kJ}/\text{min} \end{aligned}$$

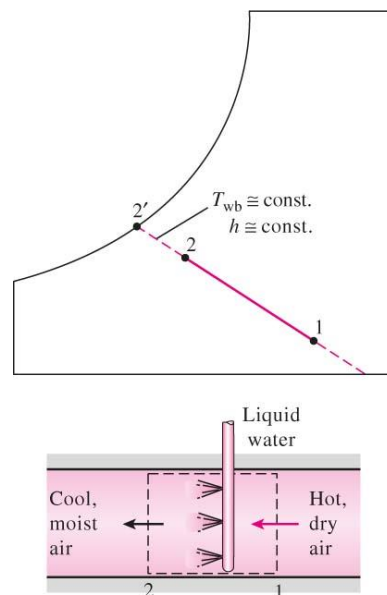
ระบบทำความเย็นด้วยการระเหยของน้ำ (Evaporative Cooling)

ในกระบวนการทำความเย็นแบบทั่วไปที่ใช้การทำงานแบบวัฏจักรทำความเย็น หากนำไปใช้ในทะเลทราย ที่มีสภาพอากาศร้อนและแห้งจะมีค่าใช้จ่ายสูง ดังนั้นหากต้องการลดค่าใช้จ่ายการใช้ระบบทำความเย็นแบบระเหยจึงเป็นทางเลือกที่น่าสนใจเพราะมีต้นทุนที่ต่ำกว่า

กระบวนการทำความเย็นแบบระเหยมีหลักการคือ เมื่อโมเลกุลของน้ำระเหยจะใช้ความร้อนแฝงเพื่อนำไปใช้ในการระเหยโดยจะดึงพลังงานจากน้ำที่อยู่รอบ ๆ และอากาศรอบ ๆ เมื่อมีพลังงานเพียงพอโมเลกุลของน้ำก็จะระเหยสู่อากาศ ส่งผลให้อากาศรอบ ๆ และน้ำมีอุณหภูมิต่ำลง หรือเย็นลง

กระบวนการทำความเย็นแบบระเหยเหมือนกับกระบวนการอิมัลชันแบบแอเดียแบติก โดยมีเส้นกระบวนการแบบอุณหภูมิกะเปาะเปียกคงที่บนแผนภูมิ Psychrometric ดังแสดงในรูปที่ 33 และเนื่องจากเส้นอุณหภูมิกะเปาะเปียกคงที่กับเส้นเอนทัลปีคงที่ที่อยู่ใกล้กันมากจึงสามารถสมมติได้ว่าเป็นกระบวนการแบบเอนทัลปีคงที่เช่นกัน สามารถเป็นสมการได้คือ

$$T_{wb} \cong \text{คงที่} \text{ และ } h \cong \text{คงที่} \quad \text{eq. 58}$$



รูปที่ 33 แสดงกระบวนการทำความเย็นแบบระเหย (1)

แบบฝึกหัด

1. Desert dwellers often wrap their heads with a water soaked porous cloth. On a desert where the pressure is 1 atm, temperature is 50°C and relative humidity is 10 percent, what is the minimum temperature of this cloth?

กระบวนการผสมแบบแอดิเอบาติกของอากาศผสม (Adiabatic Mixing of Airstreams)

ในระบบปรับอากาศหลาย ๆ แบบต้องการการผสมอากาศจาก 2 แหล่งซึ่งพบได้มากในอาคารขนาดใหญ่ เช่น ห้างสรรพสินค้า โรงงาน โรงพยาบาล ที่ต้องการอากาศใหม่จากภายนอกมาผสมกับอากาศด้านใน เราสามารถใช้หลักการสมดุลมวล และพลังงานในการวิเคราะห์ได้ดังนี้

สมดุลมวลอากาศแห้ง:

$$\dot{m}_{a_1} + \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_{a_3} \quad \text{eq. 59}$$

สมดุลมวลของน้ำ:

$$\dot{m}_{a_1} \omega_1 + \dot{m}_{a_2} \omega_2 = \dot{m}_{a_3} \omega_3 \quad \text{eq. 60}$$

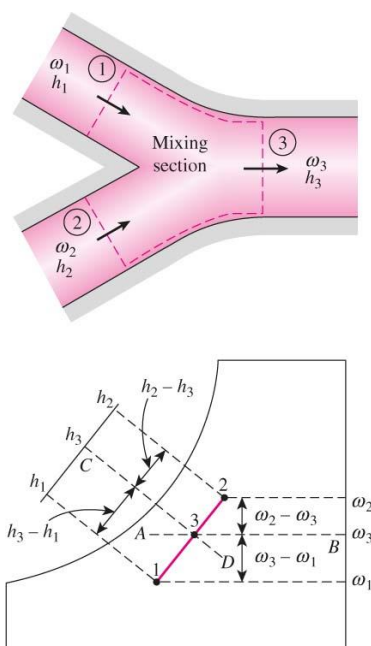
สมดุลของพลังงาน:

$$\dot{m}_{a_1} h_1 + \dot{m}_{a_2} h_2 = \dot{m}_{a_3} h_3 \quad \text{eq. 61}$$

เมื่อเราปรับรูปสมการโดยตัดพจน์ $\dot{m}_{a_3}$ จะได้

$$\frac{\dot{m}_{a_1}}{\dot{m}_{a_2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} \quad \text{eq. 62}$$

เมื่อนำมาแสดงบนแผนภูมิ Psychrometric จะมีกระบวนการดังแสดงใน



รูปที่ 34

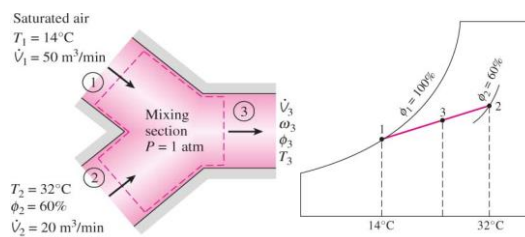
รูปที่ 34 แสดงเส้นกระบวนการของการผสมกันของอากาศแบบแอดิเอบาติก (1)

ตัวอย่าง 3-7

Saturated air leaving the cooling section of an air conditioning system at 14°C with a rate of 50 m³/min is mixed adiabatically with the outside air at 32°C, and 60% relative humidity at a rate of 20 m³/min. Assuming that the mixing occurs at 1 atm, determine, the specific humidity, the relative humidity, the dry-bulb temperature, and the volume flow rate of the mixture.

Assumptions:

1. SSSF
2. อากาศแห้งและไอน้ำเป็นแก๊สในอุดมคติ
3. KE และ PE = 0
4. บริเวณที่อากาศผสมกันเป็นระบบแบบแอเดียแบติก



รูปที่ 35 ภาพประกอบตัวอย่าง 3-7 (1)

Properties:

ใช้แผนภูมิ Psychrometric ในการหาคคุณสมบัติต่าง ๆ ที่สภาวะ 1 และ 2 จะได้

ตารางที่ 3-2 แสดงคุณสมบัติต่าง ๆ ที่สภาวะ 1 และ 2

สภาวะ	v (m ³ /kg)	ω	h (kJ/kg dry air)
สภาวะที่ 1	0.83	0.00997	39.3
สภาวะที่ 2	0.89	0.01803	78.3

Analysis:

จากสมการ

$$\dot{m}_{a_1} + \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_{a_3}$$

และ

$$\frac{\dot{m}_{a_1}}{\dot{m}_{a_2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1}$$

เราจะหาค่า $\dot{m}_{a_1}$ และ $\dot{m}_{a_2}$ เพื่อนำไปสู่การหาค่า ω_3 และ h_3 เมื่อเราได้คุณสมบัติทั้ง 2 ของสภาวะที่ 3 แล้ว จะสามารถใช้แผนภูมิ Psychrometric ในการหาคคุณสมบัติอื่น ๆ ต่อไปได้

จาก

$$\dot{m}_{a_1} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{50 \text{ m}^3/\text{min}}{0.83 \text{ m}^3/\text{kg}} = 60.241 \text{ kg}/\text{min}$$

$$\dot{m}_{a_2} = \frac{\dot{V}_2}{v_2} = \frac{20 \text{ m}^3/\text{min}}{0.89 \text{ m}^3/\text{kg}} = 22.472 \text{ kg/min}$$

จะได้

$$\dot{m}_{a_3} = 60.241 + 22.472 = 82.71 \text{ kg/min}$$

และ

$$\frac{\dot{m}_{a_1}}{\dot{m}_{a_2}} = \frac{60.241}{22.472} = 2.6809 = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{0.01803 - \omega_3}{\omega_3 - 0.00997}$$

แก้สมการจะได้

$$\omega_3 = 0.012$$

และในลักษณะเดียวกันจะได้

$$h_3 = 49.9 \text{ kJ/kg dry air}$$

เมื่อนำทั้ง 2 ค่านี้ไปพลอตในแผนภูมิ Psychrometric จะได้ค่าอื่น ๆ ตามมาดังนี้

$$\phi_3 = 85.4\%$$

$$T_3 = 19.4^\circ\text{C}$$

$$v_3 = 0.84 \text{ m}^3/\text{kg}$$

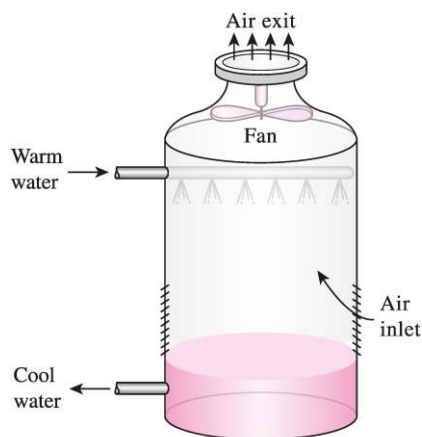
จะสามารถหา $\dot{V}_3$ ได้จาก

$$\dot{V}_3 = \dot{m}_{a_3} \times v_3 = 82.71 \text{ kg/min} \times 0.84 \text{ m}^3/\text{kg} = 69.48 \text{ m}^3/\text{min}$$

หอผึ่งเย็นแบบเปียก (Wet Cooling Tower)

เนื่องจากในโรงจักรต้นกำลังต้องการระบบปรับอากาศขนาดใหญ่ หรือในบางอุตสาหกรรมต้องการทั้งความร้อนที่เหลือจากกระบวนการในปริมาณสูงมาก ซึ่งในอดีตอาจจะใช้วิธีปล่อยลงสู่แม่น้ำแต่เนื่องจากส่งผลกระทบต่อระบบนิเวศน์จึงต้องอาศัยอุปกรณ์ที่จะช่วยในการทิ้งความร้อนสู่สิ่งแวดล้อมโดยที่ไม่ส่งผลกระทบต่อบรรยากาศ และอุปกรณ์ดังกล่าวก็คือหอผึ่งเย็นแบบเปียก

หอผึ่งเย็นแบบเปียกเป็นระบบทำความเย็นแบบระเหยกึ่งปิด มีลักษณะการทำงานดังแสดงใน คือ อากาศเย็น หรืออากาศบรรยากาศจะไหลเข้ามาจากทางด้านล่างและจะไหลออกไปทางด้านบนของหอผึ่งเย็น น้ำอุ่นที่ไปรับความร้อนเหลือทิ้งมาจากโรงจักรต้นกำลังจะไหลเข้าสู่หอผึ่งเย็นด้านบน แล้วถูกพ่นให้เป็นละอองตกลงสู่อ่างรับน้ำด้านล่าง ละอองน้ำและอากาศที่ไหลสวนทางกันจะเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้อากาศอุ่นขึ้นและมีปริมาณความชื้นเพิ่มมากขึ้น ส่วนน้ำอุ่นจะเย็นลงจากหลักการของการระเหย เมื่อตกลงสู่อ่างด้านล่างจะถูกปั๊มส่งกลับไปรับความร้อนจากโรงจักรต้นกำลังอีกครั้งเพื่อรับเอาความร้อนทิ้งกลับมา เมื่อน้ำบางส่วนระเหยออกไปจึงต้องมีการเติมน้ำกลับเข้าสู่ระบบเพื่อทดแทน



รูปที่ 36 แสดงการทำงานของหอผึ่งเย็นแบบเปียก (1)

หอผึ่งเย็นแบบเปียกสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิดตามวิธีที่ใช้ในการผลัอากาศสวนทางกับน้ำที่พ่นตกลงมา คือ 1. ชนิดที่เป็นพัดลมเป่า (Forced-draft cooling tower) และ 2. ชนิดที่เป็นแบบแรงดูดธรรมชาติ (Natural-draft cooling tower) ซึ่งในแบบที่ 2 ต้องการหอคอยขนาดใหญ่เพื่อสร้างให้เกิดแรงยกตัวของอากาศตามธรรมชาติที่มากพอซึ่งจะต้องใช้งบในการก่อสร้างหอสูงมาก ส่วนในแบบที่ 1 จะถือว่ามีความประหยัดพื้นที่น้อยกว่า (1)

หอผึ่งเย็นได้ไอดีมาจากอ่างพ่นละอองน้ำ (Spray pond) ซึ่งใช้วิธีการพ่นน้ำเหนือผิวน้ำในอ่างเก็บน้ำขนาดใหญ่ วิธีนี้จะใช้พื้นที่มากกว่าหอผึ่งเย็น 25-50 เท่า อีกรูปแบบของการทิ้งความร้อนเหลือคืออ่างเก็บน้ำคือการทิ้งน้ำอุ่นลงในอ่างขนาดใหญ่ แล้วปล่อยให้มีการระบายความร้อนที่บริเวณผิวน้ำตามธรรมชาติ ซึ่งวิธีนี้จะใช้พื้นที่มากกว่าอ่างพ่นละอองน้ำถึง 20 เท่า (1)

ตัวอย่าง 3-8

Cooling water leaves the condenser of a power plant and enters a wet cooling tower at 35°C at a rate of 100 kg/s. Water is cooled to 22°C in the cooling tower by air that enters the tower at 1 atm, 20°C, and 60% relative humidity and leaves saturated at 30°C. Neglecting power input to the fan, determine

- the volume flow rate of the air into the cooling tower,
- the mass flow rate of the required makeup water.

System: Cooling tower

Assumptions:

- SSSF
- Dry air and vapor are ideal gases
- KE and PE = 0
- No work
- Adiabatic wet cooling tower

Analysis:

โจทย์ถามหา $\dot{V}_a = ?$ และ $\dot{m}_f = ?$

สมดุลมวลอากาศแห้ง:

$$\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$$

สมดุลมวลของน้ำ:

$$\dot{m}_{v_1} + \dot{m}_{f_3} = \dot{m}_{v_2} + \dot{m}_{f_4}$$

$$\text{makeup water} = \dot{m}_{f_3} - \dot{m}_{f_4}$$

$$\dot{m}_{\text{makeup}} = \dot{m}_{v_2} - \dot{m}_{v_1} = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1)$$

สมดุลของพลังงาน:

$$\sum H_i = \sum H_e$$

$$\dot{m}_{a_1} h_1 + \dot{m}_{f_3} h_{f_3} = \dot{m}_{a_2} h_2 + \dot{m}_{f_4} h_{f_4}$$

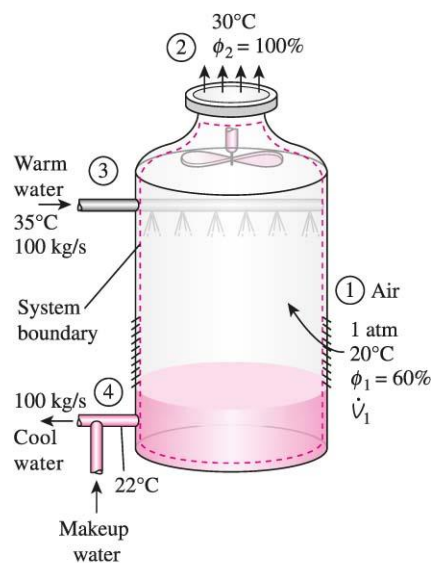
จัดรูปสมการใหม่ได้

$$\dot{m}_{a_1} (h_1 - h_2) = \dot{m}_{f_4} h_{f_4} - \dot{m}_{f_3} h_{f_3}$$

$$\dot{m}_{a_1} (h_1 - h_2) = [\dot{m}_{f_3} - \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1)] h_{f_4} - \dot{m}_{f_3} h_{f_3}$$

$$\dot{m}_{a_1} (h_1 - h_2) = \dot{m}_{f_3} h_{f_4} - \dot{m}_a h_{f_4} (\omega_2 - \omega_1) - \dot{m}_{f_3} h_{f_3}$$

$$\dot{m}_{a_1} (h_1 - h_2) + \dot{m}_a h_{f_4} (\omega_2 - \omega_1) = \dot{m}_{f_3} h_{f_4} - \dot{m}_{f_3} h_{f_3}$$



รูปที่ 37 แสดงภาพประกอบตัวอย่าง 3-8 (1)

$$\dot{m}_{a_1}[(h_1 - h_2) + h_{f_4}(\omega_2 - \omega_1)] = \dot{m}_{f_3}h_{f_4} - \dot{m}_{f_3}h_{f_3}$$

$$\dot{m}_{a_1} = \frac{\dot{m}_{f_3}(h_{f_4} - h_{f_3})}{(h_1 - h_2) + h_{f_4}(\omega_2 - \omega_1)} \text{ or } \frac{\dot{m}_{f_3}(h_{f_3} - h_{f_4})}{(h_2 - h_1) - h_{f_4}(\omega_2 - \omega_1)}$$

หาค่า ω_1 ω_2 และ h_1 h_2 h_{f_3} h_{f_4}

จาก

$$\omega_1 = \frac{0.622\phi_1 P_{g_1}}{P - \phi_1 P_{g_1}} = \frac{0.622 * 0.6 * 2.3392}{101.325 - (0.6 * 2.3392)} = 0.008737 \text{ kg } H_2O / \text{kg dry air}$$

$$\omega_2 = \frac{0.622\phi_2 P_{g_2}}{P - \phi_2 P_{g_2}} = \frac{0.622 * 1 * 4.2469}{101.325 - (1 * 4.2469)} = 0.027211 \text{ kg } H_2O / \text{kg dry air}$$

$$h_1 = (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(20^\circ\text{C}) + (0.008737)(2500.9 + 1.82(20) \text{ kJ/kg})$$

$$h_1 = 42.2677 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(30^\circ\text{C}) + (0.027211)(2500.9 + 1.82(30) \text{ kJ/kg})$$

$$h_2 = 99.69 \text{ kJ/kg dry air}$$

$$h_{f_3} = h_{f@35^\circ\text{C}} = 146.64 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{f_4} = h_{f@22^\circ\text{C}} = 92.28 \text{ kJ/kg} \text{ ต้องใช้การ interpolation}$$

จาก

$$\dot{m}_{a_1} = \frac{\dot{m}_{f_3}(h_{f_4} - h_{f_3})}{(h_1 - h_2) + h_{f_4}(\omega_2 - \omega_1)} = 97.57 \text{ kg/s}$$

จาก

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}}{v} \text{ และ } v_1 = \frac{R_a T_1}{P_{a_1}}$$

จะได้

$$v_1 = \frac{0.287(273+20)}{101.325 - (0.6 * 2.3392)} = 0.842 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\dot{V} = 97.57 \times 0.842 = 82.112 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Ans (a)

และ

$$\dot{m}_{makeup} = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) = 97.57(0.027211 - 0.008737) = 1.803 \text{ kg/s}$$

Ans (b)

บทที่ 4 ปฏิริยาทางเคมีและการเผาไหม้ (Chemical reactions and combustion)

วัตถุประสงค์ของการเรียนรู้

1. ภาพรวมของเชื้อเพลิงและการเผาไหม้
2. ใช้สมดุลมวลเพื่อดุลสมการเคมี
3. กำหนดตัวแปรที่ใช้ในการวิเคราะห์การเผาไหม้ เช่น อัตราส่วนอากาศ-เชื้อเพลิง เปอร์เซ็นต์อากาศทางทฤษฎี และอุณหภูมิจุดน้ำค้าง
4. คำนวณเอนทาลปีของการเกิดปฏิกิริยา เอนทาลปีของการเผาไหม้ และค่าความร้อนของเชื้อเพลิง
5. ใช้สมดุลพลังงานวิเคราะห์ระบบการเกิดปฏิกิริยาสำหรับกระบวนการแบบการไหลคงที่และมวลคงที่
6. คำนวณหาอุณหภูมิเปลวไฟแบบแอดิแอดิกสำหรับการเกิดปฏิกิริยาของสารผสม

ในบทที่ผ่านมาเราได้กล่าวถึงระบบทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่ได้รับปริมาณพลังงานความร้อนเท่ากับ Q แต่ยังไม่ได้กล่าวถึงที่มาของ Q ว่าได้มาอย่างไร ในบทนี้เราจะสามารถคำนวณปริมาณเชื้อเพลิงเพื่อให้ได้ Q ตามที่เราต้องการ

เชื้อเพลิง และการเผาไหม้ (Fuels and Combustion)

วัสดุที่สามารถเผาไหม้ได้แล้วปล่อยพลังงานออกมาเราเรียกว่า เชื้อเพลิง ส่วนมากประกอบด้วยไฮโดรเจนและคาร์บอน ซึ่งถูกเรียกว่า เชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอน มีรูปสมการเคมีทั่ว ๆ ไปคือ C_nH_m สามารถมีอยู่ได้หลายสถานะ เช่น ถ่านหิน น้ำมันแก๊สโซลีน แก๊สธรรมชาติ

ปฏิกิริยาเคมีระหว่างที่เชื้อเพลิงถูกออกซิไดซ์แล้วปลดปล่อยพลังงานจำนวนมากออกมาเราเรียกว่า การเผาไหม้ โดยมีออกซิไดเซอร์ที่ถูกใช้คืออากาศ เนื่องจากมีอยู่ทั่วไปและสามารถใช้งานได้ทันที

ใน 1 โมลของอากาศแห้งประกอบด้วย ออกซิเจนประมาณ 21% และ ไนโตรเจนอีกประมาณ 79% ดังนั้นหากเราเขียนสมการของอากาศเมื่อเทียบเป็นออกซิเจน 1 โมลจะได้



ระหว่างการเผาไหม้จะประกอบด้วยสารตั้งต้น (Reactants) และตามมาด้วยสิ่งที่ได้หลังจากการเผาไหม้คือ สารผลิตภัณฑ์ (Products) เช่น การเผาไหม้ของคาร์บอน 1 kmol กับ ออกซิเจน 1 kmol เกิดเป็นคาร์บอนไดออกไซด์ สามารถเขียนเป็นสมการเคมีได้ว่า



การเผาไหม้จะเกิดขึ้นได้เชื้อเพลิงจะต้องมีองค์ประกอบคือ 1. อุณหภูมิสูงถึงจุดอุณหภูมิจุดติดไฟ 2. อัตราส่วนการผสมระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศจะต้องเหมาะสม ตัวอย่างเช่น แก๊สธรรมชาติจะไม่เผาไหม้ในอากาศถ้ามีความเข้มข้นน้อยกว่า 5 เปอร์เซ็นต์หรือมากกว่า 15% และหากต้องการจะทำให้เกิดการเผาไหม้ที่ดีจะต้องมีองค์ประกอบ (3T) ดังนี้

1. อุณหภูมิจะต้องสูงเพียงพอ สำหรับการจุดติดไฟ (Temperature)
2. การผสมผสานระหว่างเชื้อเพลิงและอากาศต้องดีพอ (Turbulent)
3. เวลาจะต้องเพียงพอที่จะทำให้เกิดการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ (Time)

การดุลสมการเคมีจะใช้หลักการของการสมดุลมวล (Mass balance) โดยมวลของธาตุแต่ละธาตุจะต้องเท่าเดิมระหว่างการเกิดปฏิกิริยาเคมี นั่นคือมวลของธาตุระหว่างสมการเคมีด้านซ้ายมือกับขวามือจะต้องเท่ากัน

ปริมาณที่ใช้บ่อยในการวิเคราะห์กระบวนการการเผาไหม้ เพื่อใช้หาปริมาณของเชื้อเพลิงนั้นก็คือน้ำหนักอัตราส่วนระหว่างอากาศและเชื้อเพลิง สามารถเขียนเป็นสมการได้คือ

$$AF = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} \quad \text{eq. 65}$$

และสมการที่เป็นสมการพื้นฐานความสัมพันธ์ระหว่างมวลและโมล คือ

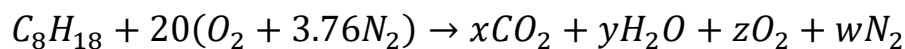
$$m = NM$$

เมื่อ N คือเลขโมล ส่วน M คือ มวลโมเลกุล (Molar mass)

ตัวอย่าง 4-1

One kmol of octane (C_8H_{18}) is burned with air that contains 20 kmol of O_2 , Assuming the products contain only CO_2 , H_2O , O_2 , and N_2 , determine the mole number of each gas in the products and the air-fuel ratio for this combustion process.

สมดุลมวลสมการเคมี



จากนั้นสมดุลมวลไปที่ละธาตุ

$$C: \quad 8 = x \rightarrow x = 8$$

$$H: \quad 18 = 2y \rightarrow y = 9$$

$$O: \quad 20(2) = 2x + y + 2z$$

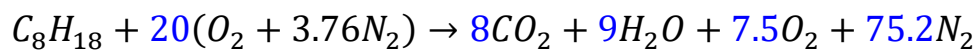
$$40 = 16 + 9 + 2z$$

$$15 = 2z$$

$$z = 7.5$$

$$N_2: \quad 20(3.76) = w \rightarrow w = 75.2$$

จะได้สมการเคมีคือ



จากนั้นคำนวณหาอัตราส่วนอากาศ-เชื้อเพลิงจาก

$$AF = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{(NM)_{air}}{(NM)_C + (NM)_{H_2}}$$

เนื่องจากใน 1 ก้อนอากาศประกอบด้วย O_2 และ N_2 ทำให้ค่า N ของอากาศคือ $20 \times 4.76 kmol$

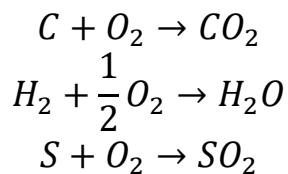
และ M ของอากาศคือ $28.97 \text{ kg/kmol} \cong 29 \text{ kg/kmol}$ จากตาราง A-1 จะได้

$$AF = \frac{(20 \times 4.76 \text{ kmol})(29 \text{ kg/kmol})}{(8 \text{ kmol})(12 \text{ kg/kmol}) + (9 \text{ kmol})(2 \text{ kg/kmol})}$$

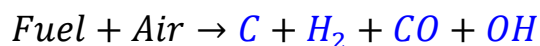
$$AF = 24.2 \frac{\text{kg air}}{\text{kg fuel}}$$

กระบวนการเผาไหม้ทางทฤษฎีและกระบวนการเผาไหม้จริง (Theoretical and Actual Combustion Processes)

ในกระบวนการเผาไหม้ที่สมบูรณ์จะพบว่า C จะถูกเผาไหม้กลายเป็น CO_2 ส่วน H จะถูกเผาไหม้กลายเป็น H_2O หรือในกรณีที่มี S จะถูกเผาไหม้กลายเป็น SO_2 สามารถเขียนเป็นสมการเคมีได้ดังนี้



และหากเกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ผลิตภัณฑ์ที่ได้ออกมาจะประกอบด้วยเชื้อเพลิงที่เผาไหม้ไม่หมดดังแสดงให้เห็นเป็นตัวอย่างในรูปแบบสมการเคมีดังต่อไปนี้

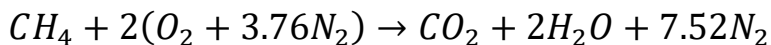


สาเหตุของการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ได้แก่

1. ปริมาณออกซิเจนไม่เพียงพอ
2. มีการผสมกันไม่เพียงพอในห้องเผาไหม้เนื่องจากเวลาในการเผาไหม้มีจำกัด ทำให้เชื้อเพลิงและออกซิเจนไม่สัมผัสกัน
3. การแตกตัวของสารที่อุณหภูมิสูงเช่นเมื่อคาร์บอนไดออกไซด์ได้รับอุณหภูมิที่สูงเกินไปผลิตภัณฑ์ที่ได้จะกลายเป็นคาร์บอนมอนอกไซด์ และออกซิเจน

ปริมาณอากาศตามทฤษฎี (Stoichiometric Air or Theoretical Air)

หมายถึงปริมาณอากาศที่น้อยที่สุดที่ต้องการในการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ นั่นหมายถึงจะไม่มียกคาร์บอน เหลืออยู่ในผลิตภัณฑ์ ยกตัวอย่างสมการเคมีที่มีการเผาไหม้สมบูรณ์ได้คือ



ในกระบวนการการเผาไหม้จริง เนื่องด้วยเวลาที่จำกัดทำให้คาร์บอนและออกซิเจนไม่สามารถทำปฏิกิริยากันได้อย่างทั่วถึงดังนั้นจึงต้องชดเชยโดยการใส่อากาศเข้าไปมากกว่าอากาศทางทฤษฎีหรือเรียกว่าอากาศเกิน (Excess air) ซึ่งจะแสดงด้วยร้อยละของอากาศตามทฤษฎี (%Theoretical air) หรือร้อยละของอากาศที่เกิน (%Excess air) เช่น 80% excess air = 180% theoretical air

กรณีที่เรใส่อากาศเข้าไปไม่ถึงปริมาณอากาศตามทฤษฎีเราจะเรียกว่าอากาศขาด (Deficiency of air) ซึ่งจะแสดงด้วยร้อยละของการขาดอากาศ (%deficiency of air) หรือ ร้อยละของอากาศตามทฤษฎี (%Theoretical air) ก็ได้ เช่น 10% deficiency of air = 90% theoretical air

ปริมาณของอากาศที่ใช้ในกระบวนการเผาไหม้ยังสามารถแสดงได้ในเทอมของการสมมูลของอากาศกับเชื้อเพลิง (Equivalence ratio)

$$\text{Equivalence ratio} = \frac{AF_{actual}}{AF_{stoich.}}$$

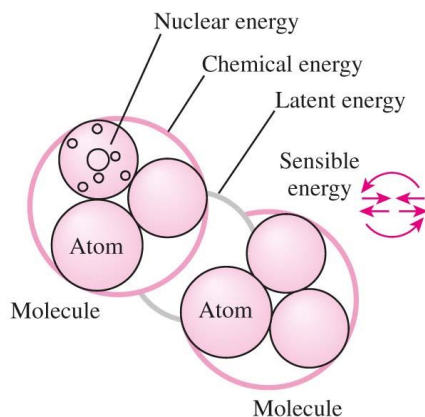
ส่วนเครื่องมือที่ใช้ตรวจสอบความสมบูรณ์ของการเผาไหม้เราเรียกว่า เครื่องมือวิเคราะห์แก๊ส หรือ Gas analyzer มีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 38



รูปที่ 38 แสดงเครื่องมือวิเคราะห์แก๊สแบบดิจิตอลี่ห้อ testo รุ่น 320B (4)

เอนทาลปีของการก่อเกิด และเอนทาลปีของการเผาไหม้ (Enthalpy of Formation and Enthalpy of Combustion)

เมื่อพูดถึงพลังงานในระดับโมเลกุล พลังงานสัมผัส (Sensible energy) และพลังงานแฝง (Latent energy) จะเกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงสถานะของสสาร พลังงานทางเคมี (Chemical energy) จะหมายถึงพลังงานที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงโครงสร้างของโมเลกุล พลังงานนิวเคลียร์ (Nuclear energy) จะหมายถึงพลังงานที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงในระดับอะตอมซึ่งสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 39



รูปที่ 39 แสดงรูปแบบของพลังงานขนาดเล็ก ได้แก่ sensible, latent, chemical และ nuclear energies (1)

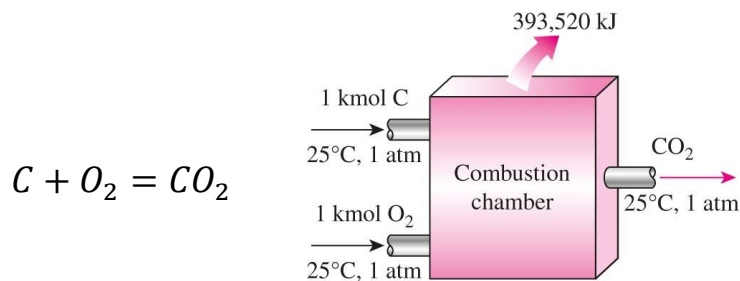
ในระหว่างการเกิดปฏิกิริยาเคมี จะเกิดการสลายพันธะทางเคมี และบางพันธะทางเคมีก็ก่อตัวขึ้นใหม่ซึ่งพลังงานทางเคมีเกี่ยวข้องกับพันธะเหล่านี้เมื่อเราเขียนให้อยู่ในรูปของสมมูลของพลังงาน โดยกำหนดให้สารตั้งต้นและผลิตภัณฑ์อยู่ในสถานะเดียวกันจะพบว่า การเปลี่ยนแปลงของพลังงานของระบบจะเท่ากับการเปลี่ยนแปลงพลังงานของพลังงานเคมีสามารถเขียนเป็นสมการได้คือ

$$\Delta E_{sys} = \cancel{\Delta E_{state}^0} + \Delta E_{chem}$$

ในทางเทอร์โมไดนามิกส์เราสนใจการเปลี่ยนแปลงของพลังงานที่เกิดขึ้นระหว่างกระบวนการและเราไม่ได้สนใจถึงค่าพลังงานที่แต่ละสถานะ ทำให้เราสามารถกำหนดสถานะอ้างอิงขึ้นมาได้ โดยถือว่าที่สถานะนั้นมีค่าพลังงานภายในและค่าเอนทาลปีเป็น 0 ซึ่งในที่นี้เราจะใช้สถานะอ้างอิงที่อุณหภูมิ 25°C ความดัน 1 atm หรือเรียกว่าเป็นสถานะอ้างอิงมาตรฐาน (Standard reference state) นั้นหมายถึงการวิเคราะห์ค่าเอนทาลปีที่สถานะใด ๆ ($\bar{h}$) แล้วจะต้องเทียบเข้าหาที่สถานะอ้างอิงมาตรฐาน ($\bar{h}^0$) เสมอ เขียนในรูปสมการได้คือ $\bar{h} - \bar{h}^0$ เช่นค่าเอนทาลปีของแก๊ส N_2 อุณหภูมิ 500K เมื่อเทียบกับสถานะอ้างอิงมาตรฐานจะได้

$$\bar{h}_{500K} - \bar{h}^0 = 14,581 - 8,669 = 5,912 \text{ kJ/kmol} \quad (1)$$

เมื่อพิจารณาการเกิดโมเลกุลของ CO_2 ซึ่งประกอบด้วยการเผาไหม้ระหว่าง C และ O_2 ดังสมการในรูปที่ 40



รูปที่ 40 แสดงปฏิกิริยาการเกิด CO_2 ระหว่างกระบวนการการไหลคงที่ที่อุณหภูมิ $25^\circ C$ ความดัน 1 atm (1)

เมื่อ C และ O_2 เข้าสู่ห้องเผาไหม้ที่อุณหภูมิ $25^\circ C$ ความดัน 1 atm เท่ากันจะได้ผลิตภัณฑ์ออกมาเป็น CO_2 ที่อุณหภูมิและความดันเดียวกันรวมไปถึงจะได้ค่าพลังงานที่ปลดปล่อยออกมาจากระบบในปริมาณเท่ากับ $393,520 \text{ kJ}$ กระบวนการเผาไหม้ที่มีการปลดปล่อยพลังงานออกมาเราเรียกว่าปฏิกิริยาคายความร้อน (Exothermic reaction) สามารถเขียนให้อยู่ในรูปสมการของพลังงานได้คือ

$$Q = H_{prod} - H_{reac} = -393,520 \text{ kJ/kmol} \quad \text{eq. 66}$$

ค่าเอนทัลปีที่เปลี่ยนแปลงไป เกิดขึ้นจากการเปลี่ยนแปลงองค์ประกอบทางเคมีของระบบซึ่งจะแตกต่างกันโดยขึ้นอยู่กับชนิดของปฏิกิริยา สามารถกำหนดเป็นคุณสมบัติที่ใช้บ่งบอกการเปลี่ยนแปลงพลังงานทางเคมีระหว่างการเกิดปฏิกิริยาได้คือ ค่าเอนทัลปีของปฏิกิริยา (Enthalpy of reaction, h_R) สำหรับกระบวนการเผาไหม้เอนทัลปีของปฏิกิริยาจะถูกเรียกว่าค่าเอนทัลปีของการเผาไหม้ (Enthalpy of combustion, h_C)

$$h_R = h_C = H_{prod} - H_{react} \quad \text{eq. 67}$$

เอนทัลปีของการเผาไหม้เป็นคุณสมบัติที่มีประโยชน์มากสำหรับการวิเคราะห์กระบวนการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง อย่างไรก็ตามมีเชื้อเพลิงจำนวนมากที่ไม่สามารถนำไปใช้ในการกำหนดค่าเอนทัลปีของการเผาไหม้ได้ เมื่อเกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ ดังนั้นในทางปฏิบัติจึงควรมีการกำหนดคุณสมบัติพื้นฐานขึ้นมาเพื่อเป็นตัวแทนของพลังงานทางเคมีขององค์ประกอบของสารที่สถานะอ้างอิงซึ่งเรียกว่า เอนทัลปีของการก่อเกิด (Enthalpy of formation, h_f) ซึ่งจะหมายถึง ค่าเอนโทรปีของสารในปริมาณ 1 kmol ที่สถานะที่กำหนดเนื่องจากองค์ประกอบทางเคมีของสารนั้น ๆ สามารถดูตัวอย่างถ้าเอนโทรปีของการก่อเกิดได้จากตาราง A-26 ในเอกสารอ้างอิง (1)

ที่สถานะอ้างอิงมาตรฐานธาตุที่เสถียรที่สถานะนี้จะมีค่าเอนทัลปีของการก่อเกิดเป็นศูนย์ $\bar{h}_f^o = 0$ เช่น O_2 N_2 H_2 และ C

ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (Heating Value)

คือปริมาณความร้อนที่ปลดปล่อยออกมาเมื่อเชื้อเพลิงถูกเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ในกระบวนการ SSSF และมีผลิตภัณฑ์ออกมาในสถานะเดียวกันกับสารตั้งต้น ค่าความร้อนของเชื้อเพลิงจะมีค่าเท่ากับค่าสมบูรณ์ของค่าเอนทาลปีของการเผาไหม้ สามารถดูค่านี้ได้จากตาราง A-27 ของเอกสารอ้างอิง (1)

$$\text{Heating value} = |h_c| \text{ (kJ/kg fuel)}$$

ค่าความร้อนของเชื้อเพลิงจะขึ้นอยู่กับสถานะของ H_2O ที่ออกมาที่ผลิตภัณฑ์ เราจะเรียกค่าความร้อนที่ได้ว่าเป็นค่าความร้อนสูงของเชื้อเพลิง (Higher heating value, HHV) เมื่อ H_2O ที่ผลิตภัณฑ์อยู่ในสถานะของเหลว และเราจะเรียกค่าความร้อนที่ได้ว่าเป็นค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (Lower heating value, LHV) เมื่อ H_2O ที่ผลิตภัณฑ์อยู่ในสถานะของไอ สามารถเขียนเป็นสมการได้คือ

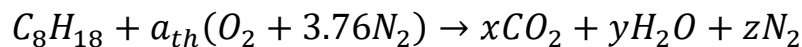
$$HHV = LHV + (mh_{fg})_{H_2O} \text{ (kJ/kg fuel)} \quad \text{eq. 68}$$

ตัวอย่าง 4-2

Determine the enthalpy of combustion of liquid octane (C_8H_{18}) at 25°C and 1 atm, using enthalpy-of-formation data from Table A-26. Assume the water in the products is in the liquid form.

Solution:

เขียนสมการเคมีของการเผาไหม้



สมดุลมวลแต่ละธาตุ

$$C: \quad 8 = x \rightarrow x = 8$$

$$H: \quad 18 = 2y \rightarrow y = 9$$

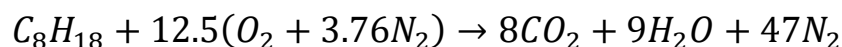
$$O: \quad a_{th}(2) = 2x + y$$

$$2a_{th} = 16 + 9$$

$$a_{th} = \frac{25}{2} = 12.5$$

$$N_2: \quad a_{th}(3.76) = z \rightarrow z = 47$$

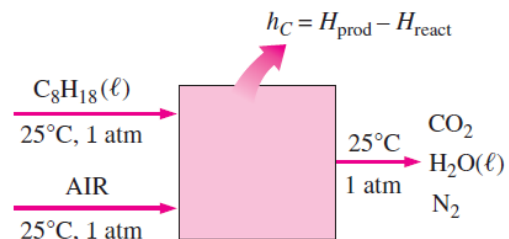
จะได้สมการเคมีคือ



จาก

$$h_c = H_P - H_R; \text{ Enthalpy} = H_f^o + H_{sensible}$$

จะได้



รูปที่ 41 ภาพประกอบตัวอย่าง 4-2 (1)

$$H_P = \sum N \bar{h}_{f_{Product}}^o = 8 \left(\bar{h}_{f_{CO_2}}^o \right) + 9 \left(\bar{h}_{f_{H_2O}}^o \right) + 47.3758 \left(\bar{h}_{f_{N_2}}^o \right)$$

และ

$$H_R = \sum N \bar{h}_{f_{Reactant}}^o = 1 \left(\bar{h}_{f_{C_8H_{18}}}^o \right) + 12.5 \left(\bar{h}_{f_{O_2}}^o \right) + 47.3758 \left(\bar{h}_{f_{N_2}}^o \right)$$

ตารางที่ 4-1 แสดงค่าเอนทาลปีของแต่ละสาร

สาร	Products			Reactants		
	N	$\bar{h}_f^o$	H_f	N	$\bar{h}_f^o$	H_f
C_8H_{18}	0	-249,950		1	-249,950	-249,950
O_2	0	0		12.5	0	
N_2	47	0		47	0	
CO_2	8	-393,520	-3,148,160	0	-393,520	
H_2O	9	-285,830	-2,572,470	0	-285,830	

$$h_c = H_P - H_R = (-3,148,160 - 2,572,470) - (-249,950)$$

$$h_c = -5,470,680 \text{ kJ/kmol}$$

$$h_c = -47,988.42 \text{ kJ/kg}$$

การวิเคราะห์ตามกฎข้อที่ 1 ของระบบการเกิดปฏิกิริยา (1st Law Analysis of Reacting Systems)

เราจะใช้หลักการของสมดุลพลังงานโดยแทนค่าเอนทาลปีที่ประกอบไปด้วย $\bar{h}_f^o$ และค่าเอนโทรปีที่เป็น sensible enthalpy เมื่อเทียบกับสภาวะอ้างอิงมาตรฐาน $\bar{h} - \bar{h}^o$ เขียนเป็นสมการได้ว่า

$$Enthalpy = \bar{h}_f^o + (\bar{h} - \bar{h}^o) \text{ (kJ/kmol)}$$

ระบบที่เป็นแบบการไหลคงที่ (Steady-Flow Systems)

จากสมการสมดุลพลังงาน

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

สามารถกระจายพจน์ได้คือ

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \sum \dot{n}_R (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_R = \dot{Q}_{out} + \dot{W}_{out} + \sum \dot{n}_P (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_P \quad \text{eq. 69}$$

เมื่อ $\dot{n}$ เป็น molar flow rates ในการวิเคราะห์การเผาไหม้จะสะดวกกว่าหากจะพิจารณาเป็นหน่วย ต่อโมลของ เชื้อเพลิง (per mole of fuel) ซึ่งจะมีรูปสมการเป็น

$$Q_{in} + W_{in} + \sum N_R(\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_R = Q_{out} + W_{out} + \sum N_P(\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_P \quad \text{eq. 70}$$

หรือ

$$Q_{cv} - W_{cv} = \sum N_P(\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_P - \sum N_R(\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_R \quad \text{eq. 71}$$

หรือเขียนสั้น ๆ ได้ว่า

$$Q_{cv} - W_{cv} = H_{prod} - H_{reac} \quad \text{eq. 72}$$

ตัวอย่าง 4-3

Liquid propane (C_3H_8) enters a combustion chamber at 25°C at a rate of 0.05 kg/min where it is mixed and burned with 50 percent excess air that enters the combustion chamber at 7°C , as shown in Figure below. An analysis of the combustion gases reveals that all the hydrogen in the fuel burns to H_2O but only 90% of the carbon burns to CO_2 , with the remaining 10% forming CO . If the exit temperature of the combustion gases is 1500 K , determine

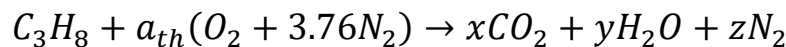
- the mass flow rate of air and
- the rate of heat transfer from the combustion chamber. (1)

Assumptions:

- SSSF
- All gases are ideal gas
- KE and PE = 0

Analysis:

ดุลสมการเคมีของการเผาไหม้ Liquid propane (C_3H_8)



$$C: \quad 3 = x \rightarrow x = 3$$

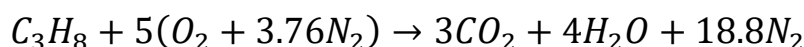
$$H: \quad 8 = 2y \rightarrow y = 4$$

$$O: \quad a_{th}(2) = 6 + 4$$

$$a_{th} = 5$$

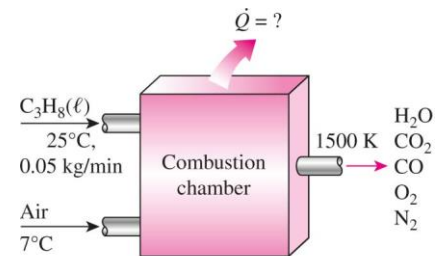
$$N_2: \quad a_{th}(3.76) = z \rightarrow z = 18.8$$

จะได้สมการเคมีคือ



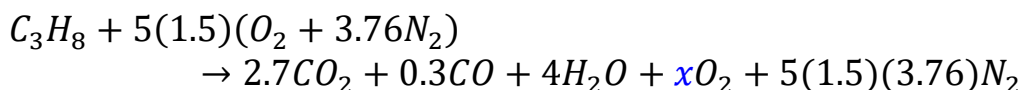
แต่โจทย์ระบุว่า 90% ของ C กลายเป็น CO_2 และ 10% กลายเป็น CO

นั่นคือ $3CO_2$ จะกลายเป็น $3(0.9)CO_2 + 3(0.1)CO$ และมีการเติมอากาศเกินเข้าไป 50% นั่นคือ $150\%a_{th}$



รูปที่ 42 ภาพสำหรับตัวอย่าง 4-3 (1)

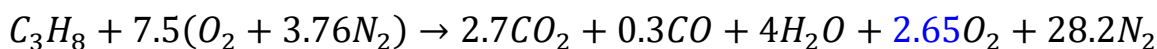
จะสามารถเขียนสมการเคมีได้ใหม่ว่า



O: $7.5(2) = 2.7(2) + 0.3 + 4 + 2x$

$$x = (15 - 5.4 - 4.3)/2 = 2.65$$

เขียนเป็นสมการที่สมบูรณ์ได้



หา m_{air} จาก m_{fuel} และ AF

$$AF = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{(7.5 \times 4.76 \text{ kmol})(29 \text{ kg/kmol})}{(3 \text{ kmol})(12 \text{ kg/kmol}) + (4 \text{ kmol})(2 \text{ kg/kmol})} = 23.53 \frac{\text{kg air}}{\text{kg fuel}}$$

จะได้

$$m_{air} = m_{fuel} \times AF = 0.05 \frac{\text{kg fuel}}{\text{min}} \times 23.53 \frac{\text{kg air}}{\text{kg fuel}} = 1.18 \frac{\text{kg air}}{\text{min}}$$

ตารางที่ 4-2 แสดงคุณสมบัติจากตาราง A-18 ถึงตาราง A-23 และตาราง A-26

สาร	$\bar{h}_f^o$	$\bar{h}_{@T=280K}$	$\bar{h}^o = h_{@298K}$	$\bar{h}_{@T=1500K}$
C ₃ H ₈	- 118,590	0	0	0
O ₂	-	8,150	8,692	49,292
N ₂	-	8,141	8,669	47,073
CO ₂	- 393,520	0	9,364	71,087
CO	- 110,530	0	8,669	47,517
H ₂ O	- 241,820	0	9,904	57,999

จะสังเกตเห็นได้ว่าค่า $\bar{h}_f^o$ ของ C₃H_{8(g)} ในตาราง A-26 จะมีเพียงค่าเพียงสถานะแก๊ส ไม่มีสถานะของเหลวตาม

โจทย์กำหนด เราต้องหาค่า $\bar{h}_f^o$ ของ C₃H_{8(l)} จาก $\bar{h}_{f(l)}^o = \bar{h}_{f(g)}^o - \bar{h}_{fg}$

ซึ่ง $\bar{h}_{f(g)}^o = -103,850 \text{ kJ/kmol}$ จากตาราง A-26

$h_{fg} = 335 \text{ kJ/kg}$ จากตาราง A-27 Enthalpy of vaporization

เปลี่ยน h_{fg} ให้กลายเป็น $\bar{h}_{fg}$ โดยเปลี่ยนหน่วยให้เป็น kJ/kmol ด้วยการคูณ molar mass เข้าไป

$$\bar{h}_{fg} = 335 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 44 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} = 14,740 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

จะได้

$$\bar{h}_{f(l)}^o = -103,850 - 14,740 = -118,590 \text{ kJ/kmol}$$

จากสมการ 1st law จะได้

$$Q_{cv} - W_{cv} = \sum N_P (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_P - \sum N_R (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_R$$

แยกพิจารณาแต่ละส่วนจะได้

Products	N _P	$\bar{h}_f^o$	$\bar{h}=h_{@1500K}$	$\bar{h}^o=h_{@298}$	H _i
CO ₂	2.70	-393,520	71,087	9,364	- 895,851.90
CO	0.30	-110,530	47,517	8,669	- 21,504.60
H ₂ O	4	-241,820	57,999	9,904	- 774,900.00
O ₂	2.65	0	49,292	8,692	107,590.00
N ₂	28.20	0	47,073	8,669	1,082,992.80
$H_{prod} =$					- 501,673.70

Reactants	N _R	$\bar{h}_f^o$	$\bar{h}=h_{@280K}$	$\bar{h}^o=h_{@298}$	H _i
C ₃ H ₈	1	- 118,590	0	0	- 118,590.00
O ₂	7.50	0	8,150	8,692	- 4,065.00
N ₂	28.20	0	8,141	8,669	- 14,889.60
$H_{reac} =$					- 137,544.60

เมื่อไม่พิจารณางานที่เกิดขึ้นจะได้สมการ

$$Q_{cv} = H_{prod} - H_{reac}$$

$$Q_{cv} = -501,673.70 - (-137,544.60) = -364,129.1 \frac{kJ}{kmol \text{ of } C_3H_8}$$

$$\dot{Q}_{cv} = m_{fuel} \times Q_{cv}$$

$$\dot{Q}_{cv} = 0.05 \frac{kg}{min} \times \frac{1}{44 \text{ kg/kmol}} \times (-364,129.1) \frac{kJ}{kmol \text{ of } C_3H_8}$$

$$\dot{Q}_{cv} = -413.78 \text{ kJ/min} = -6.90 \text{ kW}$$

ระบบปิด (Closed Systems)

ในกรณีของระบบปิดจากความสัมพันธ์ของ $H = U + PV$

จะได้สมการของพลังงานภายในคือ $U = H - PV$

เมื่อพิจารณาสมการของ 1st law สำหรับระบบปิดที่มีสมการเป็น

$$Q_{1-2} - W_{1-2} = U_{prod} - U_{reac} \quad \text{eq. 73}$$

หรือเขียนเป็นสมการแบบกระจายได้ว่า

$$Q_{1-2} - W_{1-2} = \sum N_P (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o - P\bar{v})_P - \sum N_R (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o - P\bar{v})_R$$

eq. 74

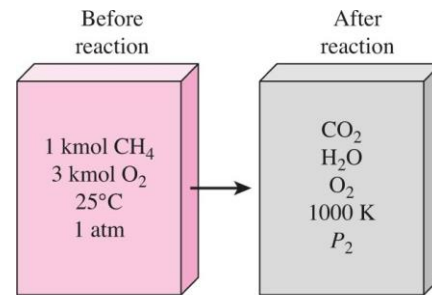
ตัวอย่าง 4-4

Constant volume tank contains 1 kmol of methane (CH₄) gas and 3 kmol of O₂ at 25°C and 1 atm. The contents of the tank are ignited, and the methane gas burns completely. If the final temperature is 1,000K, determine

- the final pressure in the tank and
- the heat transfer during this process.(1)

Assumptions:

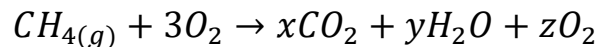
- SSSF
- All gases are ideal gas
- KE and PE = 0
- W = 0



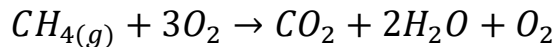
รูปที่ 43 ภาพสำหรับตัวอย่าง 4-4 (1)

Analysis:

ดุลสมการเคมีของการเผาไหม้



จะได้สมการคือ



หาค่า Final pressure จากสมการ equation of state

ที่สภาวะที่ 1

$$P_1 V_1 = N_1 R_u T_1 \quad \text{สมการที่ 1}$$

ที่สภาวะที่ 2

$$P_2 V_1 = N_2 R_u T_2 \quad \text{สมการที่ 2}$$

สมการที่ 1/สมการที่ 2 จะได้

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{N_1}{N_2} \cdot \frac{T_1}{T_2} \rightarrow \frac{1 \text{ atm}}{P_2} = \frac{4 \text{ kmol}}{4 \text{ kmol}} \cdot \frac{298 \text{ K}}{1,000 \text{ K}}$$

จะได้

$$P_2 = 3.356 \text{ atm}$$

จากนั้นหา Q จาก 1st law

$$Q_{1-2} = \sum N_P (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o - P\bar{v})_P - \sum N_R (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o - P\bar{v})_R$$

จาก

$$P\bar{v} = R_u T$$

จะได้

$$Q_{1-2} = \sum N_P (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o - R_u T)_P - \sum N_R (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o - R_u T)_R$$

ตารางที่ 4-3 แสดงคุณสมบัติของสารต่าง ๆ

สาร	$\bar{h}_f^o$	$\bar{h}^o = h_{@298}$	$\bar{h} = h_{@1,000K}$
CH ₄	-74,850		
O ₂	0	8,682	31,389
CO ₂	-393,520	9,364	42,769
H ₂ O _(g)	-241,820	9,904	35,882

แยกพิจารณาแต่ละส่วนจะได้

ตารางที่ 4-4 แสดงคุณสมบัติของสารกลุ่มผลิตภัณฑ์

Product	N	$\bar{h}_f^o$	$\bar{h}^o = h_{@298}$	$\bar{h} = h_{@1,000K}$	Hi
O ₂	1	0	8,682	31,389	14,393
CO ₂	1	-393,520	9,364	42,769	-368,429
H ₂ O _(g)	2	-241,820	9,904	35,882	-448,312
$H_{prod} =$					- 802,348.00

ตารางที่ 4-5 แสดงคุณสมบัติของสารกลุ่มสารตั้งต้น

Reactant	N	$\bar{h}_f^o$	Hi
CH ₄	1	-74,850	-77,327.572
O ₂	3	0	-7,432.716
$H_{reac} =$			- 84,760.29

$$Q_{1-2} = U_{prod} - U_{reac}$$

$$Q_{1-2} = -802,348 - (-84,760.29) = -717,587.71 \frac{kJ}{kmol \text{ of } CH_4}$$

$$Q_{1-2} = -44,849.23 \frac{kJ}{kg \text{ of } CH_4}$$

อุณหภูมิเปลวไฟแบบแอดิแบติก (Adiabatic Flame Temperature)

หากเราหุ้มฉนวนที่บริเวณห้องเผาไหม้อย่างสมบูรณ์จะทำให้พลังงานไม่สามารถถ่ายเทออกมาจากระบบได้ ส่งผลให้อุณหภูมิของผลิตภัณฑ์สูงขึ้นจนถึงจุดสูงสุด เราจะเรียกอุณหภูมินี้ว่าอุณหภูมิเปลวไฟแบบแอดิแบติก

เนื่องจาก $Q = 0$ และ $W = 0$ จะได้สมการทั่วไปคือ

$$H_{prod} = H_{reac} \quad \text{eq. 75}$$

$$\sum N_P (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_P = \sum N_R (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_R \quad \text{eq. 76}$$

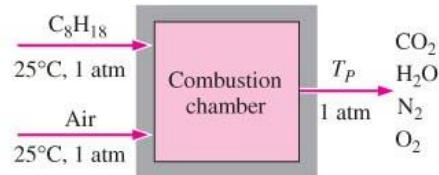
ซึ่งในหัวข้อนี้จะใช้การคำนวณตามหลักของการสมดุลของพลังงานเช่นเดียวกับเนื้อหาที่ผ่านมา แต่ในขั้นตอนของการคำนวณเราจะติดให้อยู่ในรูปของสมการด้านซ้ายมือและสมการขวามือ แล้วใช้การแก้สมการด้วยวิธีการแบบ trial and error ดังจะแสดงให้เห็นตามตัวอย่างต่อไปนี้

ตัวอย่าง 4-5

Liquid octane (C_8H_{18}) enters the combustion chamber of a gas turbine steadily at 1 atm and 25°C , and it is burns with air that enters the combustion chamber at the same state, as shown in the figure. Determine the adiabatic flame temperature for complete combustion at 100% theoretical air (1)

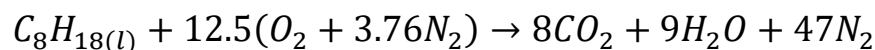
Assumptions:

1. Completed combustion
2. Products are ideal gas mixtures
3. KE and PE = 0
4. $W = 0$



รูปที่ 44 ภาพสำหรับตัวอย่าง 4-5 (1)

ดุลสมการเคมีของการเผาไหม้ Liquid octane (C_8H_{18})



จากสมการของ 1st law

$$\sum N_P (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_P = \sum N_R (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_R$$

ตารางที่ 4-6 แสดงคุณสมบัติของแต่ละสาร

สาร	$\bar{h}_f^o$	$\bar{h}^o = h_{@298}$
CH ₄	-74,850	0
O ₂	0	8,682
N ₂	0	8,669
CO ₂	-393,520	9,364
H ₂ O _(g)	-241,820	9,904

เขียนสมการของ

$$H_{prod} = 8 * (-393,520 + \bar{h}_{CO_2} - 9,364)$$

$$+ 9 * (-241,820 + \bar{h}_{H_2O} - 9,904)$$

$$+ 47 * (0 + \bar{h}_{N_2} - 8,669)$$

$$H_{reac} = 1 * (-249,950 + 0 - 0)$$

จัดรูปสมการใหม่จะได้

$$8\bar{h}_{CO_2} + 9\bar{h}_{H_2O} + 47\bar{h}_{N_2} = 5,646,081 \text{ kJ}$$

หาค่า T จาก

$$\frac{5,646,081}{8 + 9 + 47} = \frac{5,646,081}{64} = 88,220 \text{ kJ/kmol}$$

จากนั้นเปิดตาราง A-23 เทียบ หาค่า $\bar{h}$ ของแก๊สแต่ละตัวที่ใกล้เคียงค่า 88,220 kJ/kmol จะได้

ตารางที่ 4-7 แสดงค่าเอนทาลปีของแต่ละสารที่อุณหภูมิแตกต่างกัน

สาร	Temp. (K)	$\bar{h} \text{ (kJ/kmol)}$
N ₂	2,650	88,488
CO ₂	1,800	88,806
H ₂ O _(g)	2,100	87,735

เนื่องจาก kmol ของ N₂ มากกว่าแก๊สตัวอื่น จึงเลือกใช้ค่าที่ใกล้กับ T ของ N₂ แต่ต่ำกว่า เลือก T = 2,500 K

สัปดาห์ที่ 1

ตารางที่ 4-8 แสดงผลการเลือกใช้ค่าอุณหภูมิ 2,500K จากการสุ่มครั้งที่ 1

2,500K	N	h (kJ/kmol)	H (kJ)
N ₂	47	82,918	3,897,146
CO ₂	8	131,290	1,050,320
H ₂ O _(g)	9	108,868	979,812
			5,927,278

สังเกตว่าค่าที่ได้สูงกว่า 5,646,081 kJ ต่างกัน -281,197 kJ

สุ่มครั้งที่ 2

ตารางที่ 4-9 แสดงผลการเลือกใช้ค่าอุณหภูมิ 2,400K จากการสุ่มครั้งที่ 2

2400K	N	h (kJ/kmol)	H (kJ)
N ₂	47	79,320	3,728,040
CO ₂	8	125,152	1,001,216
H ₂ O _(g)	9	103,508	931,572
			5,660,828

สังเกตว่าค่าที่ได้สูงกว่า 5,646,081 kJ แต่ใกล้เคียงมากต่างกัน -14,747 kJ

สร้างตารางเพื่อใช้ interpolation (กรณีสุ่มค่ามา 2 ค่าและครอบคลุมช่วงคำตอบและใกล้เคียงพอ) หรือ extrapolation (กรณีสุ่มค่ามา 2 ค่าแต่ไม่ครอบคลุมช่วงคำตอบ แต่มีค่าใดค่าหนึ่งใกล้เคียงคำตอบ)

ตารางที่ 4-10 แสดงการ Interpolation เพื่อหาค่าอุณหภูมิเปลวแอเดียแบติก

T (K)	H (kJ)
2400	5,660,828
x = 2,394.47	5,646,081
2500	5,927,278

แก้สมการจะได้ $X = 2,394.47 \text{ K}$ Ans

บทที่ 5 การไหลแบบอัดตัวได้

(Compressible flow)

ในบทที่ผ่านมาเราใช้สมมติฐานในการพิจารณาของไหลว่าของไหลเหล่านั้นเป็นของไหลที่ไม่สามารถอัดตัวได้ ในบทนี้เราจะเพิ่มข้อจำกัดในการพิจารณาของไหล นั่นคือความหนาแน่นสามารถเปลี่ยนแปลงได้ ซึ่งเราเรียกว่าเป็นการไหลแบบอัดตัวได้ ซึ่งจะเกี่ยวข้องกับอุปกรณ์ที่มีการไหลของของไหล เช่น แก๊ส ที่ความเร็วสูง จุดประสงค์ของการเรียนรู้

1. แนะนำคอนเซ็ปของสภาวะ Stagnation ความเร็วเสียง Mach Number สำหรับการไหลแบบอัดตัวได้
2. ทราบความสัมพันธ์ระหว่างคุณสมบัติของของไหลสถิตและคุณสมบัติของของไหล Stagnation สำหรับการไหลแบบ Isentropic ของแก๊สในอุดมคติ
3. เข้าใจความสัมพันธ์ระหว่างคุณสมบัติของของไหลสถิตและคุณสมบัติของของไหล Stagnation ในฟังก์ชันของอัตราส่วนค่าความร้อนจำเพาะ (Specific-heat ratios) และค่า Mach Number
4. สามารถทำโจทย์ปัญหาของการไหลแบบ Isentropic ผ่านหัวฉีดแบบลู่ออกเข้าลู่ออกได้
5. เข้าใจปรากฏการณ์การเกิด Shockwave

Stagnation Properties

พลังงานของการไหล ประกอบด้วยพจน์ดังต่อไปนี้

$$\text{Energy flow} = u + Pv + ke + pe$$

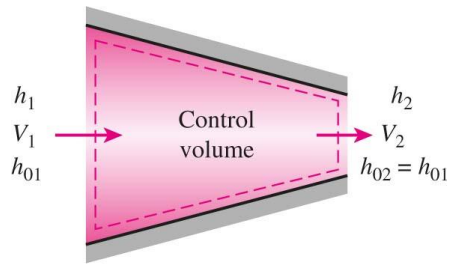
และจากสมการ

$$h = u + Pv$$

ในกรณีที่เป็นการไหลแบบความเร็วสูงค่าพลังงานศักย์ของ ของไหลจะไม่ถูกนำมาพิจารณาแต่จะยังคงพจน์ของพลังงานจลน์เอาไว้ และเราจะสามารถเขียนค่าเอนทัลปีที่อยู่ในรูปของเอนทัลปีกับพลังงานจลน์ได้คือ

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} \text{ (kJ/kg)}$$

ซึ่งจะถูกเรียกว่า Stagnation enthalpy หรือ เอนทัลปีรวม (Total enthalpy) โดยมี h เป็นค่าเอนทัลปีสถิต (Static enthalpy)



รูปที่ 45 แสดงลักษณะการไหลแบบคงที่ผ่านท่อแบบแอเดียแบติก (1)

หากเราใช้กฎสมมูลของพลังงานในการวิเคราะห์หัวฉีดหรือดีฟิวเซอร์ดังรูปที่ 45 เราจะสามารถเขียนเป็นสมการได้คือ

$$\begin{aligned} \dot{E}_{in} &= \dot{E}_{out} \\ h_1 + \frac{V_1^2}{2} &= h_2 + \frac{V_2^2}{2} \end{aligned} \quad \text{eq. 77}$$

หรือ

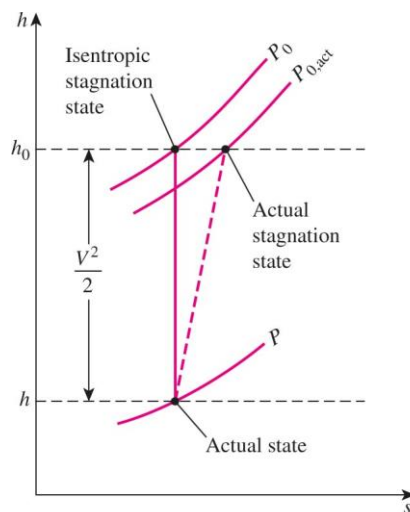
$$h_{01} = h_{02} \quad \text{eq. 78}$$

จากสมการที่ 77 หากของไหลถูกทำให้หยุดโดยสมบูรณ์จะทำให้ค่าความเร็วที่สภาวะที่ 2 เท่ากับศูนย์แล้วจะสามารถเขียนสมการได้เป็น

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 = h_{02}$$

สามารถอธิบายได้ว่าค่า Stagnation enthalpy จะหมายถึงค่าเอนทาลปีของของไหลเมื่อมันถูกทำให้หยุดโดยสมบูรณ์ในกระบวนการแบบแอเดียแบติก

ในกระบวนการ Stagnation ค่าพลังงานจลน์ของของไหลจะถูกเปลี่ยนไปเป็นค่าเอนทาลปี (พลังงานภายในบวกกับพลังงานการไหล) ซึ่งจะทำให้อุณหภูมิของของไหลและความดันของของไหลเพิ่มขึ้น คุณสมบัติของของไหลที่สภาวะ Stagnation นี้เราจะเรียกว่า Stagnation properties ซึ่งประกอบด้วย Stagnation temperature Stagnation pressure และ Stagnation density



รูปที่ 46 กราฟ h-s แสดงกระบวนการแบบ Actual stagnation state และกระบวนการแบบ Isentropic stagnation state (1)

จากรูปที่ 46 หากของไหลถูกทำให้หยุดด้วยกระบวนการแอดิแบติกแบบย้อนกลับได้ สภาวะดังกล่าวจะ ถูกเรียกว่า Isentropic stagnation state ซึ่งในกระบวนการ Adiabatic stagnation ค่า h_0 จะมีค่าเท่ากับ h_{0s} แต่คุณสมบัติที่เป็น Stagnation Pressure จะมีค่าต่ำกว่าเนื่องจากค่าเอนโทรปีของกระบวนการปกติจะมากกว่า กระบวนการแบบย้อนกลับได้

สำหรับแก๊สในอุดมคติที่มีค่าความร้อนจำเพาะคงที่ ($c_p = \text{constant}$) และหากใช้อุณหภูมิอ้างอิงที่ 0°C ($h_{\text{ref}}=0$) จะได้สมการว่า

$$h - h_{\text{ref}} = c_p(T - T_{\text{ref}}) = c_p T$$

$$h_0 = h + V^2/2$$

หรือ

$$c_p T_0 = c_p T + V^2/2$$

จะได้

$$T_0 = T + V^2/2 c_p \quad \text{eq. 79}$$

เมื่อ T_0 เป็น Stagnation temperature ซึ่งเป็นถ้าอุณหภูมิของแก๊สในอุดมคติเมื่อถูกทำให้หยุดในกระบวนการแบบแอดิแบติก และพจน์ $V^2/2 c_p$ จะมีค่าเท่ากับอุณหภูมิที่จะสูงขึ้นจากกระบวนการหรือจะเรียกว่า Dynamic temperature ส่วนค่าความดันของของไหลที่ปรากฏขณะที่ของไหลถูกทำให้หยุดด้วยกระบวนการแบบ

ไอเซนโทรปิก จะเรียกว่า Stagnation pressure หรือ P_0 สำหรับแก๊สอุดมคติที่มีค่าความร้อนจำเพาะคงที่ และกระบวนการแบบไอเซนโทรปิก $Pv^k = \text{constant}$ จะมีความสัมพันธ์ของ P_0 คือ

$$P_0/P = (T_0/T)^{k/(k-1)} \quad \text{eq. 80}$$

และในกระบวนการไอเซนโทรปิก $Pv^k = \text{constant}$ และความหนาแน่น ρ จะเป็นส่วนกลับของปริมาตรจำเพาะ $1/v$ เราจะได้ Stagnation density ดังสมการต่อไปนี้

$$\rho_0/\rho = (T_0/T)^{1/(k-1)} \quad \text{eq. 81}$$

เมื่อใช้ค่า Stagnation enthalpy ในรูปสมการสมดุลของพลังงาน จะไม่มีกฎของพลังงานจลน์ ทำให้สมการของพลังงานประกอบด้วย

$$q + h_1 + V_1^2/2 + z_1g = w + h_2 + V_2^2/2 + z_2g$$

จะได้

$$q + h_{01} + z_1g = w + h_{02} + z_2g \quad \text{eq. 82}$$

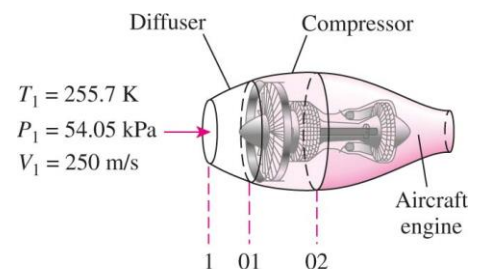
เมื่อ h_{01} และ h_{02} เป็น Stagnation enthalpy ที่สภาวะ 1 และ 2 ตามลำดับ และสามารถเปลี่ยน Stagnation enthalpy ให้อยู่ในรูปของค่าความร้อนจำเพาะ c_p ได้ดังสมการ

$$h_{02} - h_{01} = c_p(T_{02} - T_{01}) \quad \text{eq. 83}$$

ตัวอย่าง 5-1

An aircraft is flying at a cruising speed of 250 m/s at an altitude of 5,000 m where the atmospheric pressure is 54.05 kPa and the ambient air temperature is 255.7 K. The ambient air is first decelerated in a diffuser before it enters the compressor. Assuming both the diffuser and the compressor to be isentropic, determine

- the stagnation pressure at the compressor inlet and
- the required compressor work per unit mass if the stagnation pressure ratio of the compressor is 8.



รูปที่ 47 ภาพประกอบตัวอย่าง 5-1 (1)

Assumption:

- Both apparatuses are isentropic
- Air is ideal gas
- $c_p = \text{constant} = 1.005 \text{ kJ/kg.K}$ และ $k = 1.4$ (จากตาราง A-2a)

Analysis:

$$P_{0@01} = ?$$

จากสมการ

$$P_0/P_1 = (T_0/T_1)^{k/(k-1)}$$

คำนวณหา P_0 ต้องหาค่า T_0

จาก

$$T_0 = T_1 + V_1^2/2 c_p = 225.7K + \frac{250^2(m/s)^2}{2(1.005)kJ/kg \cdot K} \cdot \frac{1(kJ/kg)}{1,000 m^2/s^2}$$

จะได้

$$T_0 = 286.8 K$$

เมื่อนำไปแทนค่าในสมการของ P_0 จะได้

$$P_0 = P_1 \left(\frac{T_0}{T_1} \right)^{k/k-1} = 54.05 kPa \cdot \left(\frac{286.8K}{255.7K} \right)^{1.4/0.4}$$

$$P_{0@01} = 80.77 kPa$$

$$w_{in} = ?$$

จาก

$$q + h_{01} = w + h_{02}$$

จะได้

$$w = h_{02} - h_{01} = c_p(T_{02} - T_{01})$$

จาก

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{k/(k-1)}$$
$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} \right)^{k/(k-1)}$$

จะได้

$$8 = \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} \right)^{1.4/0.4}$$
$$T_{02} = 8^{0.4/1.4} \cdot T_{01} = 8^{0.4/1.4} \cdot 286.8K$$
$$T_{02} = 519K$$

$$w = (1.005 kJ/kg \cdot K)(519 - 286.8)K = 233.9 kJ/kg$$

ความเร็วเสียง และ Mach number

ความเร็วเสียง หรือ Sonic speed หรือ Sonic velocity คือ ความเร็วของคลื่นเสียงที่เคลื่อนที่ผ่านตัวกลาง และเมื่อคลื่นเสียงเคลื่อนที่ผ่านตัวกลางจะเกิดการกระแทกทำให้ความดันของตัวกลางมีการเปลี่ยนแปลงเล็กน้อย

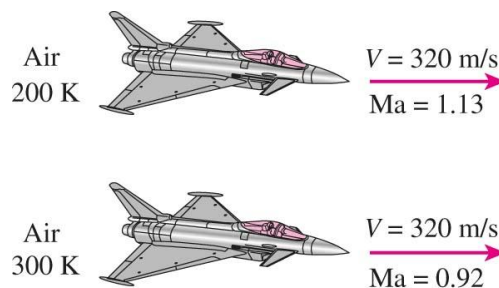
ในการวิเคราะห์ระบบเพื่อหาความสัมพันธ์และนำมาใช้สำหรับความเร็วเสียงเราจะถือว่า Control volume ได้ล้อมรอบตัวคลื่นเอาไว้และ Control volume นี้เคลื่อนที่ไปตามคลื่นซึ่งจะเกิดการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของของไหลระหว่างของไหลที่อยู่ด้านหน้าคลื่นและของไหลที่อยู่ด้านหลังคลื่น จากนั้นใช้การสมดุลมวล และการสมดุลพลังงาน รวมไปถึงความสัมพันธ์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ (Thermodynamics relation) และกระบวนการแบบไอเซนโทรปิก จะทำให้ได้สมการของความเร็วเสียงคือ

$$c = \sqrt{kRT} \quad \text{eq. 84}$$

ตัวแปรที่ 2 ที่มีความสำคัญในการวิเคราะห์ของไหลแบบอัตราไดก็คือ Mach Number ซึ่งเป็นค่าของอัตราส่วนของความเร็วจริงของของไหล (หรือความเร็วของวัตถุที่อยู่ในของไหลนั้น) เทียบกับความเร็วเสียงในของไหลนั้น ๆ ที่สภาวะเดียวกัน ดังสมการ

$$\text{Mach number, } Ma = V/c \quad \text{eq. 85}$$

Mach Number จะขึ้นอยู่กับค่าความเร็วเสียงซึ่งขึ้นอยู่กับสภาวะของของไหล ณ ขณะนั้น ดังนั้นถ้า Mach Number ของเครื่องบินที่บินด้วยความเร็วคงที่ในอากาศจะแตกต่างกันที่แต่ละตำแหน่งความสูงดังแสดงในรูปที่ 48



รูปที่ 48 แสดง Mach number ที่แตกต่างกันแต่ละความสูงของเครื่องบิน (1)

การเรียกชื่อการเคลื่อนที่เมื่อเทียบกับค่า Mach Number

Mach Number เท่ากับ 1 เรียกว่า โซนิก (Sonic)

Mach Number น้อยกว่า 1 เรียกว่า ซับโซนิก (Subsonic)

Mach Number มากกว่า 1 เรียกว่า ซูปเปอร์โซนิก (Super Sonic)

Mach Number ที่มากกว่า 1 มาก ๆ เรียกว่า ไฮเปอร์โซนิก (Hypersonic)

และ Mach Number มีค่าประมาณ 1 เรียกว่า ทรานโซนิก (Transonic)

*สามารถชมการบินแบบเหนือเสียง และเกิดปรากฏการณ์คลื่นช็อคได้ตาม QR Code นี้



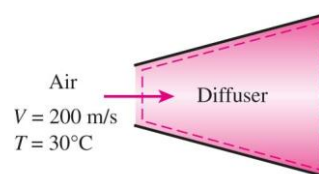
ตัวอย่าง 5-2

Air enters a diffuser with a velocity of 200 m/s. Determine (a) the speed of sound, and (b) the Mach number at the diffuser inlet when the air temperature is 30°C. (1)

System: Diffuser

Assumption:

1. Air is an ideal gas.
2. $R_{\text{air}} = 0.287 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
3. $k = 1.4$



รูปที่ 49 ภาพประกอบตัวอย่าง 5-2 (2)

Analysis:

a) $c = ?$

$$c = \sqrt{kRT}$$
$$c = \sqrt{(1.4)(0.287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}})(30 + 273)\text{K}(\frac{1000\text{m}^2/\text{s}^2}{1\text{kJ/kg}})}$$

จะได้

$$c = 349 \text{ m/s}$$

b) $Ma = ?$

$$Ma = \frac{V}{c}$$
$$Ma = \frac{200 \text{ m/s}}{349 \text{ m/s}} = 0.573$$

การไหลแบบไอเซนโทรปิก 1 มิติ (One Dimensional Isentropic Flow)

การไหลแบบ 1 มิติ หมายถึง คุณสมบัติของของไหลจะแปรผันตามทิศทางการไหลเท่านั้น หรือกล่าวได้ว่าของไหลจะมีคุณสมบัติเหมือนกันตลอดทั้งหน้าตัดเดียวกัน การไหลของของไหลผ่านอุปกรณ์เช่น หัวฉีด ดิฟฟูเซอร์ เทอร์โบน์ จะสามารถถือได้ว่าเป็นการไหลแบบไอเซนโทรปิก 1 มิติและมีความแม่นยำเพียงพอ

ตัวอย่าง 5-3

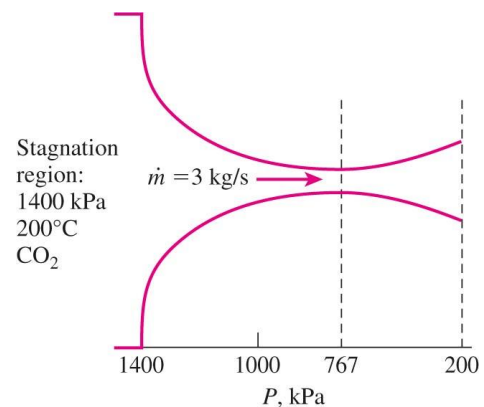
Carbon dioxide flows steadily through a varying cross-sectional area duct such as a nozzle shown in the figure at a mass flow rate of 3 kg/s. The carbon dioxide enters the duct at a pressure of 1,400 kPa and 200°C with a low velocity, and it expands in the nozzle to a pressure of 200 kPa. The duct is designed so that the flow can be approximated as isentropic. Determine the density, velocity, flow area and Mach number at each location along the duct that corresponds to a pressure drop of 200 kPa. (1)

Assumptions:

1. CO₂ is an ideal gas with constant specific heat at room temperature
2. 1-D Isentropic flow

เนื่องจากโจทย์ระบุว่าความเร็วที่ทางเข้าหัวฉีดมีความเร็วต่ำ จึงสามารถอนุมานได้ว่าคุณสมบัติอื่น ๆ ที่ทางเข้าจะเป็นคุณสมบัติ

Stagnation คือ



รูปที่ 50 ภาพประกอบตัวอย่าง 5-3 (2)

$$T_0 \cong 200^\circ\text{C} \text{ และ } P_0 \cong 1400\text{kPa}$$

สามารถใช้ค่าคงที่ได้ดังนี้คือ (จากตาราง A-1 และ A-2(a))

$$c_p = 0.846 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$k = 1.289$$

$$R_a = 0.1889 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

เมื่อของไหลเข้าสู่หัวฉีดจะทำให้ค่า P ลดลงเรื่อย ๆ จนถึงความดัน 200 kPa แสดงว่าเราจะคำนวณค่า P ไปทีละจุด โดยให้ค่า P ลดลงทีละ 200 kPa ไปเรื่อย ๆ คือ 1,400 1,200 1,000 800 600 400 200 kPa

จะสามารถคำนวณคุณสมบัติต่าง ๆ ที่โจทย์ต้องการได้จากสมการต่อไปนี้

$$T_i = T_0 (P_i/P_0)^{(k-1)/k}$$

$$V_i = \sqrt{2c_p(T_0 - T_i)}$$

$$\rho_i = P_i / R_a T_i$$

$$A_i = \dot{m} / \rho_i V_i$$

$$c_i = \sqrt{k R_a T_i}, Ma_i = V_i / c_i$$

เมื่อ i คือตำแหน่งที่ P มีค่าลดลงทีละ 200 kPa ทั้งหมด 7 ตำแหน่ง โดยจะยกตัวอย่างในตำแหน่งที่ i คือ $P_0 = 1400$ kPa จะได้

$$\rho_0 = P_0 / R_a T_0 = 1,400 \text{ kPa} / ((0.1889 \text{ kJ/kg.K})(273 + 200 \text{ K}))$$

$$\rho_0 = 15.67 \text{ kg/m}^3$$

$$c_0 = \sqrt{1.289 (0.1889 \text{ kJ/kg.K})(473 \text{ K})}$$

$$c_0 = 339.37 \text{ m/s}$$

$$Ma_0 = 0 \text{ เนื่องจากเราประมาณว่าความเร็วที่ทางเข้าช้ามากจนเท่ากับ 0}$$

ตำแหน่งที่ i คือ $P_1 = 1,200$ kPa จะได้

$$T_1 = 473 \text{ K} (1,200 \text{ kPa} / 1,400 \text{ kPa})^{(1.289-1)/1.289}$$

$$T_1 = 456.93 \text{ K}$$

$$V_1 = \sqrt{2(1.289)(473 - 456.93 \text{ K})}$$

$$V_1 = 164.89 \text{ m/s}$$

$$\rho_1 = P_1 / R_a T_1 = 1,200 \text{ kPa} / ((0.1889 \text{ kJ/kg.K})(456.93 \text{ K}))$$

$$\rho_1 = 13.90 \text{ kg/m}^3$$

$$A_1 = \dot{m} / \rho_1 V_1 = (3 \text{ kg/s}) / ((13.90 \text{ kg/m}^3)(164.89 \text{ m/s}))$$

$$A_1 = 13.09 \text{ cm}^2$$

$$c_1 = \sqrt{1.289 (0.1889 \text{ kJ/kg.K})(473 \text{ K})}$$

$$c_1 = 333.56 \text{ m/s}$$

$$Ma_1 = (164.89 \text{ m/s}) / (333.56 \text{ m/s})$$

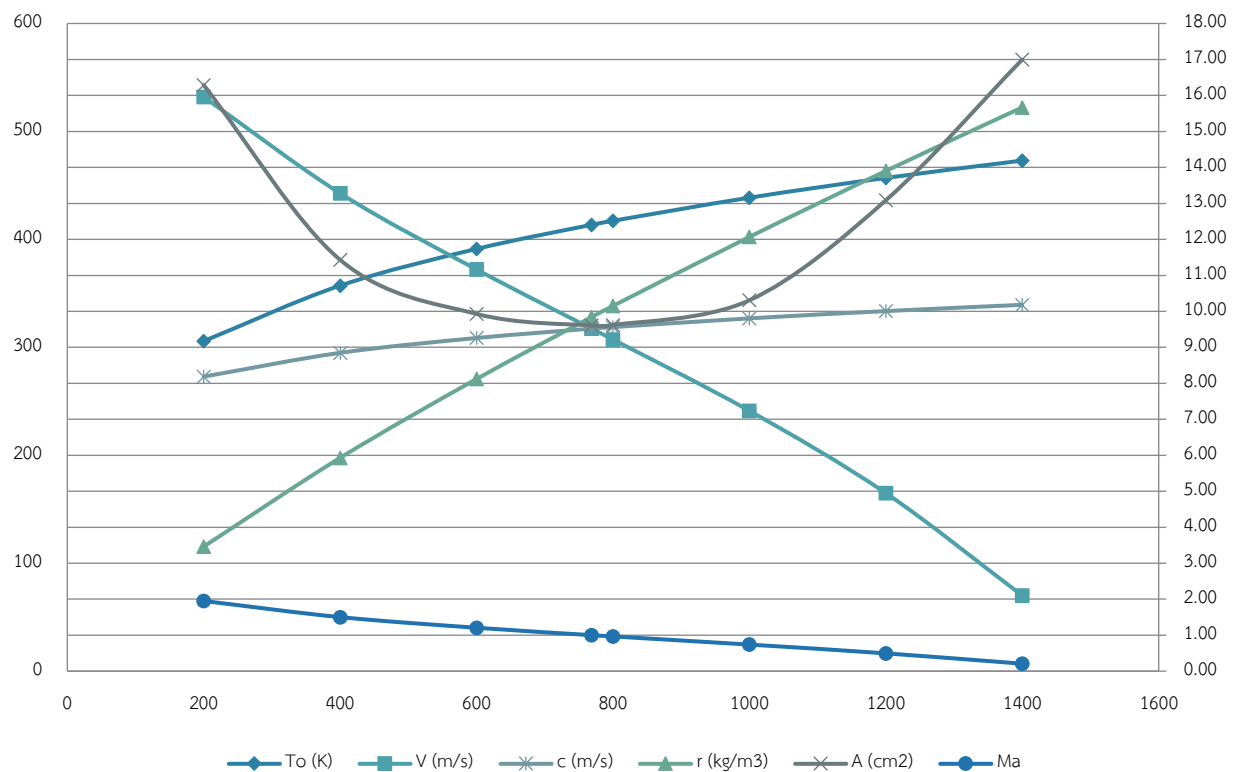
$$Ma_1 = 0.494$$

จากนั้นทำไปเรื่อย ๆ เมื่อนำมาเขียนเป็นตารางจะได้ข้อมูลดังนี้ (แนะนำให้ใช้ Microsoft Excel ในการคำนวณ)

ตารางที่ 5-1 แสดงผลการคำนวณเมื่อลดค่า P ลงทีละ 200 kPa

P (kPa)	T _o (°C)	T _o (K)	V (m/s)	ρ (kg/m ³)	A (cm ²)	c (m/s)	Ma
1,400	200.000	473.000	$\cong 0$	15.669	N/A	339.370	0.000
1,200	183.932	456.932	164.886	13.903	13.087	333.556	0.494
1,000	165.630	438.630	241.151	12.069	10.308	326.807	0.738
800	144.225	417.225	307.198	10.150	9.621	318.734	0.964
600	118.164	391.164	372.111	8.120	9.929	308.618	1.206
400	84.173	357.173	442.696	5.929	11.431	294.905	1.501
200	32.764	305.764	531.943	3.463	16.287	272.857	1.950

และเมื่อนำมาพล็อตกราฟจะได้กราฟที่มีลักษณะดังนี้



รูปที่ 51 แสดงผลการนำค่าต่าง ๆ ในตารางที่ 5-1 มาพล็อตกราฟ

การเปลี่ยนแปลงของความเร็วของของไหลเมื่อเปรียบเทียบกับพื้นที่หน้าตัดการไหล (Variation of Fluid Velocity with Flow Area)

จะใช้หลักการและความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้ประกอบกันเพื่อให้ได้สมการที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง A , P และ V

1. กฎการอนุรักษ์มวล
2. กฎการอนุรักษ์พลังงาน
3. กระบวนการแบบ Isentropic
4. ความสัมพันธ์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ (Thermodynamics relation)
5. ความเร็วเสียง
6. Mach number

ทำให้ได้สมการ

$$\frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho V^2} (1 - Ma^2) \quad \text{eq. 86}$$

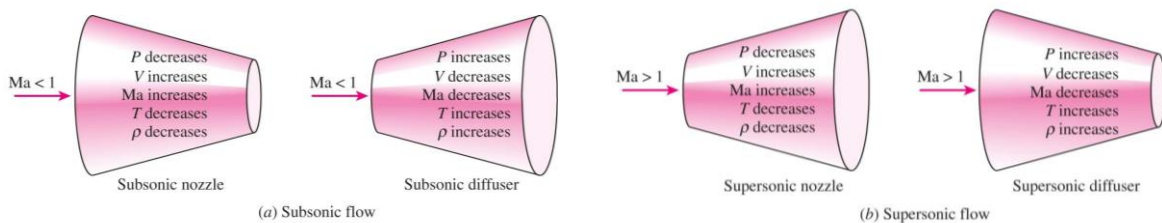
หากพิจารณาในกรณีที่ เป็นซับโซนิกหรือ Mach number น้อยกว่า 1 ($Ma < 1$) นั่นคือสมการในวงเล็บจะเป็นบวกเสมอ จากสมการจะเห็นได้ว่าถ้าพื้นที่หน้าตัดลดลงความดันจะลดลงด้วย และถ้าพื้นที่หน้าตัดเพิ่มขึ้นความดันก็จะเพิ่มขึ้นด้วย

และเมื่อพิจารณาในกรณีที่ Mach number มากกว่า 1 ($Ma > 1$) นั่นคือสมการในวงเล็บจะเป็นลบ ดังนั้นจากสมการจะเห็นได้ว่าถ้าพื้นที่หน้าตัดลดลงความดันจะเพิ่มขึ้น และถ้าพื้นที่หน้าตัดเพิ่มขึ้นความดันก็จะลดลง และสมการที่ 86 หากแทนค่า $\rho V = -dP/dV$ จะได้สมการ

$$\frac{dA}{A} = -\frac{dV}{V} (1 - Ma^2) \quad \text{eq. 87}$$

หากพิจารณาในกรณีที่ เป็นซับโซนิกหรือ Mach number น้อยกว่า 1 ($Ma < 1$) นั่นคือสมการในวงเล็บจะเป็นบวกเสมอ จากสมการจะเห็นได้ว่าถ้าพื้นที่หน้าตัดลดลงความเร็วจะเพิ่มขึ้น และถ้าพื้นที่หน้าตัดเพิ่มขึ้นความดันก็จะเพิ่มขึ้นด้วย

และเมื่อพิจารณาในกรณีที่ Mach number มากกว่า 1 ($Ma > 1$) นั่นคือสมการในวงเล็บจะเป็นลบ ดังนั้นจากสมการจะเห็นได้ว่าถ้าพื้นที่หน้าตัดลดลงความเร็วจะลดลง และถ้าพื้นที่หน้าตัดเพิ่มขึ้นความเร็วจะเพิ่มขึ้นสามารถสรุปได้ดังรูปที่ 52



รูปที่ 52 แสดงการเปลี่ยนแปลงของคุณสมบัติของของไหลสำหรับการไหลแบบซับโซนิค และซูเปอร์โซนิค (1)

ความสัมพันธ์ของคุณสมบัติสำหรับการไหลแบบ Isentropic ของแก๊สในอุดมคติ (Property Relations for Isentropic Flow of Ideal Gases)

เราสามารถหาความสัมพันธ์ระหว่างคุณสมบัติต่าง ๆ เมื่อเทียบกับค่า Mach number ได้ดังสมการต่อไปนี้

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) Ma^2 \quad \text{eq. 88}$$

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) Ma^2\right]^{k/(k-1)} \quad \text{eq. 89}$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) Ma^2\right]^{1/(k-1)} \quad \text{eq. 90}$$

คุณสมบัติของของไหลที่ตำแหน่งที่ Mach number มีค่าเท่ากับ 1 จะเรียกว่า Critical properties และจากสมการที่ 88 ถึงสมการที่ 90 จะเรียกว่า Critical ratios โดยสำหรับค่า Critical จะใช้สัญลักษณ์ (*) และเมื่อแทนค่า $Ma = 1$ ทั้ง 3 สมการจะได้ว่า

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} \quad \text{eq. 91}$$

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} \quad \text{eq. 92}$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)} \quad \text{eq. 93}$$

ตัวอย่าง 5-4

Calculate the critical temperature and pressure of carbon dioxide for the flow condition in ตัวอย่าง 5-3

Solution :

Assumptions:

1. SSSF, Adibatic and 1-D
2. CO₂ is an ideal gas & const. sp. Heat

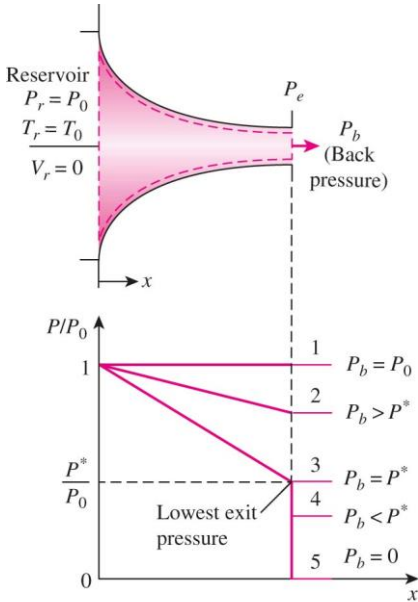
จาก Table A-2a, $k = 1.289$

$$\begin{aligned}\frac{T^*}{T_0} &= \frac{2}{k+1} = 0.8737 \\ T^* &= (0.8737) T_0 = (0.8737)(473K) = 413K \\ \frac{P^*}{P_0} &= \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)} = 0.5477 \\ P^* &= (0.5477) P_0 = (0.5477)(1,400kPa) = 767 kPa\end{aligned}$$

การไหลแบบ Isentropic ผ่านหัวฉีด (Isentropic Flows Through Nozzles)

หัวฉีดแบบลู่เข้า หรือหัวฉีดแบบลู่เข้าลู่ออก จะสามารถพบเห็นได้มากในงานทางวิศวกรรมรวมถึงระบบไอน้ำ กังหันแก๊สเทอร์ไบน์ เครื่องบิน ยานอวกาศ หัวฉีดพ่นในงานอุตสาหกรรม หัวเชื่อม

Back Pressure หรือความดันย้อนกลับ เป็นความดันที่กระทำกับหัวฉีดที่บริเวณทางออก ซึ่งจะมีผลต่อความเร็วที่ทางออก อัตราการไหลของมวล และการกระจายตัวของความดันตลอดหัวฉีด ดังแสดงในรูปที่ 53



รูปที่ 53 แสดงอิทธิพลของความดันย้อนกลับที่มีผลต่อการกระจายตัวของความดันในท่อนหัวฉีด (1)

หัวฉีดแบบลู่เข้า (Converging Nozzle)

จากรูปที่ 53 จะสามารถแบ่งพฤติกรรมของการไหลได้ออกเป็น 4 กรณีด้วยกัน

กรณีที่ 1 Back Pressure มีค่าเท่ากับ P_0 จะไม่มีการไหลเกิดขึ้นในหัวฉีด

กรณีที่ 2 Back Pressure มีค่ามากกว่า P^* จะมีการอะไรเกิดขึ้น และความดันจะลดลง ตลอดแนวของท่อนหัวฉีด

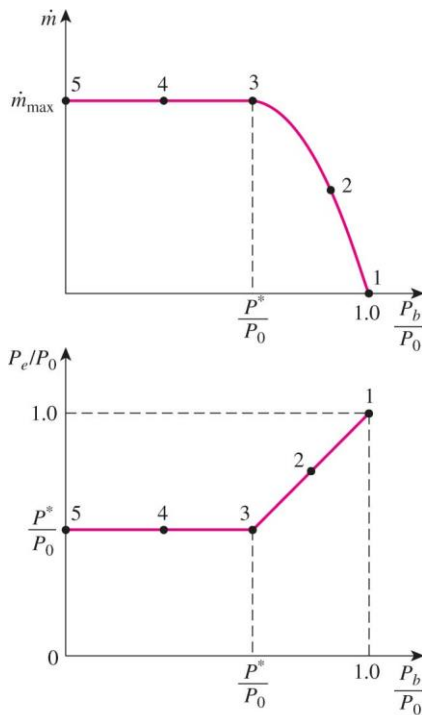
กรณีที่ 3 Back Pressure มีค่า เท่ากับ P^* จะเกิดอัตราการไหลสูงที่สุด และความเร็วของของไหลจะมีค่าเท่ากับความเร็วเสียงที่บริเวณหน้าตัดของทางออก ซึ่งเรียกว่าเกิดการ อั้น หรือ “Choked”

กรณีที่ 4 Back Pressure มีค่า ต่ำกว่า P^* จะพบว่า การกระจายตัวของความดันในหัวฉีดไม่แตกต่างจากกรณีที่ 3 หรือจะกล่าวได้ว่าสิ่งที่เกิดขึ้นในหัวฉีดจะเหมือนกับกรณีที่ 3 ทุกประการ

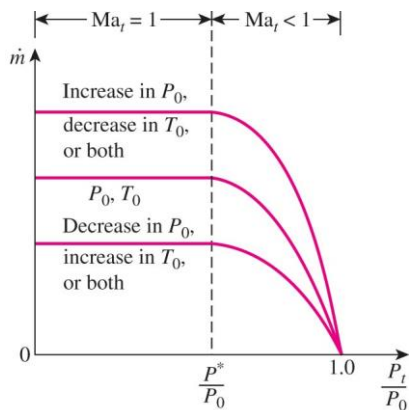
อัตราการไหลของมวลสำหรับการไหลในท่อนหัวฉีดแบบลู่เข้าจะสามารถหาได้ดังสมการที่ 94

$$\dot{m} = \frac{A M a P_0 \sqrt{k / (R T_0)}}{[1 + (k - 1) M a^2 / 2]^{(k + 1) / [2(k - 1)]}} \quad \text{eq. 94}$$

และถ้าหากจะพิจารณาอัตราการไหลสูงที่สุด เมื่อความเร็วที่ทางออกมีค่า Mach number เท่ากับ 1 จะได้สมการอัตราการไหลสูงสุดดังสมการที่ 95



รูปที่ 54 แสดงอิทธิพลของความดันย้อนกลับที่มีผลกับอัตราการไหลของมวล และความดันที่หน้าตัดทางออกของหัวฉีดแบบลู่อูเข้า (1)



รูปที่ 55 แสดงการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลจากการปรับคุณสมบัติ Stagnation ที่ทางเข้า (1)

$$\dot{m}_{max} = A * P_0 \sqrt{\frac{k}{RT_0}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/[2(k-1)]} \quad \text{eq. 95}$$

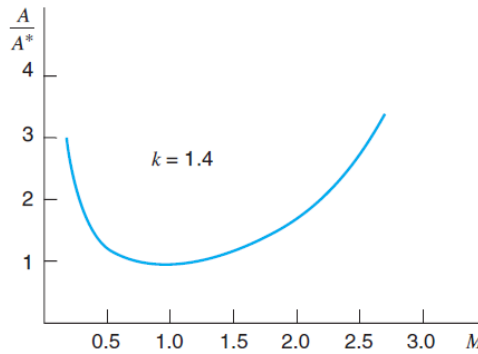
สำหรับแก๊สในอุดมคติ อัตราการไหลของมวลสูงที่สุดผ่านหัวฉีดที่มีการกำหนดพื้นที่หน้าตัดของทางออกจะถูกจำกัดด้วยค่า Stagnation pressure และอุณหภูมิที่ขาเข้า การควบคุมการไหลสามารถควบคุมได้จากการเปลี่ยนแปลงค่า Stagnation pressure หรือค่าอุณหภูมิ ทำให้หัวฉีดแบบลู่อูเข้าจึงสามารถใช้เป็น Flow meter และสามารถควบคุมการไหลได้ด้วยการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดของทางออกซึ่งหลักการนี้สำคัญมากสำหรับกระบวนการทางเคมี อุปกรณ์ทางการแพทย์ เครื่องมือวัดอัตราการไหล หรือใช้สำหรับการวัดอัตราการไหลของแก๊สในอุดมคติ

เมื่อนำอัตราการไหลมาพล็อตกราฟเทียบกับอัตราส่วนระหว่าง Back Pressure กับ P_0 จะได้กราฟดังแสดงในรูปที่ 54 และการควบคุม Stagnation temperature และ Stagnation Pressure จะมีผลกับอัตราการไหลของมวลดังแสดงในรูปที่ 55

สามารถหาความสัมพันธ์ระหว่างการเปลี่ยนแปลงของพื้นที่หน้าตัดของหัวฉีดที่ตำแหน่งใด ๆ เทียบกับพื้นที่หน้าตัดของทางออกได้ดังสมการที่ 96

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{Ma} \left[\left(\frac{2}{k+1} \right) \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right) \right]^{(k+1)/[2(k-1)]} \quad \text{eq. 96}$$

ซึ่งเมื่อนำไปพล็อตกราฟแล้วจะได้หน้าตาออกมาดังแสดงในรูปที่ 56 เนื่องจากค่า A/A^* หนึ่งค่าจะให้ค่า Mach number ออกมา 2 ค่า ซึ่งจะนำไปสู่ลักษณะของหัวฉีดที่เป็นแบบลู่อูเข้าลู่อูออก



รูปที่ 56 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง A/A^* และ Mach number (2)

ตัวอย่าง 5-5

Air at 1 MPa and 600°C enters a converging nozzle with a velocity of 150 m/s. Determine the mass flow rate through the nozzle of the nozzle throat area of 50 cm² when the back pressure is (a) 0.7 MPa and (b) 0.4 MPa. (1)

Given:

$$P_i = 1 \text{ MPa}$$

$$T_i = 600^\circ\text{C}$$

$$V_i = 150 \text{ m/s}$$

$$A_{@throat} = 50 \text{ cm}^2$$

Assumption:

1. Air is an ideal gas with constant C_p
2. SSSF, 1-D Flow and isentropic

Analysis: จากตาราง A-2a ใช้ค่า $c_p = 1.005 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ และ $k = 1.4$

จาก

$$T_0 = T_1 + V_1^2 / 2 c_p$$

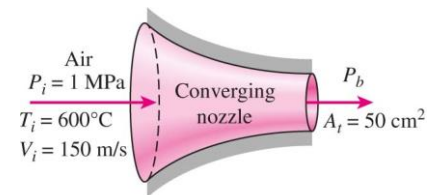
และ

$$P_0 = P_1 \left(\frac{T_0}{T_1} \right)^{k/k-1}$$

จะได้

$$T_0 = (273 + 600\text{K}) + ((150\text{m/s})^2 / 2(1.005 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}))$$

$$T_0 = 884.194 \text{ K}$$



รูปที่ 57 ภาพประกอบตัวอย่าง 5-5 (1)

และ

$$P_0 = 1 \text{ MPa} \left(\frac{884.194}{873} \right)^{1.4/1.4-1}$$

$$P_0 = 1.046 \text{ MPa}$$

จากสมการ 91-93

จะได้

$$\frac{P^*}{P_0} = 0.52828 \rightarrow P^* = 0.5524$$

กรณีข้อ a) $P_b = 0.7 \text{ MPa}$ จากรูปที่ 53 ถ้า $P_b > P^*$ จะได้ว่า $P_e = P_b$

ซึ่งในกรณีนี้ $P_b = 0.7 > P^* = 0.5524$

จะได้ $P_e = 0.7 \text{ MPa}$ และเป็นการไหลแบบต่ำกว่าเสียง หรือซับโซนิค

จาก $\dot{m} = \rho AV$ และ $V = Ma\sqrt{kRT}$ และ $\rho = P/RT$

ใช้สมการที่ 89 หาค่า Ma และสมการที่ 88 หาค่า T ที่ทางออก หรือใช้ตาราง A-32 เพื่อหาค่า P_e/P_0 ซึ่งมีค่า

เท่ากับ $\frac{0.7 \text{ MPa}}{1.046 \text{ MPa}} = 0.67$ จะเห็นว่ามีค่า Ma อยู่ระหว่าง 0.7 – 0.8 (1)

TABLE A-32

One-dimensional isentropic compressible-flow functions for an ideal gas with $k = 1.4$

Ma	Ma*	A/A*	P/P ₀	ρ/ρ_0	T/T ₀
0.7	0.7318	1.0944	0.7209	0.7916	0.9107
0.8	0.8251	1.0382	0.6560	0.7400	0.8865

รูปที่ 58 แสดงตาราง A-32 ที่มีค่า Ma ระหว่าง 0.7 – 0.8 (1)

จากสมการ

$$\dot{m} = \rho_a A_e V_a$$

หา

$$\rho_a = \frac{P_a}{R_a T_a}$$

หา

$$V_a = Ma_a \sqrt{kRT_a}$$

จากการ Interpolation ค่า T/T₀ และค่า Ma ที่ค่า P/P₀ = 0.67 จะได้

$$T_a/T_0 = 0.892 \rightarrow T_a = 0.892(884.194 \text{ K}) = 788.7 \text{ K}$$

$$Ma_a = 0.778$$

จะได้

$$\rho_a = \frac{700 \text{ kPa}}{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(788.7 \text{ K})} = 3.092 \text{ kg/m}^3$$

$$V_a = 0.778 \sqrt{1.4(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(788.7 \text{ K})} = 438 \text{ m/s}$$

จะได้

$$\dot{m} = (3.092 \text{ kg/m}^3)(50 \times 10^{-4} \text{ m}^2)(438 \text{ m/s}) = 6.77 \text{ kg/s}$$

กรณีข้อ b) $P_b = 0.4 \text{ MPa}$ จากรูปที่ 53 ถ้า $P_b < P^*$ จะได้ว่า $P_e = P^* = 0.5524$

สามารถใช้สมการที่ 95 ในการคำนวณ เนื่องจาก $\text{Ma} = 1$

จาก

$$\dot{m}_{\max} = A * P_0 \sqrt{\frac{k}{RT_0} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/[2(k-1)]}}$$

$$\dot{m}_{\max} = (50 \times 10^{-4} \text{ m}^2)(1,046 \text{ kPa}) \sqrt{\frac{1.4}{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(884.194 \text{ K})} \left(\frac{2}{2.4} \right)^{2.4/2.8}}$$

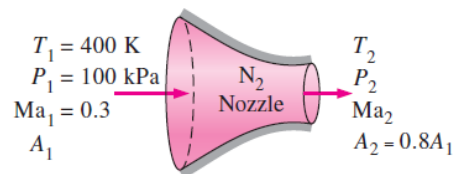
$$\dot{m}_{\max} = 7.10 \text{ kg/s}$$

ตัวอย่าง 5-6

Nitrogen enters a duct with varying area at $T_1 = 400 \text{ K}$, $P_1 = 100 \text{ kPa}$, and $\text{Ma}_1 = 0.3$. Assuming steady isentropic flow, determine T_2 , P_2 , and Ma_2 at a location where the flow area has been reduced by 20%. (1)

Assumptions:

1. Nitrogen is an ideal gas with $k=1.4$ (Table A-2a)
2. Flow through the nozzle is steady, 1-D flow, and isentropic.



รูปที่ 59 ภาพประกอบตัวอย่าง 5-6 (1)

Analysis:

จากตาราง A-32 เมื่อ $\text{Ma} = 0.3$ จะได้ (1)

TABLE A-32

One-dimensional isentropic compressible-flow functions for an ideal gas with $k = 1.4$

Ma	Ma*	A/A*	P/P ₀	ρ/ρ_0	T/T ₀
0.3	0.3257	2.0351	0.9395	0.9564	0.9823
0.4	0.4313	1.5901	0.8956	0.9243	0.9690

รูปที่ 60 แสดงตาราง A-32 ที่มีค่า Ma ระหว่าง 0.3 – 0.4 (1)

จาก

$$\frac{A_2}{A^*} = \frac{A_2}{A_1} \frac{A_1}{A^*} = (0.8)(2.0351) = 1.62808$$

นำค่าที่ได้ไป interpolate ในตาราง A-32 จะได้

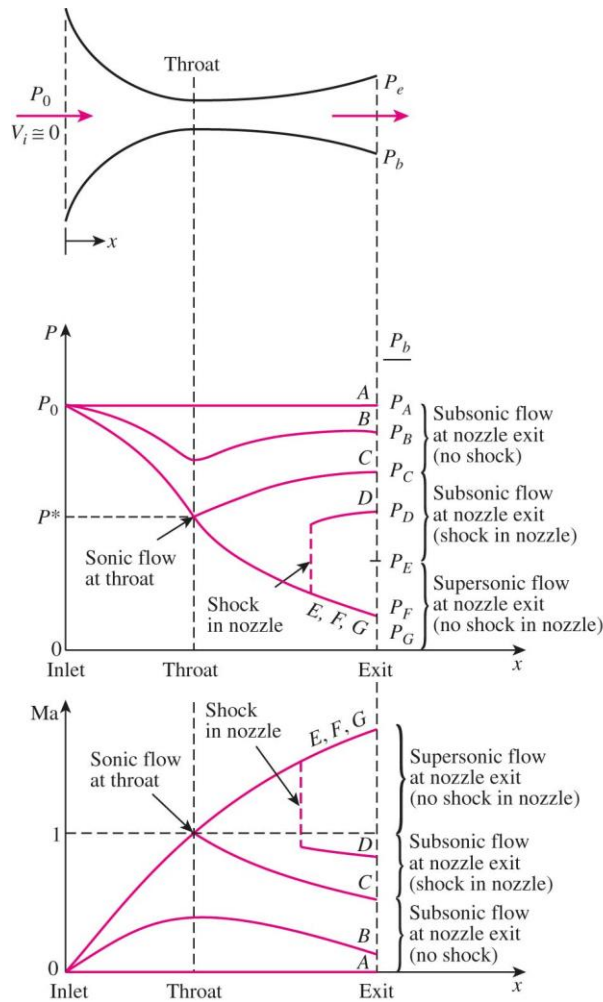
$$\begin{aligned} \frac{T_2}{T_0} &= 0.9701 \rightarrow T_2 = \frac{0.9701}{T_1/T_0} (400K) = \frac{0.9701}{0.9823} (400K) = 395K \\ \frac{P_2}{P_0} &= 0.8993 \rightarrow P_2 = \frac{0.8993}{P_1/P_0} (100kPa) = \frac{0.8993}{0.9395} (100kPa) = 95.73kPa \\ Ma_2 &= 0.391 \end{aligned}$$

หัวฉีดแบบลู่เข้าลู่ออก (Converging-Diverging Nozzle)

จากหัวฉีดแบบลู่เข้าจะมีความเร็วสูงสุดที่ทางออก ที่ $Ma = 1$ การที่จะเร่งให้ของไหลมีความเร็วเหนือกว่าเสียง หรือ $Ma > 1$ จะสามารถทำได้ด้วยการเอาหัวฉีดแบบลู่ออกมาต่อเข้าไป การใช้หัวฉีดแบบลู่เข้าหรือลู่ออกไม่ได้การันตีว่าของไหลจะสามารถมีความเร็วมากกว่าเสียงได้ ซึ่งตัวแปรที่ใช้ควบคุมเพื่อสร้างให้เกิดการไหลที่สามารถมีความเร็วมากกว่าความเร็วเสียงได้คือค่า Back Pressure จากรูปที่ 61 จะสามารถแบ่งพฤติกรรมการไหลในหัวฉีดออกเป็น 5 กรณีด้วยกันคือ

กรณีที่ 1 Back Pressure (P_b) มีค่าเท่ากับ P_0 จะไม่มีการไหลเกิดขึ้นในหัวฉีด

กรณีที่ 2 $P_0 > P_b > P_c$ จะเกิดการไหลในหัวฉีดและมีความเร็วต่ำกว่าความเร็วเสียง ความเร็วจะเพิ่มขึ้นในส่วนของหัวฉีดแบบลู่เข้าแล้วจะสูงที่สุดที่บริเวณคอขวด จากนั้นความเร็วจะลดลงในส่วนของหัวฉีดแบบลู่ออก และความดันที่หน้าตัดทางออก จะมีค่าเท่ากับ Back Pressure



รูปที่ 61 ผลของ Back pressure ที่มีผลต่อการไหลในหัวฉีดแบบลู่เข้าลู่ออก (1)

กรณีที่ 3 $P_b = P_c$ จะเกิดการไหลที่มีความเร็วสูงสุดเท่ากับความเร็วเสียงที่บริเวณคอคอรัค โดยความเร็วจะเพิ่มขึ้นในส่วนของท่อแบบลู่เข้าแล้วจะสูงที่สุดที่บริเวณคอคอรัค (P^* , T^* , $m_{\max}$) จากนั้นความเร็วจะลดลงในส่วนของหัวฉีดแบบลู่ออก และความดันที่หน้าตัดทางออก จะมีค่าเท่ากับ P_b

กรณีที่ 4 $P_c > P_b > P_e$ จะเกิดการไหลที่มีความเร็วเหนือเสียง Super sonic ในส่วนของหัวฉีดแบบลู่ออก และในส่วนของหัวฉีดแบบลู่เข้าจะมีพฤติกรรมการไหลเหมือนกับกรณีที่ 3 ก่อนของไหลจะถึงทางออกจะเกิดคลื่นช็อก ทำให้ของไหลกลับเข้าสู่ความเร็วแบบต่ำกว่าความเร็วเสียง Subsonic flow จากนั้นจะมีพฤติกรรมการไหลคล้ายกับกรณีที่ 2 และ 3

กรณีที่ 5 $P_c > P_b = P_e$ จะเกิดการไหลแบบเหนือเสียงตลอดแนวหัวฉีดแบบลู่ออก แล้วจะเกิดช็อกขึ้นที่บริเวณหน้าตัดของทางออกพอดี

กรณีที่ 6 $P_e > P_b > 0$ จะเกิดการไหลเหนือเสียงตลอดแนวหัวฉีดแบบลู่ออก และจะไม่มีช็อกเกิดขึ้น

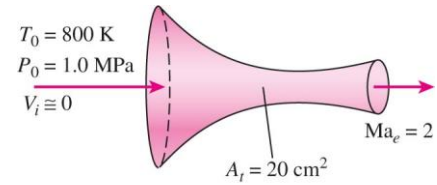
ตัวอย่าง 5-7

Air enters a converging-diverging nozzle at 1.0 MPA and 800K with a negligible velocity. the flow is steady, 1-dimensional, and isentropic with $k = 1.4$. For an exit Mach number of $Ma=2$ and at throat area of 20 cm^2 , determine

- the throat conditions,
- the exit plan conditions, including the exit area, and
- the mass flow rate through the nozzle. (1)

Assumptions:

1. SSSF
2. Air is an ideal gas $k=1.4$ and $c_p = \text{constant}$
3. 1-D isentropic flow



รูปที่ 62 ภาพประกอบตัวอย่าง 5-7 (1)

Analysis:

ที่ทางเข้ามีความเร็วต่ำมากดังนั้นสามารถอนุมานได้ว่าคุณสมบัติที่ทางเข้าเป็นคุณสมบัติ Stagnation

- (a) หาสภาพของอากาศที่ Throat เนื่องจากที่ทางออกอากาศมี $Ma = 2$ แสดงว่าบริเวณ Throat จะมีความเร็ว $Ma = 1$ สามารถใช้ตาราง A-32 เพื่อหาคุณสมบัติต่าง ๆ ได้คือ

Ma	P/P_0	ρ/ρ_0	T/T_0
1.0	0.5283	0.6339	0.8333

จะได้

$$P^* = 0.5283 (1,000 \text{ kPa}) = 528.3 \text{ kPa}$$

$$T^* = 0.8333 (800 \text{ K}) = 666.64 \text{ K}$$

$$\rho^* = 0.6339 \rho_0$$

หา ρ_0 จาก

$$P_0 v_0 = R_a T_0$$

$$v_0 = \frac{R_a T_0}{P_0} = \frac{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3 / \text{kg} \cdot \text{K})(800 \text{ K})}{1,000 \text{ kPa}} = 0.23 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\rho_0 = \frac{1}{v_0} = 4.355 \text{ kg} / \text{m}^3$$

จะได้

$$\rho^* = 2.76 \text{ kg} / \text{m}^3$$

จาก

$$Ma^* = \frac{V^*}{c^*} \rightarrow V^* = Ma^* c^* = 1 \sqrt{kRT^*}$$

$$V^* = \sqrt{(1.4)(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3 / \text{kg} \cdot \text{K})(666.64 \text{ K}) \left(\frac{1000 \text{ m}^2 / \text{s}^2}{1 \text{ kJ} / \text{kg}} \right)}$$

$$V^* = 517.5 \text{ m/s}$$

- (b) หาสภาพของอากาศที่หน้าตัดทางออก $Ma_e=2$ และขนาดของพื้นที่หน้าตัด

จากตาราง A-32 เมื่อ $Ma = 2$ จะได้

Ma	A/A^*	P/P_0	ρ/ρ_0	T/T_0
2.0	1.6875	0.1278	0.2300	0.5556

จะได้

$$P_e = 0.1278(1,000 \text{ kPa}) = 127.8 \text{ kPa}$$

$$T_e = 0.5556(800 \text{ K}) = 444.5 \text{ K}$$

$$\rho_e = 0.2300(4.355 \text{ kg/m}^3) = 1.002 \text{ kg/m}^3$$

$$A_e = 1.6875(20 \text{ cm}^2) = 33.75 \text{ cm}^2$$

$$V_e = 2 \cdot \sqrt{(1.4)(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(444.5 \text{ K})\left(\frac{1000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)}$$

$$V_e = 842.5 \text{ m/s}$$

(c) หาอัตราการไหลของมวล โดยพิจารณาที่หน้าตัดใดหน้าตัดหนึ่ง ในที่นี้พิจารณาที่หน้าตัดทางออก

จาก

$$\dot{m} = \rho_e A_e V_e$$

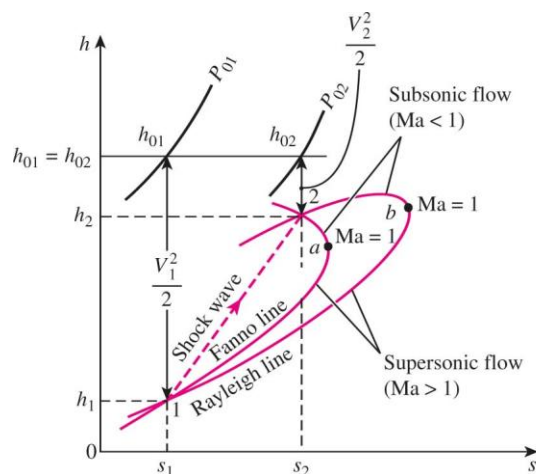
จะได้

$$\dot{m} = (1.002 \text{ kg/m}^3)(33.75 \text{ cm}^2)(842.5 \text{ m/s})$$

$$\dot{m} = 2.85 \text{ kg/s}$$

คลื่นช็อก (Shockwave)

การเกิด Shock จะเกิดขึ้นในแนวระนาบที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหล หรือตั้งฉากกับทิศทางการเคลื่อนที่ของวัตถุ กระบวนการไหลในลักษณะนี้จะไม่มีความย้อนกลับไม่ได้สูงมาก และไม่สามารถตั้งสมมติฐานว่าเป็นการไหลแบบ Isentropic ได้

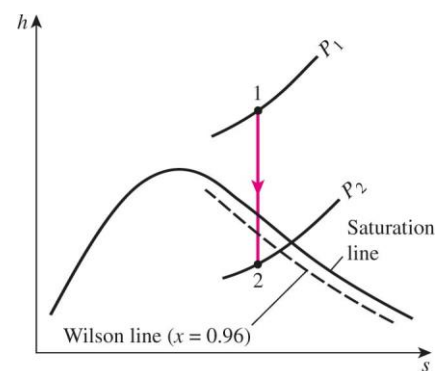


รูปที่ 63 แผนภาพ h-s สำหรับการไหลผ่านคลื่นช็อก (1)

จากรูปที่ 63 เป็นแผนผัง h-S ซึ่งมีเส้นสมการของ Fanno (a) ที่เกิดจากการรวมกันระหว่างสมการของการอนุรักษ์มวลและสมการของการอนุรักษ์พลังงาน และเส้นสมการของ Rayleigh (b) ที่เกิดจากการรวมกันระหว่างสมการของการอนุรักษ์มวลและสมการของการอนุรักษ์โมเมนตัม ส่งผลให้เกิดจุดตัด 2 จุด คือจุดหมายเลข 1 และหมายเลข 2 ซึ่งเป็นจุดที่สมการการอนุรักษ์มวล สมการการอนุรักษ์พลังงาน และสมการการอนุรักษ์โมเมนตัมมาบรรจบกันพอดี ซึ่งตำแหน่งที่ 1 หมายถึงสภาวะก่อนที่จะเกิดการช็อก และตำแหน่งที่ 2 เป็นสภาวะที่เกิดขึ้นหลังจากที่เกิดช็อกแล้ว และจากรูปที่ 63 จะเห็นการเพิ่มขึ้นของเอนโทรปี หรือ $S_2 > S_1$ นั้นหมายถึงการไหลแบบ Shock จะเป็นการไหลแบบแอเดียแบติกแต่ไม่สามารถเป็นกระบวนการแบบ reversible ได้ (1)

หัวฉีดไอน้ำ (Steam Nozzles)

สำหรับกังหันไอน้ำจะมีไอน้ำที่ความดันสูง และมีความเร็วสูงมาก จึงทำให้ไม่สามารถพิจารณาเป็นแก๊สในอุดมคติได้ ส่วนค่า Enthalpy จะเป็นฟังก์ชันของ Pressure และ Temperature เมื่อไอน้ำขยายตัวในกังหันเทอร์ไบน์ที่ความเร็วสูงมาก หรือหมายถึงตำแหน่งสภาวะที่ 1 ไปยังสภาวะที่ 2 ดังรูปที่ 64 ไอน้ำจะไม่สามารถควบแน่นหรือเปลี่ยนเฟสได้ทันทีบริเวณเส้นอิมิตัว ทำให้เกิดสภาวะไอน้ำอิมิตัวยิ่งยวดเกิดขึ้น Supersaturated steam ซึ่งเป็นสภาวะที่ไม่มีคุณสมบัติ ไอน้ำจะเกิดการควบแน่นหลังจากที่ผ่านเส้นอิมิตัวไปแล้วที่จุด 4% Moisture line $x \sim 96\%$ (Wilson line)



รูปที่ 64 แผนภาพ h-s สำหรับกระบวนการขยายตัวแบบ Isentropic ของไอน้ำในหัวฉีด (1)

สามารถหาอัตราส่วนความดันวิกฤตได้จากสมการที่ 92 โดยพิจารณาจากสภาพของไอน้ำที่ทางเข้า ในกรณีที่ไอน้ำที่ทางเข้าเป็นไอน้ำแบบไอร้อนยิ่งยวด (Super-heated steam) จะใช้ $k = 1.3$ และมีอัตราส่วนความดันวิกฤตเท่ากับ 0.546 แต่ถ้าไอน้ำที่ทางเข้าเป็นไอน้ำแบบอินตัว จะใช้ $k = 1.14$ และมีอัตราส่วนความดันวิกฤตเท่ากับ 0.576

บทที่ 6 กังหันไอน้ำ กังหันแรงดลและกังหันปฏิกิริยา

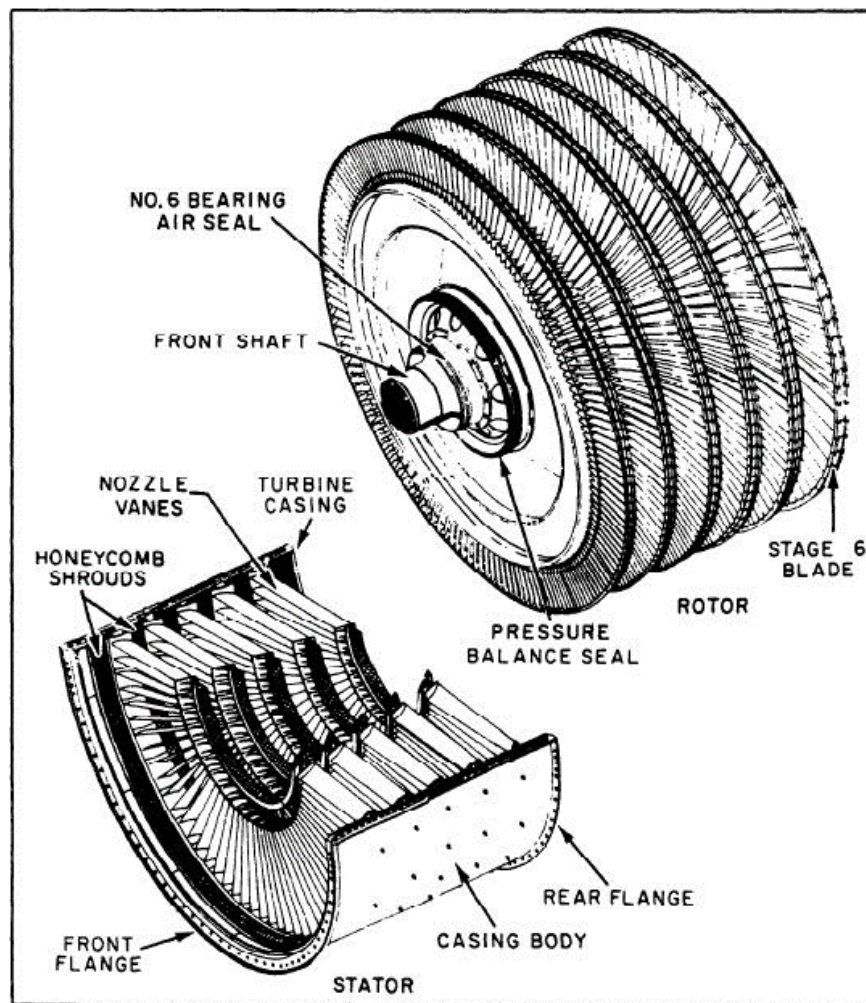
(Steam turbine, impulse turbine and reaction turbine)

วัตถุประสงค์ของการเรียนรู้

1. เข้าใจสมการของโมเมนต์ของของไหลสำหรับปริมาตรควบคุม (Control volume)
2. เข้าใจหลักการของแรงที่กระทำกับผิวของปริมาตรควบคุม
3. สามารถวิเคราะห์เวกเตอร์ความเร็วของการไหลผ่านชุดใบพัดกังหัน

ส่วนประกอบของชุดใบพัดกังหัน (Components of Turbine)

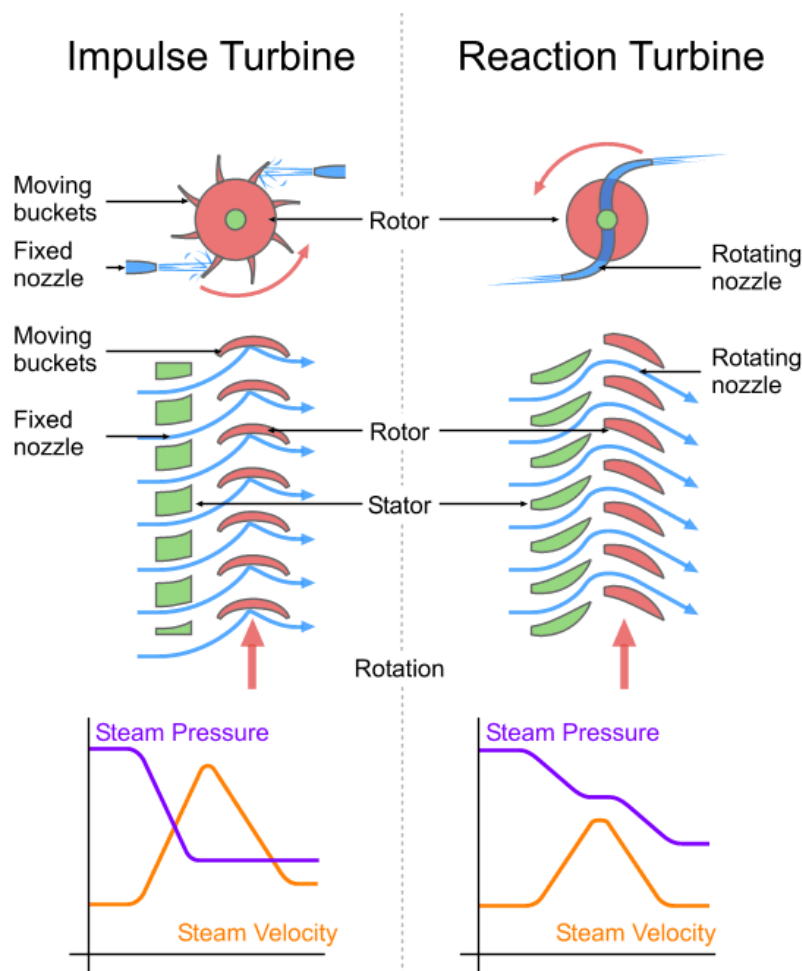
ส่วนประกอบที่สำคัญในชุดใบพัดกังหันสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 65



รูปที่ 65 ส่วนประกอบของ LP Turbine ส่วนที่เป็น Stator และ Rotor (5)

โดยส่วนที่เป็นโรเตอร์ (Rotor) จะเป็นชุดกังหันที่ติดอยู่บนเพลาสามารถหมุนรอบเพลาคได้ ส่วนที่เป็นสเตเตอร์ (Stator) จะถูกยึดไว้กับเคส (Case) เป็นส่วนที่อยู่นิ่ง สามารถศึกษาการทำงานของชุดกังหันในเครื่องยนต์เจ็ท (Jet engine) เพิ่มเติมจาก (6)

กังหันสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิดคือ กังหันแรงดล (Impulse turbine) และกังหันแรงปฏิกิริยา (Reaction turbine) สามารถสรุปเป็นลักษณะการทำงานที่แตกต่างกันได้ดังแสดงในรูปที่ 66



รูปที่ 66 ภาพเปรียบเทียบลักษณะการทำงานของกังหันแรงดล และกังหันแรงปฏิกิริยา (7)

กังหันแรงดล (Impulse turbine) จะใช้การฉีดของไหลที่มีพลังงานจลน์สูงไปพลักใบพัดที่มีรูปร่างคล้ายกับตะกร้า และเปลี่ยนพลังงานจลน์ของของไหลไปเป็นการหมุนของเพล และของไหลจะถูกเปลี่ยนทิศทาง ความดันตกจะเกิดขึ้นเมื่อของไหลเคลื่อนที่ผ่านใบพัดแบบสเตชันนารี หรือสเตเตอร์ ซึ่งทำให้ความเร็วของของไหลเพิ่มขึ้น

กังหันแรงปฏิกิริยา (Reaction turbine) จะใช้ตัวใบพัดทำหน้าที่คล้ายกับหัวฉีดที่วางเรียงต่อกัน เมื่อมีของไหลผ่านด้วยความเร็วสูงจะเกิดแรงปฏิกิริยาต่อหัวฉีดทำให้หัวฉีดเคลื่อนที่ไปในทิศทางตรงกันข้ามกับทิศทางของของไหลที่พุ่งออกไป

ในบทนี้จะมีสมมติฐานในการพิจารณาของไหลว่าเป็นการไหลที่เป็นการไหลแบบเดียวกัน มีเส้นการไหลที่ขนานกัน และพิจารณาเป็นการไหลแบบ 1 มิติ สำหรับอุปกรณ์ที่ใช้ชุดใบพัดกังหันจะมีอยู่มากมายในทางวิศวกรรม เช่น Steam turbine Gas turbine Axial flow compressor Blower และ Pump เป็นต้น ในการวิเคราะห์ชุดกังหันใบพัดจะใช้องค์ความรู้เรื่องความเร็วสัมผัส และความเร็วสมบูรณ์ โดยมีความแตกต่างกันก็คือ ความเร็วสมบูรณ์ผู้สังเกตจะอยู่กับที่ ส่วนความเร็วสัมผัสผู้สังเกตจะเคลื่อนที่ไปพร้อมกับใบพัด ซึ่งจะนำเสนอด้วยแผนภูมิของเวกเตอร์ (8)

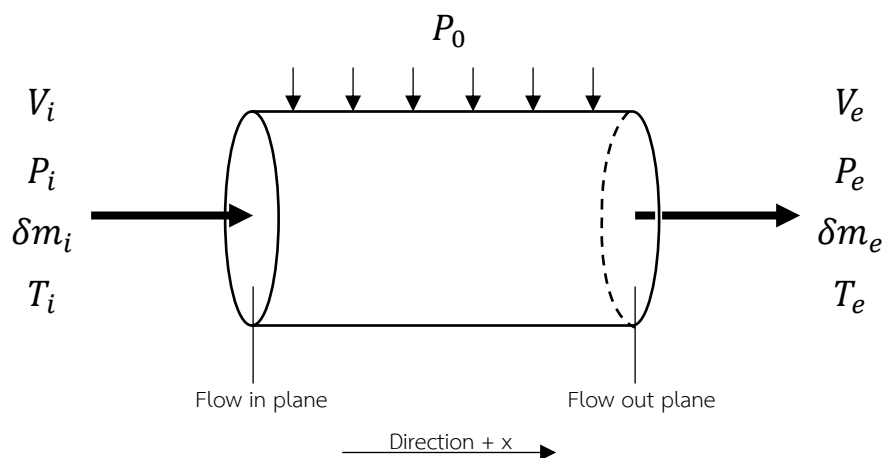
โมเมนตัมของของไหลสำหรับปริมาตรควบคุม (Momentum Equation for the Control Volume)

จากกฎข้อที่ 2 ของนิวตัน “ผลรวมของแรงภายนอกที่มากระทำกับวัตถุในทิศทางที่กำหนดให้ จะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับอัตราการเปลี่ยนแปลงของโมเมนตัมของวัตถุนั้นในทิศทางที่กำหนด” ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการความสัมพันธ์ในแนวแกนได้คือ (8)

$$\sum F_x \propto \frac{d(mV_x)}{dt}$$

และสามารถเขียนเป็นสมการได้ คือ

$$\sum F_x = \frac{d(mV_x)}{dt} \quad \text{eq. 97}$$



รูปที่ 67 แสดงแผนภาพของปริมาตรควบคุมที่ใช้วิเคราะห์หาสมการโมเมนตัม

จากรูปที่ 67 เมื่อพิจารณาว่าปริมาตรควบคุมไม่ได้เคลื่อนที่ และในระหว่างช่วงของเวลา δt จะมีมวลที่ไหลเข้าสู่ปริมาตรควบคุมในปริมาณ δm_i และมีความเร็วเท่ากับ V_i และในขณะเดียวกันก็มีมวลที่ไหลออกใน

ปริมาณเท่ากับ δm_e มีความเร็วเท่ากับ V_e วันนั้นถ้าเราเขียนสมการโมเมนตัมในทิศทางของแกน X ในช่วงเวลาที่เราสนใจจะได้สมการ (8)

$$(\sum F_x)_{av} = \frac{\Delta(mV_x)}{\delta t} = \frac{(mV_x)_2 - (mV_x)_1}{\delta t} \quad \text{eq. 98}$$

หากกำหนดให้

$(mV_x)_t$ = โมเมนตัมของปริมาตรควบคุมเมื่อเวลา t

$(mV_x)_{t+\delta t}$ = โมเมนตัมของปริมาตรควบคุมเมื่อเวลา $t + \delta t$

ดังนั้น

$(mV_x)_1 = (mV_x)_t + (V_x)_i \delta m_i$ = โมเมนตัมของมวลควบคุมที่เวลา t

$(mV_x)_2 = (mV_x)_{t+\delta t} + (V_x)_e \delta m_e$ = โมเมนตัมของมวลควบคุมที่เวลา $t + \delta t$

ซึ่งสามารถเขียนสมการได้ใหม่ว่า

$$(mV_x)_2 - (mV_x)_1 = [(mV_x)_{t+\delta t} - (mV_x)_t] + [(V_x)_e \delta m_e - (V_x)_i \delta m_i] \quad \text{eq. 99}$$

เมื่อนำสมการที่ 99 ไปแทนในสมการที่ 98 จะได้

$$(\sum F_x)_{av} = \frac{(mV_x)_{t+\delta t} - (mV_x)_t}{\delta t} + \frac{(V_x)_e \delta m_e - (V_x)_i \delta m_i}{\delta t} \quad \text{eq. 100}$$

เมื่อเรานำมาใส่ limit $\delta t \rightarrow 0$

$$\lim_{\delta t \rightarrow 0} (\sum F_x)_{av} = \sum F_x$$

จะได้สมการของโมเมนตัมของปริมาตรควบคุม คือ

$$\sum F_x = \frac{d(mV_x)_{c.v.}}{dt} + \sum \dot{m}_e (V_e)_x - \sum \dot{m}_i (V_i)_x \quad \text{eq. 101}$$

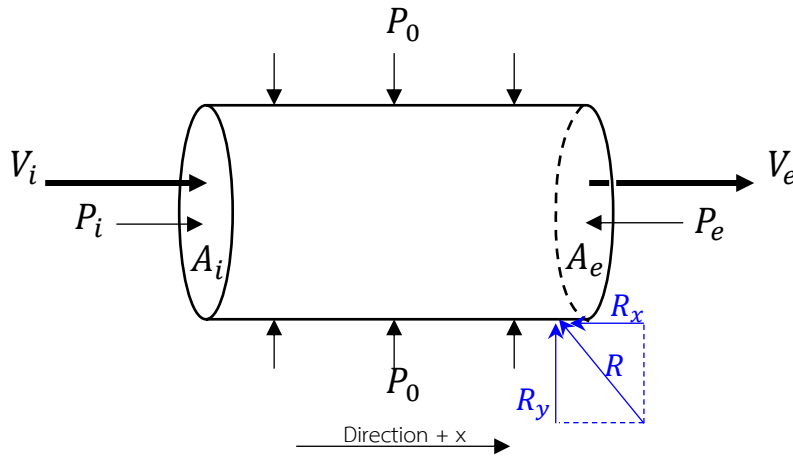
ในบทนี้เราพิจารณาการไหลเป็นแบบการไหลคงตัวสภาวะคงตัวและมีทิศทางการไหลเพียงทิศเดียวรวมไปถึงคุณสมบัติที่อยู่ในปริมาตรควบคุมมีความสม่ำเสมอ หรือ SSSF ทำให้พจน์ของสมการ $\frac{d(mV_x)_{c.v.}}{dt}$ มีค่าเท่ากับศูนย์ ดังนั้นสำหรับกระบวนการแบบ SSSF สามารถเขียนให้อยู่ในรูปใหม่ได้ คือ

$$\sum F_x = \sum \dot{m}_e (V_e)_x - \sum \dot{m}_i (V_i)_x \quad \text{eq. 102}$$

และสำหรับกรณีที่มีอัตราการไหลของมวลเพียง 1 ช่องทางเข้าและ 1 ช่องทางออกจะสามารถเขียนสมการได้เป็น

$$\sum F_x = \dot{m}[(V_e)_x - (V_i)_x] \quad \text{eq. 103}$$

แรงที่กระทำกับผิวของปริมาตรควบคุม (Force Acting on a Control Surface)



รูปที่ 68 แสดงแรงที่กระทำกับผิวปริมาตรควบคุม

จากรูปที่ 68 แสดงถึงแรงที่กระทำกับปริมาตรควบคุม โดยมี R เป็นแรงภายนอกที่มากระทำ และความดันจากสิ่งแวดล้อมมีค่าเท่ากับ P_0 ซึ่งกระทำกับปริมาตรควบคุมในทุก ๆ ด้าน ส่วนค่า P_i เป็นความดันที่กระทำกับผิวระนาบที่ของไหลวิ่งเข้ามาในปริมาตรควบคุม หรือ A_i ส่วนค่า P_e เป็นความดันที่กระทำกับผิวระนาบของของไหลไหลออกจากปริมาตรควบคุม หรือ A_e เมื่อนำมาหาแรงลัพธ์ในแนวแกน x และแกน y สามารถเขียนเป็นสมการได้คือ

$$\begin{aligned}\sum F_x &= (P_i A_i)_x - (P_0 A_i)_x + (P_e A_e)_x - (P_0 A_e)_x + R_x \\ \sum F_y &= (P_i A_i)_y - (P_0 A_i)_y + (P_e A_e)_y - (P_0 A_e)_y + R_y\end{aligned}$$

เมื่อรวมพจน์ของความดันเข้าด้วยกันจะเขียนได้ใหม่ว่า

$$\begin{aligned}\sum F_x &= [(P_i - P_0) A_i]_x + [(P_e - P_0) A_e]_x + R_x \\ \sum F_y &= [(P_i - P_0) A_i]_y + [(P_e - P_0) A_e]_y + R_y\end{aligned} \tag{eq. 104}$$

และเมื่อเขียนร่วมกับสมการของโมเมนตัมจะได้

$$\begin{aligned}\sum F_x &= \dot{m}(V_e - V_i)_x = [(P_i - P_0) A_i]_x + [(P_e - P_0) A_e]_x + R_x \\ \sum F_y &= \dot{m}(V_e - V_i)_y = [(P_i - P_0) A_i]_y + [(P_e - P_0) A_e]_y + R_y\end{aligned} \tag{eq. 105}$$

ซึ่งสมการเหล่านี้สามารถเขียนให้อยู่ในรูปที่คล้ายกันได้ในแนวแกน Z สำหรับกรณีที่พิจารณาเป็นการไหลแบบ 3 มิติ

ในการพิจารณาในกรณีที่ยากที่สุดคือเมื่อมีอัตราการไหลของมวลเพียง 1 ช่องทางเข้าและ 1 ช่องทางออก $P_i = P_e$ และ $A_i = A_e$ จากสมการที่ 105 จะได้ว่า

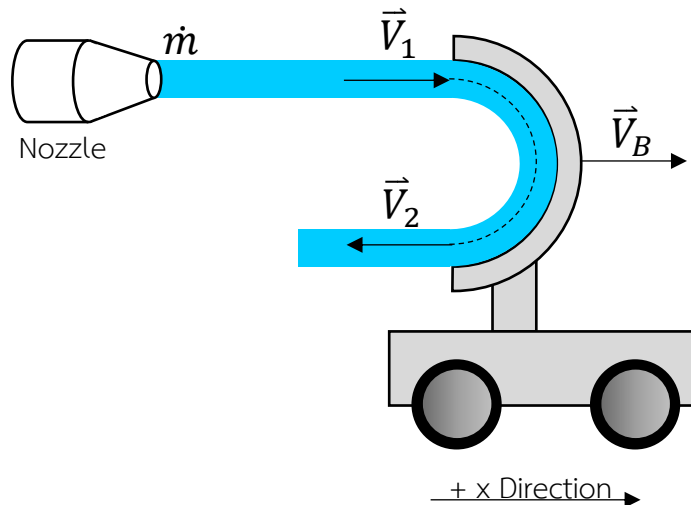
$$\sum F_x = R_x$$

และ

$$R_x = \dot{m}(V_e - V_i)_x$$

การวิเคราะห์ด้วยแผนภูมิของเวกเตอร์

หากพิจารณา รถ 1 คันที่มีอุปกรณ์คล้ายกับตะกร้าอยู่ด้านบนดังแสดงในรูปที่ 69



รูปที่ 69 แสดงของไหลที่ออกจากหัวฉีดไปกระทบตะกร้าผิวเรียบเหนือรถ แล้วสะท้อนออกมาในทิศตรงกันข้าม

จะเห็นว่าเมื่อเราฉีดของไหลในทิศทาง V_1 ดังรูปที่ 69 รถจะวิ่งไปด้วยความเร็ว V_B และจะเกิดการเปลี่ยนทิศทางของของไหลไหลกลับออกมาจากตะกร้าในทิศทางของ V_2 เมื่อนำมาวิเคราะห์แรงในทิศทางของเวกเตอร์ไปทางขวาเป็นบวก เฉพาะส่วนที่เป็นของไหลโดยใช้สมมูลของแรงดังในรูปที่ 70 จะได้สมการดังนี้

$$R_x = \dot{m}(\Delta V)$$

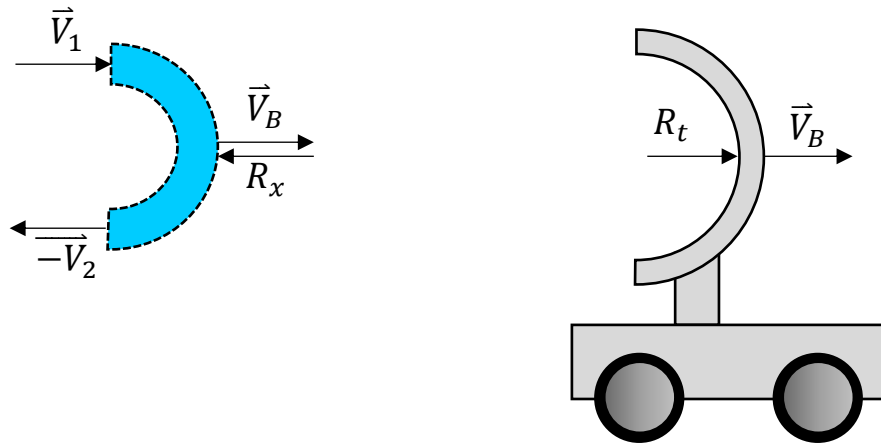
$$R_x = \dot{m}(-V_2 - V_1) = -\dot{m}(V_2 + V_1)$$

และเมื่อพิจารณาที่ตัวรถ และใช้กฎที่ 3 ของนิวตันจะได้

$$R_t = -R_x = \dot{m}(V_2 + V_1)$$

eq. 106

โดยที่ R_t เป็นแรงเนื่องจากโมเมนตัมของของไหลที่กระทำกับรถ



รูปที่ 70 แสดงแรงที่กระทำกับผิวปริมาตรควบคุม และตัวรถ

จากสมการของงาน

$$W = F \cdot s$$

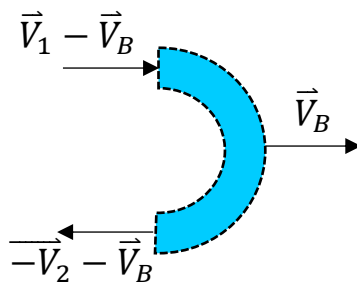
จะได้

$$\begin{aligned} \dot{W}_B &= F \cdot V = R_t \cdot V_B \\ \dot{W}_B &= \dot{m} V_B (V_2 + V_1) \text{ J/s} \end{aligned} \quad \text{eq. 107}$$

เมื่อใช้ $\dot{m}$ หารตลอดเพื่อทำให้สมการอยู่ในรูปต่อหนึ่งหน่วยมวล จะได้

$$w_B = V_B (V_2 + V_1) \text{ J/kg} \quad \text{eq. 108}$$

กรณีที่คิดว่าผู้สังเกตนั่งอยู่บนรถ จะเป็นการพิจารณาแบบความเร็วสัมพัทธ์ซึ่งจะสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 71



รูปที่ 71 แสดงความเร็วของของไหลเมื่อคิดสัมพัทธ์กับ V_B

และหากมีสมมติฐานว่าตัวตะกร้าไม่มีแรงเสียดทานจะได้สมการ

$$\begin{aligned}(V_1 - V_B) + (-V_2 - V_B) &= 0 \\ V_1 - V_2 - 2V_B &= 0 \\ V_2 &= V_1 - 2V_B = 0\end{aligned}\tag{eq. 109}$$

นำสมการ 109 แทนในสมการ 108 จะได้

$$\begin{aligned}w_B &= V_B(V_1 - 2V_B + V_1) \quad J/kg \\ w_B &= 2V_B(V_1 - 2V_B) \quad J/kg\end{aligned}\tag{eq. 110}$$

จากสมการของประสิทธิภาพ

$$\begin{aligned}\eta_B &= \frac{\text{Required output}}{\text{Desired input}} = \frac{w_B}{\frac{1}{2}V_1^2} \\ \eta_B &= \frac{2V_B(V_1 - 2V_B)}{\frac{1}{2}V_1^2} \\ \eta_B &= 4 \frac{V_B}{V_1} \left(1 - \frac{V_B}{V_1}\right)\end{aligned}$$

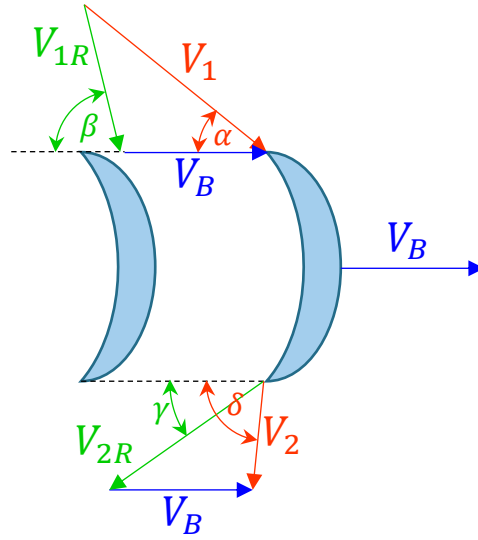
กำหนดให้ $\frac{V_B}{V_1}$ คือ Blade speed ratio (BSR) จะได้

$$\begin{aligned}\eta_B &= 4BSR(1 - BSR) \\ \eta_B &= 4BSR - 4BSR^2\end{aligned}$$

เมื่อประสิทธิภาพสูงสุดที่มีได้มีค่า = 1 จะได้สมการ

$$\begin{aligned}1 &= 4BSR - 4BSR^2 \\ 4BSR^2 - 4BSR + 1 &= 0 \\ (2BSR - 1)(2BSR - 1) &= 0 \\ \therefore BSR_{@ \eta_B=1} &= 0.5\end{aligned}$$

ที่ผ่านมาเปรียบเสมือนเป็นการวิเคราะห์การไหลผ่าน Turbine blade อย่างง่าย หากพิจารณาการไหลผ่าน Turbine blade ที่มีลักษณะคล้ายของจริงจะมีลักษณะดังรูปที่ 72



รูปที่ 72 แสดงเวกเตอร์ความเร็วของของไหลที่ไหลผ่าน Turbine blade

เมื่อพิจารณาเช่นเดียวกันกับสมการ 106 จะได้

$$R_t = \dot{m}(V_2 \cos \delta + V_1 \cos \alpha) \quad \text{eq. 111}$$

และในกรณีที่ผู้สังเกตการณ์เคลื่อนที่ไปพร้อมกับ Turbine blade จะได้

$$R_t = \dot{m}(V_{2R} \cos \gamma + V_{1R} \cos \beta) \quad \text{eq. 112}$$

จะได้สมการของกำลัง คือ

$$\dot{W}_B = \dot{m} V_B (V_2 \cos \delta + V_1 \cos \alpha) \quad \text{eq. 113}$$

และ

$$\dot{W}_B = \dot{m} V_B (V_{2R} \cos \gamma + V_{1R} \cos \beta) \quad \text{eq. 114}$$

เมื่อใช้ $\dot{m}$ หารตลอดเพื่อทำให้สมการอยู่ในรูปต่อหนึ่งหน่วยมวล จะได้

$$w_B = V_B (V_2 \cos \delta + V_1 \cos \alpha) \quad \text{eq. 115}$$

และ

$$w_B = V_B (V_{2R} \cos \gamma + V_{1R} \cos \beta) \quad \text{eq. 116}$$

โดยปกติ Turbine blade จะมีความเสียดทานทำให้ $V_{2R} < V_{1R}$ และมีตัวแปรที่เกี่ยวข้องคือ

Blade velocity coefficient; $k_B = \frac{V_{2R}}{V_{1R}} \quad \text{eq. 117}$

การคิดประสิทธิภาพของ Turbine blade ในกรณีที่ Blade สมมาตร $\beta = \gamma$ และไม่คิดแรงเสียดทาน

$$V_{2R} = V_{1R}$$

จาก

$$V_2 \cos \delta + V_1 \cos \alpha = 2V_{1R} \cos \beta$$

และ

$$V_{1R} \cos \beta = V_1 \cos \alpha - V_B$$

$$\therefore w_B = V_B (2(V_1 \cos \alpha - V_B))$$

$$\eta_B = \frac{4V_B(V_1 \cos \alpha - V_B)}{V_1^2}$$

$$\eta_B = \frac{4V_B}{V_1} \left(\cos \alpha - \frac{V_B}{V_1} \right) \quad ; \quad \frac{V_B}{V_1} \text{ คือ Blade speed ratio (BSR)}$$

η_B เรียกว่า Diagram efficiency และสามารถหาค่าสูงสุดได้จากการคิดผลต่างอนุพันธ์เทียบกับ $\frac{V_B}{V_1}$ แล้วให้เท่ากับศูนย์ จะได้

$$\max. \eta_B = \frac{d(\eta_B)}{d\left(\frac{V_B}{V_1}\right)} = 4 \cos \alpha - \frac{8V_B}{V_1} = 0$$

จะได้ว่า η_B จะมีค่าสูงสุดก็ต่อเมื่อ $\frac{V_B}{V_1} = \frac{\cos \alpha}{2}$ สามารถเขียนเป็นสมการได้ คือ

$$\max. \eta_B = \frac{4 \cos \alpha}{2} \left(\cos \alpha - \frac{\cos \alpha}{2} \right)$$

$$\max. \eta_B = \cos^2 \alpha$$

eq. 118

แรงในแนวแกนเพลลา (The Axial Thrust)

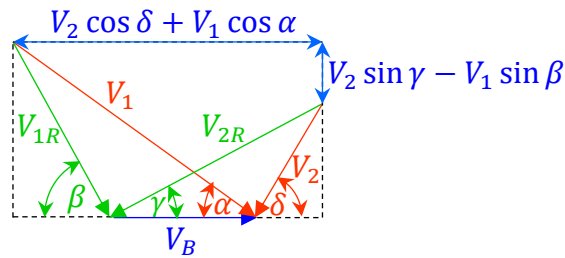
จากรูปที่ 72 เมื่อหาแรงลัพธ์ในแนวแกน y โดยกำหนดให้มีทิศทางพุ่งลงเป็นบวก จะได้สมการของแรงในแนวแกนเพลลา คือ

$$R_a = \dot{m}(V_2 \sin \delta - V_1 \sin \alpha) \quad \text{eq. 119}$$

และ

$$R_a = \dot{m}(V_{2R} \sin \gamma - V_{1R} \sin \beta) \quad \text{eq. 120}$$

เมื่อนำเวกเตอร์มาวาดโดยให้มืฐานของเวกเตอร์เป็น V_B เท่ากันจะมีลักษณะของเวกเตอร์ดังแสดงในรูปที่ 73



รูปที่ 73 แสดงการวาด Velocity diagram โดยให้มีฐานของเวกเตอร์เป็น V_B เท่ากัน

ตัวอย่าง 6-1

Steam enters the blade passage of one stage of steam turbine with a velocity of 550 m/s at an angle (α) of 20° . The steam leaves the blade (as seen by the moving observer) at an angle (γ) of 50° . There is no pressure change across the blade and there are no irreversibilities (which means there is no change in magnitude of the relative velocity during the flow through the blade passage). Determine the work per kg. of steam and the axial thrust. The blade speed is 250 m/s.

(8)

Find: $w_B = ?$

$R_a = ?$

Given: $V_1 = 550 \text{ m/s}$

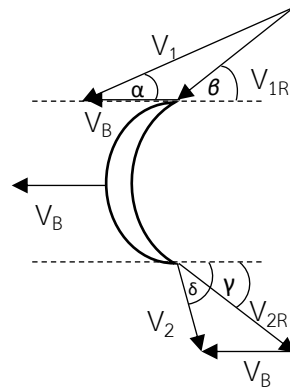
$\alpha = 20^\circ$

$\gamma = 50^\circ$

$V_B = 250 \text{ m/s}$

$P_i = P_e$

$V_{1R} = V_{2R}$



รูปที่ 74 แผนภาพประกอบตัวอย่าง 6-1

จากสมการ

$$w_B = V_B(V_2 \cos \delta + V_1 \cos \alpha)$$

จะต้องหา V_{1R} เพื่อนำไปสู่การหาค่า V_2

จากสามเหลี่ยมเวกเตอร์ของ Steam เข้า เมื่อใช้ Law of cosine จะได้

$$V_{1R}^2 = V_1^2 + V_B^2 - 2V_1V_B \cos \alpha$$

$$V_{1R} = \sqrt{550^2 + 250^2 - 2(550 \times 250)(\cos 20^\circ)}$$

$$V_{1R} = 326.47 \text{ m/s} = V_{2R}$$

จากนั้นพิจารณาที่สามเหลี่ยมเวกเตอร์ Steam ขาออก โดยใช้ Law of cosine จะได้

$$V_2^2 = V_{2R}^2 + V_B^2 - 2V_{2R}V_B \cos \gamma$$

$$V_2 = \sqrt{326.47^2 + 250^2 - 2(326.47 \times 250)(\cos 50^\circ)}$$

$$V_2 = 253.29 \text{ m/s}$$

หาค่า δ จากสามเหลี่ยมเวกเตอร์ Steam ขาออก จะได้

$$V_2 \cos \delta + V_B = V_{2R} \cos \gamma$$

$$253.29 \cos \delta + 250 = 326.47 \cos 50^\circ$$

$$\cos \delta = \frac{-40.15}{253.29}$$

$$\delta = 99.12^\circ$$

เมื่อนำไปแทนค่าจะได้

$$w_B = 250(253.29 \cos 99.12^\circ + 550 \cos 20^\circ)$$

$$w_B = 119.17 \text{ kJ/kg}$$

จาก

$$R_a = \dot{m}(V_2 \sin \delta - V_1 \sin \alpha)$$

จะได้

$$\frac{R_a}{\dot{m}} = (253.29 \sin 99.12^\circ - 550 \sin 20^\circ)$$

$$\frac{R_a}{\dot{m}} = 61.85 \frac{\text{N}}{\text{kg/s}}$$

บทที่ 7 เอกสารอ้างอิง

1. Cengel YA, Boles MA. Thermodynamics: An Engineering Approach. 4th พิมพ์ครั้งที่. McGraw-Hill College; 2001.
2. Fundamentals of Thermodynamics 7th (seventh) Edition by Borgnakke, Claus, Sonntag, Richard E. (2008)
3. ปรีเปรม ส. เอกสารประกอบการสอน วิชาเทอร์โมไดนามิกส์2. Available at:<https://e-learning.kku.ac.th/course/view.php?id=477>
4. testo 320 basic flue gas analyzer | Portable devices - Operation via smartphone | Portable devices | Product type | Testo Ltd. Available at: <https://www.testo.com/en-UK/testo-320-basic/p/0632-3223>
5. Figure 2-38.--LP turbine rotor and stator. Available at: <http://navyaviation.tpub.com/14114/Figure-2-38-Lp-Turbine-Rotor-And-Stator-74.html>
6. Learn Engineering. Jet Engine, How it works ?. 2015. Available at: <https://www.youtube.com/watch?v=KjiUUJdPGX0&feature=youtu.be>
7. Power plant maintenance: Impulse cum Reaction Turbine. Power plant maintenance. 2016. Available at: <https://learnpowerplant.blogspot.com/2016/10/impulse-cum-reaction-turbine.html>
8. Wylen GJV. Fundamentals of classical thermodynamics. 4th ed. New York: Wiley; 1994. xii, 852.