



国際協力事業団
ブルガリア産業省

ブルガリア共和国 省エネルギー計画調査 報告書

(II)

ブルガリア共和国省エネルギー計画調査報告書
(II)

94年3月

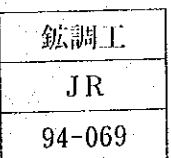
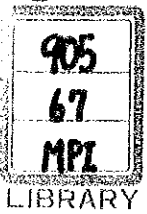
1994年3月

国際協

力



財団法人 省エネルギーセンター



JICA LIBRARY



1118723141

国際協力事業団
ブルガリア産業省

ブルガリア共和国
省エネルギー計画調査
報告書

(II)

1994年3月

財団法人 省エネルギーセンター

国際協力事業団

27369

目 次

報告書・第Ⅱ編

1. 資料の性格
2. 診断の手順
3. エネルギー管理
4. 化学工業の省エネルギー
5. 食用油工業の省エネルギー
6. 紙パルプ工業の省エネルギー
7. 繊維工業の省エネルギー
8. ガラス工業の省エネルギー
9. ボイラ運転の省エネルギー
10. スチーム取扱の省エネルギー
11. 電気取扱の省エネルギー
12. パソコンによる保温計算

List of Tables

- Table 2.1 Standard Air Ratio of Boiler
- Table 2.2 Standard Air Ratio of Industrial Furnace
- Table 2.3 Standard Outside Temperature of Furnace Wall
- Table 2.4 Standard Exhaust Gas Temperature for Boiler (Unit: °C)
- Table 2.5 Standard Waste Heat Recovery Rate of Industrial Boiler
- Table 4.1 Standard Air Ratio
- Table 4.2 Dimensionless Terms Related to Heat Transfer
- Table 4.3 Fouling Factor
- Table 4.4 Overall Coefficient of Heat Transfer of Multi-tube Heat Exchangers
- Table 4.5 Approximate Values of Overall Heat Transfer Coefficients for Various Heat Exchangers (1/2)
- Table 4.5 Approximate Values of Overall Heat Transfer Coefficients for Various Heat Exchangers (2/2)
- Table 4.6 List of Dryers
- Table 4.7 Compatibility of Spraying Methods with Material Statuses
- Table 4.8 Comparison of Spraying Methods
- Table 4.9 Application Examples of Spray Dryers
- Table 4.10 Refrigerant Properties (for High temperature)
- Table 4.11 Refrigerant Properties (for Low temperature)
- Table 4.12 Energy Saving Method of Freezer and Heat Pump Equipment
- Table 4.13 Physical Properties of Thermal Fluids
- Table 4.14 Thermal Fluids Heaters
- Table 5.1 Properties of n-Hexane
- Table 5.2 Impurities Removed at Refining Process
- Table 5.3 Vapor Pressure of Fatty Acid
- Table 6.1 Example of Stepwise Promotion Plans
- Table 6.2 Chemical Components of White Liquor
- Table 6.3 H-Factor Relative Velocity
- Table 6.4 Comparison of Energy Unit Consumption in Batch Digester and Continuous Digester
- Table 6.5 Control Items
- Table 6.6 Evaporation ratio
- Table 6.7 Energy Unit Consumption of Evaporator
- Table 6.8 Chemical Element of Black Liquor
- Table 6.9 Kind and Hardness of Rolls
- Table 6.10 Flash Tank Capacity Index
- Table 6.11 Flash Tank Height Index

Table 7.1	Energy Unit Consumption of Energy-Intensive Categories of the Textile Industry (Average for the three years up to 1990)
Table 7.2	Outline of Fiber Manufacturing
Table 7.3	Standard Humidity by Fiber Materials and Processes
Table 7.4	(1) Example of Energy Conservation Measures for Individual Processes
Table 7.4	(2) Example of Energy Conservation Measures for Individual Processes
Table 7.4	(3) Example of Energy Conservation Measures for Individual Processes
Table 7.5	Example of Performance Comparison
Table 7.6	Example of Power Consumption Comparison
Table 7.7	Norms for Exit Moisture Percentage (20 °C/65 % RH)
Table 7.8	Thermal Energy Consumption State (Intermediate Scale Dyeing Factory)
Table 7.9	Energy Conservation Effect
Table 8.1	Composition of Glass for Vessel
Table 8.2	Purpose of Electric Power Consumption
Table 8.3	Relationship between Low Calorific Value H_l and G_o , A_o (By Rosin)
Table 8.4	Heat Required for Production of Various Kinds of Glass at 1,400 °C and Pull Temperatures (Theoretical Value)
Table 8.5	Heat Output Ratio of Electric Melting Furnace
Table 9.1	Classification of Boiler
Table 9.2	Daily Inspection of Boiler (1/14)
Table 9.2	Daily Inspection of Boiler (2/14)
Table 9.2	Daily Inspection of Boiler (3/14)
Table 9.2	Daily Inspection of Boiler (4/14)
Table 9.2	Daily Inspection of Boiler (5/14)
Table 9.2	Daily Inspection of Boiler (6/14)
Table 9.2	Daily Inspection of Boiler (7/14)
Table 9.2	Daily Inspection of Boiler (8/14)
Table 9.2	Daily Inspection of Boiler (9/14)
Table 9.2	Daily Inspection of Boiler (10/14)
Table 9.2	Daily Inspection of Boiler (11/14)
Table 9.2	Daily Inspection of Boiler (12/14)
Table 9.2	Daily Inspection of Boiler (13/14)
Table 9.2	Daily Inspection of Boiler (14/14)
Table 9.3	Quality of Feed Water and Boiler Water of Circulating Boiler
Table 9.4	Quality of Feed Water for Once-through Boiler
Table 9.5	Standard for Water Quality Measuring Frequency
Table 9.6	Outline of Equipment
Table 9.7	Results of Measurement (1/2)

Table 9.7	Results of Measurement (2/2)
Table 9.8	Heat Balance Table (1/2)
Table 9.8	Heat Balance Table (2/2)
Table 9.9	Specific Gravity, Sulfur Content and Mean Calorific Value of Petroleum Fuel
Table 9.10	Thermodynamic Properties of Saturated Water and Saturated Steam (Temperature reference)
Table 9.11	Thermodynamic Properties of Saturated Water and Saturated Steam (Pressure reference)
Table 9.12	Radiant Heat Loss
Table 9.13	Characteristics and Application of Oil Burner
Table 9.14	Standard Air Ratio of Boiler
Table 9.15	Thermal Conductivity of Scale and Other Substance
Table 9.16	Standard Exhaust Gas Temperature of Boiler
Table 9.17	Daily Report of Boiler Operation
Table 10.1	Difference of Steam Effective Heat by Pressure
Table 10.2	Heat Insulator Type and Its Feature
Table 10.3	Classification and Characteristic of Steam Trap
Table 10.4	Steam Trap Selection
Table 10.5	Flash Steam Generating Rate (wt.%)
Table 10.6	Relation between the Air Mixing Ratio and Steam Temperature
Table 11.1	Calculation Example of Reduction Effect of Loss in 3 Phase Distribution Line due to Power Factor Improvement
Table 11.2	Calculation Example of Reduction Effect of Transformer Loss
Table 11.3	Efficiency of 3 Phase High Voltage Medium Capacity Transformer
Table 11.4	Effect of Voltage Fluctuation on Induction Motor
Table 11.5	Relation between Voltage Fluctuation and Loading State of Induction Motor
Table 11.6	Basic and Practical Expressions Relating to Motor Application
Table 11.7	Conditions for Motor Selection
Table 11.8	Class of Load and Torque Speed Characteristic
Table 11.9	Example of Thermal Time Constant
Table 11.10	Frame Number Application Table
Table 11.11	Example of Cooling Coefficient Values
Table 11.12	Effect of Voltage Fluctuation on Induction Machine
Table 11.13	Troubles and Measures Accompanied with Introduction of Inverter
Table 11.14	Actual Measurement Example of Compressor Performance
Table 11.15	Classification of Air Compressor
Table 11.16	Characteristic Comparison of Blowers
Table 11.17	Value of η_1
Table 11-18	Values of ϕ

Table 11.19	Comparison of Various Starting Systems
Table 11.20	Life of Switch (when not repaired)
Table 11.21	Method to Reduce Blow Air Capacity (Fixed type)
Table 11.22	Damper, Vane Opening Adjustment
Table 11.23	Method to Control Air Flow (Variable System)
Table 11.24	General Classification of Pumps
Table 11.25	Tolerance of Pumps
Table 11.26	Illumination Standard
Table 11.27	Comparison of Loss by Wiring System
Table 11.28	Example of Stabilizer Characteristic (for 400W mercury lamp)
Table 11.29	Special Features and Applications of Various Lamps
Table 11.30	Selection of Lamps from Standpoint of Typical Applications
Table 11.31	Example of Coefficient of Utilization Table
Table 11.32	Type and Main Applications of Electric Heating Systems
Table 11.33	Performance of Heat Pump
Table 11.34	Application and Installation Fields
Table 11.35	Temperature Level Used by Sector (%)
Table 11.36	Heat Pump System Application and Advantages of Energy Conservation Effect
Table 11.37	Example of Process Air Conditioning
Table 11.38	Types and Composition of Air Conditioning Heat Loads, and Calculation Formulas
Table 11.39	Number of Times for Natural Ventilation (n)
Table 11.40	Quality Standard of Cooling Water

List of Figures

- Figure 2.1 Flowchart of Factory Survey
- Figure 3.1 PDCA Circle
- Figure 4.1 Relation between Low Calorific Value of Solid Fuel and Combustion Gas Amount, and Theoretical Air Amount
- Figure 4.2 Relation between Low Calorific Value of Liquid Fuel and Combustion Gas Amount, and Theoretical Air Amount
- Figure 4.3 Relation between Low Calorific Value of Gas Fuel and Combustion Gas Amount, and Theoretical Air Amount
- Figure 4.4 Relation between Air Ratio and Waste Gas Loss
- Figure 4.5 Relation between Air Ratio and Thermal Efficiency
- Figure 4.6 New Suspension Preheater System Cement Plant
- Figure 4.7 Fuel Economy due to Air Preheating
- Figure 4.8 Shell/Tube Type Heat Exchanger
- Figure 4.9 Correction Factor F_T
- Figure 4.10 Coil Type Heat Exchanger
- Figure 4.11 Trombone Cooler
- Figure 4.12 Double Tube Type Heat Exchanger
- Figure 4.13 Multi-tube Type Heat Exchanger
- Figure 4.14 Plate Type Heat Exchanger
- Figure 4.15 Spiral Type Heat Exchanger
- Figure 4.16 Air Cooling Type Heat Exchanger
- Figure 4.17 Reflux Ratio vs Theoretical Number of Trays
- Figure 4.18 Heat Recovery of Distillate
- Figure 4.19 Steam Generation by Heat of Distillate
- Figure 4.20 Use of Distillate Heat to Reboiler
- Figure 4.21 Examples of Evaporators
- Figure 4.22 Classification of Evaporation Systems
- Figure 4.23 Distribution Diagram of Flash Dryer (Direct feed system)
- Figure 4.24 Distribution Diagram of Spray Drying
- Figure 4.25 External Fire Type Rotary Dryer
- Figure 4.26 Multiple-stage Disc Hot Air Dryer
- Figure 4.27 Hot Air Groove Type Agitation Dryer
- Figure 4.28 One Stage Continuous Flow Dryer
- Figure 4.29 Band Type Continuous Through-circulation Dryer
- Figure 4.30 Rotary Type Continuous Through-circulation Dryer
- Figure 4.31 Vertical Type Continuous Moving Bed Through-circulation Drying System

Figure 4.32 Box Batch Type Through-circulation Dryer
Figure 4.33 Distribution Diagram of Counter-current Tunnel Dryer
Figure 4.34 Vertical Nozzle Jet Dryer
Figure 4.35 Rotary Dryer with Steam Heating Tube
Figure 4.36 An Example of Spray Dryer
Figure 4.37 Configuration Examples of Spray Dryers
Figure 4.38 Refrigeration Cycle
Figure 4.39 P-i Diagram
Figure 4.40 P-i Diagram of Ammonia
Figure 4.41 P-i Diagram of R-22
Figure 4.42 Absorption Type Heat Pump
Figure 4.43 Dühring Chart for Heat Pump (Type 1)
Figure 4.44 Dühring Chart for Heat Pump (Type 2)
Figure 4.45 Specific Heat of Brine
Figure 4.46 Freezing Temperature and Specific Gravity of Brine
Figure 4.47 Heat Transfer Surface Staining and Condensation Temperature
Figure 4.48 Effect of Scale on Refrigerating Capacity
Figure 4.49 Effect of Scale on Evaporation Temperature
Figure 4.50 Various Furnace Types of Pipe-Still
Figure 4.51 Energy Conservation Measures for Pipe Steel
Figure 5.1 Process Flowchart of Sunflower Oil
Figure 5.2 Relation between Water Content and Acid Value
Figure 5.3 Cooker and Press
Figure 5.4 Flowchart of Extraction
Figure 5.5 Extractor
Figure 5.6 Desolventizer
Figure 5.7 Kestner Evaporator
Figure 5.8 Continuous Neutralization Process
Figure 5.9 Centrifugal Separator
Figure 5.10 Continuous Vacuum Decolorization Process
Figure 5.11 Filter Press
Figure 5.12 Leaf Filter
Figure 5.13 Batch Type Deodorization Process
Figure 5.14 Continuous Deodorization Process
Figure 5.15 Influence of Cooking Temperature
Figure 5.16 Influence of Water Content of Flake
Figure 6.1 Production Process

- Figure 6.2 Batch Type Cooking Instruments
- Figure 6.3 Continuous Type Cooking Instruments
- Figure 6.4 Heater
- Figure 6.5 Relative Reaction Velocity, Cooking Time or Temperature
- Figure 6.6 Relation of H-Factor, Pulp Yield and Lignin Content
- Figure 6.7 Continuous Washer
- Figure 6.8 Diffusion Washer
- Figure 6.9 Falling Film Type Evaporator
- Figure 6.9 Comparison with Forced Circulation Evaporator and Falling Film Evaporator
- Figure 6.10 Recovery Boiler
- Figure 6.11 Water Movement in Press Nip
- Figure 6.12 Chart for Characteristic Factors
- Figure 6.13 Nip Pressure and Width
- Figure 6.14 Nip Width and Rubber Hardness
- Figure 6.15 Crown and Nip Width
- Figure 6.16 Drying Curve of Paper
- Figure 6.17 The Relationship between Air Conditions and Drying Speed
- Figure 6.18 Leading Dryer
- Figure 6.19 Typical Third Group Drainage System (Blow Through System)
- Figure 6.20 Design of Open Hood
- Figure 6.21 Unit Steam Consumption Rate for Open Hood and Closed Hood
- Figure 6.22 An Example of "Closed Hood Ventilation System"
- Figure 6.23 Waste Heat Recovery Flow for Closed Hood Ventilation System and Control System
- Figure 7.1 Trend of Energy Consumption in Dyeing Industry
- Figure 7.2 Process Flowchart of Polyester Fiber
- Figure 7.3 Process Flowchart of Cotton Spinning
- Figure 7.4 Process Flowchart of Worsted Spinning
- Figure 7.5 Weaving Process
- Figure 7.6 Dyeing and Finishing Process (Short-Fiber Textiles)
- Figure 7.7 Continuous Dyeing Machine
- Figure 7.8 Batch Type Dyeing Machine
- Figure 7.9 Dyeing Process for Long-fiber Fabric (Example of Polyester)
- Figure 7.10 Worsted Finishing Process
- Figure 7.11 Check Points in First Step
- Figure 7.12 Characteristic Comparison of Capacity Adjustment
- Figure 7.13 Example of Energy Conservation Measures under Constant Process Conditions
(Power consumption for direct production: 520 kwh/400 lbs)

- Figure 7.14 Required Power per Bale
- Figure 7.15 Parcto's Diagram of Required Power (%)
- Figure 7.16 Items of Study for Energy Conservation in Individual Processes
- Figure 7.17 Finishing of Knit
- Figure 7.18 Agent Concentration Control
- Figure 7.19 Dyeing Waste Liquor Recovery Equipment
- Figure 7.20 Flow Sheet of Heat Pump System
- Figure 8.1 Manufacturing Process
- Figure 8.2 Outline Sketch for Middle-Size Tank Furnace (End Port Type)
- Figure 8.3 Share of Total Energy Consumption
- Figure 8.4 Share of Electricity Consumption
- Figure 8.5 Heat Balance Chart for Glass Melting Tank
- Figure 8.6 Baffle Block in the Port
- Figure 8.7 Heat Insulation of Melting Furnace Crown
- Figure 8.8 Heat Insulation of Working Hearth Crown
- Figure 8.9 Heat Insulation of Regenerator Crown
- Figure 8.10 Heat Insulation of Port Crown
- Figure 8.11 Heat Insulation of Regenerator Sidewalls (Upper Part)
- Figure 8.12 Heat Insulation of Melting Tank Block
- Figure 8.13 Heat Insulation of Working Hearth Tank Block
- Figure 8.14 Heat Insulation of Melting Tank Bottom
- Figure 8.15 Heat Insulation of Working Hearth Bottom
- Figure 8.16 Relationship between Height of Checker and Air Preheating Temperature
- Figure 8.17 Relationship between Amount of Exhaust Gas/Checker Volume and Sensible Heat of Exhaust Gas
- Figure 8.18 Consumption Rate for Cullet and Fuel Saving Rate
- Figure 9.1 Vertical Boiler (Multitubular type)
- Figure 9.2 Externally Fired Horizontal Smoke Tube Boiler
- Figure 9.3 Flue Smoke Tube Boiler
- Figure 9.4 Bending Water Tube Boiler
- Figure 9.5 Forced Circulation Boiler
- Figure 9.6 Schematic Flow Diagram of Benson Boiler
- Figure 9.7 Standard Range of Boiler Heat Balance
- Figure 9.8 Relation between Calorific Value (Low) and Specific Gravity of Petroleum Fuel
- Figure 9.9 Absolute Humidity of Air
- Figure 9.10 Heat Loss Chart (From ABMA chart in power test code of ASME)
- Figure 9.11 Correction Multiple of Temperature Difference and Air Velocity to Figure 9.10

Figure 9.12 An Example of Cogeneration System

Figure 9.13 Effect of Steam Accumulator

Figure 9.14 Operation Number Control

Figure 9.15 Boiler Efficiency Improvement by Operation Number Control

Figure 9.16 Energy Conservation Items of Boiler

Figure 9.17 Example of 20 T/H Boiler Heat Balance

Figure 9.18 Viscosity of Fuel Oil

Figure 9.19 Boiler Air Ratio Controller (1)

Figure 9.20 Boiler Air Ratio Controller (2)

Figure 9.21 Basic Combustion Control System

Figure 9.22 Block Diagram of Single Cross Limit Combustion Control System

Figure 9.23 Example of Fuel Loss due to Soot on Heating Surface

Figure 9.24 Example of Relation between Scale Thickness and Fuel Loss

Figure 9.26 Relation between Sulfur Content in Fuel and Conversion Ratio from SO_2 to SO_3

Figure 9.25 Relation between Sulfur Content in Fuel and SO_2 Content in Fuel Gas

Figure 9.27 Relation between SO_3 Concentration in Exhaust Gas and Dew Point Temperature

Figure 9.28 Fuel Saving Rate due to Air Preheating

Figure 9.29 Turbulator Insertion Effect

Figure 10.1 Relation between the Saturated Steam Pressure and the Saturated Temperature

Figure 10.2 Relation between the Saturated Steam Pressure and the Quantity of Heat

Figure 10.3 Yard Piping System Diagram

Figure 10.4 Plant Battery Limit Schematic Flow Diagram

Figure 10.5 Case of Cylindrical Insulator

Figure 10.6 Insulation Work of Valve

Figure 10.7 Insulation Work of Flange

Figure 10.8 Installation Work of Hanger

Figure 10.9 3" Piping

Figure 10.10 2" Piping

Figure 10.11 1" Piping

Figure 10.12 4" Piping

Figure 10.13 6" Piping

Figure 10.14 10" Piping

Figure 10.15 Float with Lever Type Trap

Figure 10.16 Free Float Type Trap

Figure 10.17 Open Bucket Type Trap

Figure 10.18 Inverted Bucket Type Trap

Figure 10.19 Free Ball Bucket Type Trap

Figure 10.20 Bimetal Type Trap (Strip Type)

Figure 10.21 Bellows Type Trap

Figure 10.22 Impulse Type Trap

Figure 10.23 Disc Type Trap

Figure 10.24 Good Example and Worse Example of Installation (1/4)

Figure 10.24 Good Example and Worse Example of Installation (2/4)

Figure 10.24 Good Example and Worse Example of Installation (3/4)

Figure 10.24 Good Example and Worse Example of Installation (4/4)

Figure 10.25 Ratio of Recoverable Heat (Enthalpy of condensate/enthalpy of saturated steam)

Figure 10.26 Direct Utilization to Feed Water Tank

Figure 10.27 Indirect Utilization through Heat Exchanger

Figure 10.28 Flash Steam Utilization

Figure 10.29 Recovery by Steam Trap Only

Figure 10.30 Recovery by Centrifugal Pump

Figure 10.31 Recovery by Condensate Recovery Pump

Figure 10.32 Example of Flash Steam Use in Air Heater

Figure 10.33 Chart of Flash Tank Diameter

Figure 10.34 Thermocompressor

Figure 10.35 Example of Thermocompressor Use for Stripping Tower

Figure 10.36 Silencer

Figure 13.37 Steam Blowing Angle from Nozzle

Figure 10.38 Steam Direct Blowing Heater

Figure 11.1 Reduction Effect of Distribution Loss

Figure 11.2 Reduction Effect of Transformer Loss

Figure 11.3 Connection Points of Capacitor

Figure 11.4 Capacitor Control System

Figure 11.5 Transformer Efficiency (Example)

Figure 11.6 Relation between Power Factor and Efficiency

Figure 11.7 Example of Efficiency of 50 Hz Transformer (1/2)

Figure 11.7 Example of Efficiency of 50 Hz Transformer (2/2)

Figure 11.8 Method to Use Two 50 kVA Transformer

Figure 11.9 Conversion of Flywheel Effect

Figure 11.10 Temperature Rise Curve of Motor

Figure 11.11 Example of Periodic Load

Figure 11.12 Example of Load Curve (1)

Figure 11.13 Example of Load Curve (2)

Figure 11.14 Comparative Example of Efficiency for Induction and DC Motor

- Figure 11.15 Comparative Example of Efficiency and Power Factor between Synchronous and Induction Motors
- Figure 11.16 Relation between Number of Pole, Efficiency and Power Factor of Induction Motors
- Figure 11.17 Optimum Output Range of Motor
- Figure 11.18 Efficiency Comparison of 3 Phase Squirrel Cage Type Induction Motor
- Figure 11.19 Efficiency Comparison of 3 Phase Squirrel Cage Type Induction Motor
- Figure 11.20 Loss Analysis Example of Standard 3 Phase Induction Motor
- Figure 11.21 Tendency of Loss against Applied Voltage
- Figure 11.22 Example of Efficiency during Voltage Fluctuation of Induction Motor
- Figure 11.23 Example of Power Factor during Voltage Fluctuation of Induction Motor
- Figure 11.24 Simple Equivalent Circuit of Induction Motor at Slip = 0
- Figure 11.25 Torque-speed Characteristics of V/f Constant Control
- Figure 11.26 Characteristics of 37 kW Air Compressor
- Figure 11.27 Compressed Air Pressure and Blow-off Air Amount from Nozzle
- Figure 11.28 Shape of Orifice and Value of Discharge Coefficient
- Figure 11.29 Pressure - Time Curve
- Figure 11.30 Characteristic Curve for Various Blowers
- Figure 11.31 Factors for Blower Electric Power Conservation
- Figure 11.32 Performance Curve during Parallel Operation
- Figure 11.33 Comparison of Blower Motor's Input
- Figure 11.34 Pump Shapes
- Figure 11.35 N_s and Impeller Shape
- Figure 11.36 Performance Curve of Pump
- Figure 11.37 Standard Efficiency of General Purpose Pumps
- Figure 11.38 Start Characteristics of Pumps
- Figure 11.39 λ Values by Colebrook
- Figure 11.40 Pump Performance and Resistance Curve
- Figure 11.41 Working on the Outside Diameter of Impeller
- Figure 11.42 Change of Performance by Working on Impeller Diameter
- Figure 11.43 Changes of Characteristics by Change of Rotational Speed
- Figure 11.44 Difference of Axial Power by Actual Head Power
- Figure 11.45 Change of Pump Performance by Rotating Speed
- Figure 11.46 Parallel Operation Characteristics of Pump
- Figure 11.47 Electric Power Conservation Flow of Pumps
- Figure 11.48 Lumen Maintenance Characteristic of Various Light Sources
- Figure 11.49 Lowered Lumen when Dirt Accumulated on Lamp and Lighting Equipment
- Figure 11.50 Configuration of Heat Pump System

Figure 11.51 Cooling Load Characteristics Curve
Figure 11.52 Heat-pump-type Local Air Conditioning System
Figure 11.53 Heat Flow Diagram Using a Heat Pump System
Figure 11.54 Heat Utilization Temperature Distribution by Sector
Figure 11.55 Comfort Zone
Figure 11.56 Composition Example of Large Scale Air Conditioning System (during cooling)
Figure 11.57 Type of Heat Load and Inflow Sections (cooling)
Figure 11.58 Example of Air Conditioning Load in Factory Office (during cooling)
Figure 11.59 Example of Office
Figure 11.60 Air Conditioning System when Return Air is Available
Figure 11.61 Energies Required for Temperature and Humidity Changes
Figure 12.1 Heat Conduction
Figure 12.2 Heat Conduction of a Multilayer Wall
Figure 12.3 Heat Conduction of a Cylindrical Wall
Figure 12.4 Heat Conduction of a Multilayer Cylindrical Wall
Figure 12.5 Heat Transfer by Convection
Figure 12.6 Overall Heat Transfer
Figure 12.7 Insulation Thickness and Yearly Expenses
Figure 12.8 Setting Screen for the Economical Insulation Calculation
Figure 12.9 Heat Unit Price and Economical Insulation Thickness

1. 資料の性格

1. 資料の性格

今後、ブルガリアの工場における省エネルギーを推進する上で必要な工場診断や工場技術者の教育を、産業省もしくは今後設立が予想される省エネルギーセンターが指導的立場に立って進めて行くことが期待される。これらの活動を進めるために、その職員がよりどころとして利用できるガイドラインを作成しておくことが必要になる。

この報告書に含めた資料はガイドラインを作成するにあたって、参考となるであろう技術的事項を、下記の点に留意してまとめたものである。

(1) 産業省または省エネルギーセンターの技術者が ① 診断指導用マニュアルとして、あるいは ② セミナのテキストとして、あるいは ③ 工場の合理化の進捗度の判断資料として、用いることができるものであること。

(2) 記述事項の水準は、大学卒業後 4～5 年程度の技術者で、当該業種の工場に従事していない者でも十分理解できる程度であること。

(3) 記述事項の範囲は、ブルガリア共和国の工業の現状に即したものとするため、今回の調査対象工場のプロセスに関する事項に限定し、基本的な事項、参考数値、省エネルギーのための手法や事例を記載すること。

産業省または省エネルギーセンターがこの報告書を参考にしてガイドラインを作成し、今後独自の工場診断等を通じて収集した情報を逐次追加して、充実を図ることを期待する。

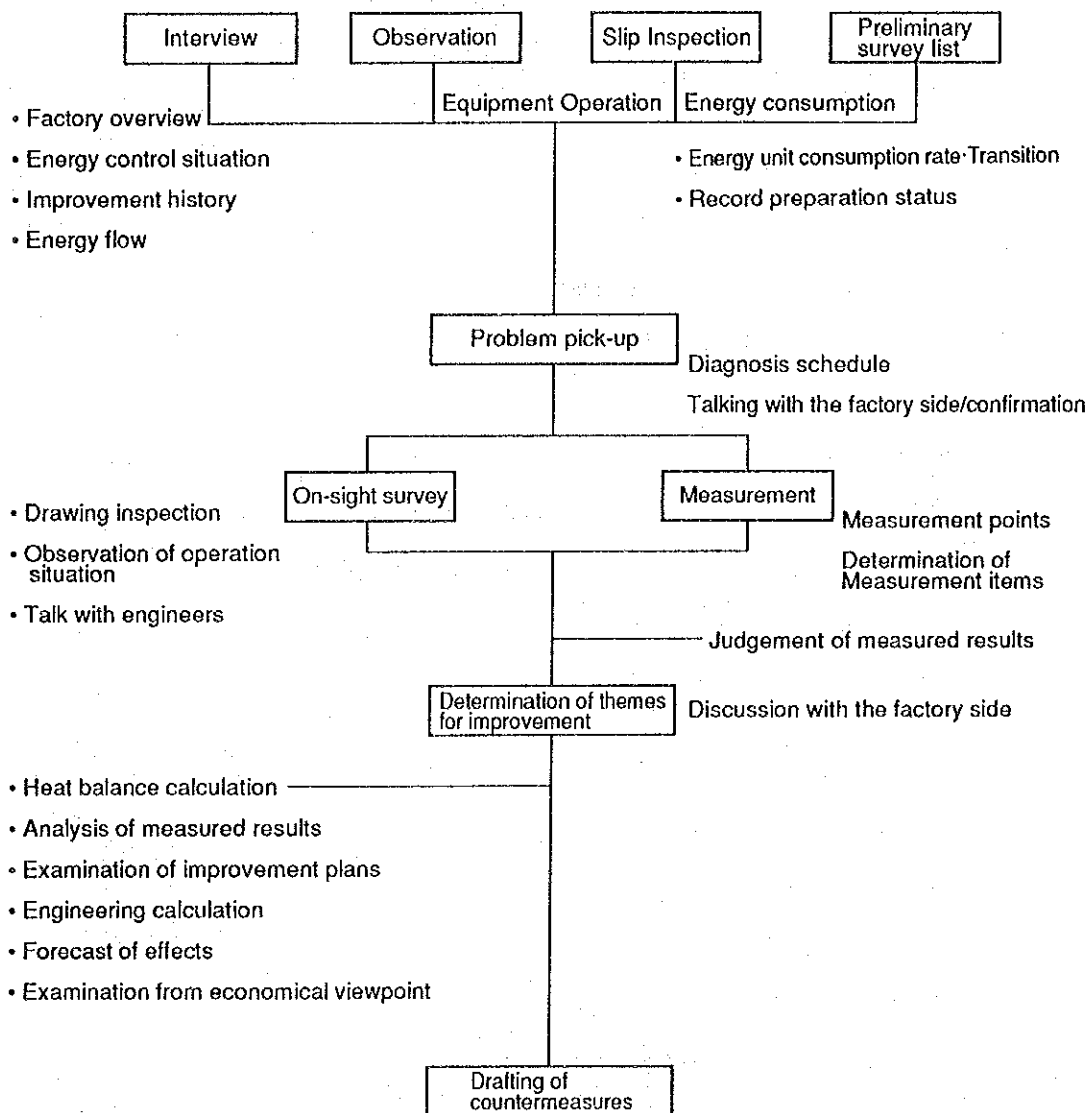
2. 診断の手順

2. 診断の手順

(1) 工場診断の手順

工場調査の一般的な手順を Figure 2.1 に示す。

Figure 2.1 Flowchart of Factory Survey



① 工場の概要把握

管理者の省エネルギーに対する理解と熱意、これまでの取り組み、工場側が問題と考えている点を把握する。

1. 工場概要（工場名、業種、資本金、従業員数、組織、沿革、業界におけるシェアと位置づけ等）
2. 過去5年間の主要製品の生産量推移
3. 過去5年間のエネルギー消費量推移
4. 主要製品の製造工程図
5. ボイラ等主要エネルギー消費設備の種類、能力、稼働状況
6. エネルギー流れ
7. 電気系統単線結線図、受電設備の状況
8. 工場配置図
9. 工場側が問題と考え調査を希望している点
10. 過去の省エネルギー対策実施項目
11. 今後の省エネルギー対策実施計画
12. 業界や当工場の景況ならびに省エネルギー対策の推進の阻害要因

② 診断計画の作成

- a. 工場側の説明を聞きながら工場の全般的な視察を行うとともに、予備調査表やエネルギー消費・生産記録の点検によって次の点の概要を把握する。

設備・操業上の問題点

診断の重点を置くべき箇所

工場の技術水準

設備の老朽度・保守の程度

稼働率の変動状況

エネルギー原単位水準及びその推移

- b. 診断計画を定める。

診断の重点を置く設備または工程

測定点、測定項目、測定時間

作業分担等

- c. 診断計画を工場側に説明して了解を求め、併せて以下の協力を依頼する。

生産計画との調整

試料採取または計測器挿入用測定孔の準備

電源準備

③ 診断計画に基づき測定・調査を実施する。

計測器の選定と配置

計測器への設定条件入力

適正なデータが得られているかどうかの監視

設備図面または実測による設備の詳細構造、寸法の調査

運転状態の観察による問題点把握

技術者からのヒヤリング

改善方策の経済効果を評価するのに必要な資料

(エネルギー価格、資金、コスト等)の調査

④ 測定結果の出揃った段階で、今後の解析作業を経て報告書において改善策を提案する項目を整理し、工場側に説明して項目を確定する。

⑤ 改善案の検討

チェックリスト記入のデータ、測定記録紙、データ記録フロッピー、図面等を基に、熱収支計算、伝熱計算、流体輸送動力計算等熱管理、電気管理解析を行い、改修または設備付加による省エネルギー改善方策を検討し、最も当該工場の実状に適した案を作成する。

これとともに、改善に要する概算コストと期待効果を算出し、これを基に共通の指標、手法を用いて各改善方策の経済評価を行い、その実行可能性、優先度を明らかにする。

また改善方策実施に伴い生ずる影響について検討し、実施上留意すべき点を示す。

(2) 診断の着眼点

日本においては工場の事業主が技術的、経済的に可能な範囲でエネルギーの使用の合理化を図るに当たって、判断の基準とすべき事項を通商産業省が公表している。

このなかでは省エネルギー技術を次の7つに分類し、主要な項目については遵守基準と目標水準を示している。

- I 燃料の燃焼の合理化
- II 加熱及び冷却並びに伝熱の合理化
- III 放射、伝導等による熱の損失の防止
- IV 廃熱の回収利用
- V 熱の動力等への変換の合理化
- VI 抵抗等による電気の損失の防止

Ⅶ 電気の動力、熱等への変換の合理化

従って、これは省エネルギー診断に際してもよりどころとなり得るものである。以下に、参考として日本の判断基準における遵守基準を以下に紹介する。

また、各項目別の合理化改善措置の例を列記する。

I 燃料の燃焼の合理化

Table 2.1 Standard Air Ratio of Boiler

Classification of evaporation	Solid fuel		Liquid fuel	Gas fuel	By-product gas
	Fixed bed	Fluidized bed			
Large-sized boiler for electric utilities	—	—	1.05 - 1.2	1.05 - 1.1	1.2
Other boilers					
30 t/h or more	1.3 - 1.45	1.2 - 1.45	1.1 - 1.25	1.1 - 1.2	1.2 - 1.3
10 to 30 t/h	1.3 - 1.45	1.2 - 1.45	1.2 - 1.3	1.2 - 1.3	—
5 to 10 t/h	—	—	1.3	1.3	—
< 10 t/h	—	—	1.3	1.3	—

Table 2.2 Standard Air Ratio of Industrial Furnace
(Except for solid fuel furnace or the furnace of below 500 Mcal/h)

Classification	Continuous type	Intermittent type
Metal casting melting furnace	1.30	1.40
Continuous billet heating furnace	1.25	
Other metal heating furnace	1.25	1.35
Metal heat treating furnace	1.25	1.3
Petroleum heating furnace	1.25	
Thermal cracking furnace and reforming furnace	1.25	
Cement baking furnace	1.30	
Lime baking furnace	1.30	1.35
Drying furnace (only the burner section)	1.30	1.50

I-1 バーナ選定

形式、容量、Turn Down Ratio

整備、Tip 摩耗

I-2 霧化改善

燃料温度、粘度

Atomize 空気、スチーム量

油 圧

分散剤、Emulsion

I-3 空気進入防止

炉圧制御

開口部減少、親子扉、シール強化

開放時間減少

I-4 空燃比制御改善

O₂ 制御、CO 制御

Cascade 制御

Cross Limit 制御

I-5 負荷安定

負荷配分改善、台数制御

Steam Accumulator

I-6 燃焼温度上昇

酸素富化燃焼

ガスアトマイズ

I-7 低温完全燃焼

流動床燃焼

触媒燃焼

II 加熱・冷却・伝熱の合理化

II-1 工業炉加熱

II-1-1 加熱温度適正化

作業標準設定

II-1-2 Heat Pattern 改善

温度分布、昇温速度

炉内ガス流れ

II-1-3 負荷適正化

炉床負荷

複数設備への負荷配分

負荷平準化

II-1-4 材料装入法改良

II-1-5 炉形状改善

II-1-6 炉体・搬送具の熱容量減少

軽量化

II-1-7 火炎輝度向上

II-1-8 直接加熱

直火式への改造

液中燃焼

直接通電

遠赤外線加熱

マイクロ波加熱

誘導加熱

誘電加熱

II-2	スチーム加熱	
II-2-1	スチーム圧の適正化	
II-2-2	空気抜き	
II-2-3	Direct Steam 吹き込み法改善	
II-3	伝熱	
II-3-1	伝熱抵抗の減少	伝熱面への Scale、Sludge、霜付着防 ボイラ水質管理、薬注、ブロー適正化 凝縮膜、霜の排除 掃除、Soot Blow、Filter 掃除
II-3-2	伝熱係数向上	気流高速化、噴流加熱、高速バーナ 流動伝熱 噴霧冷却
II-3-3	熱交換 System	最適化 基数増加
II-3-4	熱交換器	高熱伝導率材料採用 伝熱管形状 伝熱管配列 伝熱面拡大、Fin Plate Buffer Plate、乱流促進体
II-4	運転	
II-4-1	Start、Stop 時間適正化	惰力運転
II-4-2	負荷の減少	冷暖房温度、換気回数適正化 前工程での保有熱活用 工程待ち時間短縮 空炉時間短縮、Lot 集約 蒸留塔還流比適正化、装入抜出段選定
II-5	プロセス	
II-5-1	制御法改善	余裕代減少
II-5-2	自動化	

II-5-3	熱の多段階利用	多重効用缶、蒸気再圧縮 蒸留塔段数増加 Plant Integration 工場間エネルギー融通
II-5-4	分離方式の変更	機械分離 膜分離 吸着 抽出、超臨界抽出
II-5-5	Layout 変更	輸送距離短縮 交錯輸送回避 搬送距離短縮による空転時間短縮
II-5-6	反応条件緩和	触媒改良 薬品改良 Bio Reactor
II-5-7	製品規格変更	過剰品質防止 次工程での熱処理不要材
II-5-8	原料変更	Recycle
II-5-9	大型化	大電力化による時間短縮
II-5-10	連続化	
II-5-11	高速化	
II-5-12	工程省略	Hot Charge
II-5-13	高効率機器採用	

Ⅲ 放射・伝導等による熱の損失の防止

Table 2.3 Standard Outside Temperature of Furnace Wall
(except for the rotary furnace and the furnace with the capacity of
500 Mcal/h or less at the outer air temperature of 20°C)

Temperature inside the furnace	Temperature outside the furnace wall (unit: °C)		
	Ceiling	Side wall	Bottom in contact with the outer air
1,300 ≤	140	120	180
1,100 ~ 1,300	125	110	145
900 ~ 1,100	110	95	120
< 900	90	80	100

Ⅲ-1 漏洩防止

点検、早期修理

スチームトラップ選定、整備

回転部分、継手部分シール強化

Ⅲ-2 放熱部分の減少

配管経路の改善

不要配管の撤去

不使用配管の元弁閉止、盲入れ

Ⅲ-3 保温・断熱

フランジ・弁部等保温強化

低熱伝導率断熱材使用

外被の放射率低下

カバー・蓋取り付け

保温部の Maintenance

バッチ炉断熱材の軽量化 (かさ比重<1.3)

Ⅲ-4 炉内ガス流出、放射損失防止

開口部縮小、閉鎖、扉取り付け

扉開放時間短縮

Ⅲ-5 ボイラブロー量適正化

IV 廃熱の回収利用

Table 2.4 Standard Exhaust Gas Temperature for Boiler (unit: °C)
(Load factor: 100% at the outer temperature of 20°C)

Classification of evaporation	Solid fuel		Liquid fuel	Gas fuel	By-product gas
	Fixed bed	Fluidized bed			
Large-sized boiler for electric utilities	—	—	145	110	200
Other boilers					
30 t/h or more	200	200	200	170	200
10 to 30 t/h	250	200	200	170	—
5 to 10 t/h	—	—	220	200	—
< 10 t/h	—	—	250	220	—

Table 2.5 Standard Waste Heat Recovery Rate for Industrial Boiler

Gas temperature at furnace outlet (°C)	Waste heat recovery rate (%)		
	> 20Gcal/h	5-20Gcal/h	1-5Gcal/h
< 600	25	25	—
600 - 800	35	30	25
800 - 900	40	30	25
> 900	45	35	30

N-1 廃エネルギー

排ガス、排気
排水、排液
コンデンセート
高温固体（赤熱コークス）
機械的エネルギー（水落差）
排圧力（Blast Furnace、Flued Coker）
副生ガス（Steel Converter）
冷熱（Liquefied Natural Gas）
自然エネルギー（太陽光、熱、外気温）

N-2 利用先

材料・原料加熱
燃焼用空気、給気加熱
ボイラ給水予熱
燃料予熱（油）
スチーム発生
動力発生、発電
空調
地域熱供給
冷凍
魚養殖
温室加熱
融雪

N-3 手段

熱交換器、流動層
Heat Pipe
Heat Pump
熱媒体利用
廃熱ボイラ
減圧式回収ボイラ
タービン（有機溶媒、スチーム）
全熱交換器

V 熱の動力等への変換の合理化

V-1 Energy 効率向上

スチーム条件向上
Combined System
Cogeneration

V-2 発電所運転合理化

スチーム減圧時の動力回収
Turbine、Nozzle 形状改善
復水器真空管理（掃除、水温、漏洩）
発電所運用
変圧運転
補機台数制御、回転数制御
背圧、抽気条件最適化
Peak Shift(深夜、休日電力利用、蓄熱)

V-3 直接発電

燃料電池

V-4 機関効率向上

V-5 スチームエジェクタ合理化

段数、スチーム圧適正化

真空ポンプへの転換

VI 抵抗等による電気の損失の防止

M-1 送電

M-1-1 高圧化

M-1-2 低温化

M-1-3 直流化

M-2 配線

M-2-1 配線長最小化

受変電設備、負荷の配置改善

配線経路改善

M-2-2 配線方式改善

M-2-3 配線径の選定

M-2-4 三相不平衡改善

M-3 変圧器

M-3-1 適正容量

M-3-2 負荷配分、稼働台数調整

M-3-3 結線法

M-3-4 不使用時切り放し

M-4 電気使用機器

接触抵抗減少

M-5 力率改善

進相コンデンサ設置、負荷連動 ON-OFF

機器の負荷率適正化

同期発電機活用

M-6 運転

M-6-1 最大電力抑制

負荷平準化

Demand Control

VI-6-2 回路電圧適正化

VI-7 低損失機器採用

超電導

VII 電気の動力、熱等への変換の合理化

VII-1 電動機

高効率型採用

適正容量

VII-2 動力伝達

伝導装置改善

潤滑管理

ベルト（材質、弛度調整）

VII-3 運 転

空転防止、間欠運転

適正電圧維持

Electric Precipitator 荷電間欠化

VII-4 流体輸送

VII-4-1 負荷軽減

流量低下（漏洩防止）

配管抵抗減少（配管経路合理化、掃除）

吸引温度低下

輸送方式変更

高効率機器、インペラ、可変翼

VII-4-2 機器容量適正化

インペラカット

VII-4-3 制 御

回転数制御（VVVF、クラッチ、極数変換

台数制御

VII-5 エネルギー回収

回生制動

VII-6 電気加熱

VII-6-1 負荷低減

Hot Charge

炉装入法、入力法改善

接触抵抗減

VII-6-2 高効率機器

周波数変換機効率化

直接加熱（直接通電、誘導加熱、誘電加熱、

マイクロ波加熱、プラズマ加熱）

VI-6-3 燃焼加熱方式との比較

VI-7 空 調

負荷減少

建物形状、構造、方角、周囲環境

外気侵入防止（自動扉、カーテン）

換気量、回数適正化

断 熱

発熱体分離、照明熱隔離

局所冷暖房

Zoning（場所別空調条件変更）

遠赤外線暖房

VI-7-1 送 気

Filter 掃除

ダクト抵抗減少

ファン回転数制御

加湿ノズル大型化

VI-7-2 制御改善

戻り水温度調節

VI-7-3 運転管理

冷水塔水質管理

熱交換器掃除

VI-8 照 明

VI-8-1 適正照度

VI-8-2 室内内装

壁の色

VI-8-3 器具配置改善

VI-8-4 昼光利用

VI-8-5 不要灯消灯励行

VI-8-6 照明制御

VI-8-7 器具清掃

VI-8-8 ランプの適時交換

VI-8-9 高効率機器採用

ランプ、安定器

VI-9 電気化学

VI-9-1 接触抵抗減少

VI-9-2 電圧引き下げ

過電圧引き下げ、電極改善

VI-9-3 操業条件調節

浴温、濃度、電極間距離

3. エネルギー管理

3. エネルギー管理

ブルガリアにおいては市場経済体制への移行に伴い、国営企業の民営化を進めており、各企業は製品品質、価格面でこれまで以上に国際競争力を強化することが求められる。エネルギー消費のみでなく、生産性、品質などすべてに共通であるが、これらの効率・水準向上を図ろうとすれば、まず第1には、目的に応じて適切でかつ良く整備された設備を用い、それを正しく取り扱うことが必要である。設備故障を減らし、製品歩留を上げることが、省エネルギーにとっても最も効果的なことである。

また第2には、常に現在の設備、操業方法に改善の余地がないかを考え、調査や工場実験を繰り返して、より高い水準を追及していく姿勢が求められる。

これらを達成するには、工場幹部のみでなく技術者はもとより、現場の第一線運転者に至るまで全従業員が心を合わせて努力する必要がある。従って、工場の従業員全体の心がまえや意欲が工場の成績を左右するといっても過言ではなく、それを引き出すような工場管理の進め方が極めて大きな意義を持っている。「エネルギー管理とは、省エネルギーを達成するための組織的な努力である」と定義される。

(1) 経営方針の明確化

エネルギー情勢に対する認識の深まりや工場の収益改善への要求から、工場の経営者や管理者の省エネルギーに対する関心は高まってきている。これを、単に経営者の願望にのみ止めず、全社的な活動としてスタートさせるためには、全従業員に対して、会社の方針として真剣に取り組むというトップの意思を明確に示さなければならない。人は明確な目標が示されなければ、具体的な行動には移そうとはしないものである。いつまでに、製品t当たりのエネルギー消費量を何%減らすという定量的な目標を示すとともに、年間の投資額の上限や、投資回収年限等の制限事項も明らかにする。このように、トップが進むべき方向を明確に示すことによって、従業員は、自分がトップの望む方向の仕事をしているという確信を持つことができる。また、全員の気持が一つの方向を向いているため、相互の協力関係も円滑になる。

トップの目標は工場全体の包括的なものとして示されるから、各部門ではトップの目標を達成するために自分の責任範囲で対策をとりうる事項について、より具体的な、より細分化された目標を設定してその達成に努力するようにする。この目標は身近で、理解されやすい形で示されるため、末端従業員まで徹底し、協力を求めることが容易になる。

このような、各部門毎にブレイクダウンされた目標を設定するに当たっては、後述する委員

会等において、全体目標の達成に整合するものであるかどうかを検討する。

また、それぞれがより高い水準の目標を設定して挑戦するよう、よい意味での各部門間の競争意識を盛り上げるようにすることも大切である。

(2) 推進のための組織整備

省エネルギーのように、いろいろな階層の多数の人が参加する運動においては、その核となって、全体の進行を図る役目をする人が必要である。工場の規模が小さいときは個人でよいが、大規模工場ではそのための職制を設ける場合もある。

いずれにしても、この部署は工場長のスタッフとして、常に省エネルギーの進展状況に注意し、遅れがある場合は、その原因を調べて促進を図る役目を持つ。

具体的には、エネルギー消費実績の把握、計画との対比、改善案件の募集とチェック、改善予算の配分、改善工事の進行管理と実績評価、教育計画の立案、委員会のための準備などの業務を行う。

委員会は製造、販売、原料購入、設備整備、経理等、各部門の間での意思の疎通を図り、円滑に対策が実施されるよう調整を図るのに有効である。この場では、実施しようとする省エネルギー対策が各部門に与える影響を検討し、工場全体として収益を損なわないことの確認がなされなければならない。

委員会の長には、生産に責任と権限のある工場長又はそれに次ぐ人が就任することが大切で、そうでないと何事も決定できないし、実行もできないことになる。

ある省エネルギー対策が、仮に優れたアイデアに基づくものであっても、運転員が十分その意味を理解し、現実の作業に活用するのではなければ成果につながらない。このような場合、品質管理に効果のあるQCサークル（小集団活動）を省エネルギーにも活用して、効果を挙げている例が多い。QCサークルは、職場における人間関係を改善し、本質的に人間に備わっている自主性を活かし、積極的に働らく喜びを与えるものである。しかし、QCサークル活動が作業者にとっても良いものであり、必要なものであるという認識が得られるまでは、教育やインセンティブ等、活動をやりやすくする条件の整備を行う必要がある。エネルギー消費機器に常に接触し、操業条件の変化によって現れる現象を最も敏感に把握できるのは第1線の運転員である。その人の持つ情報を活用し、改善のアイデアを引き出すことができれば省エネルギーに対して極めて有効である。

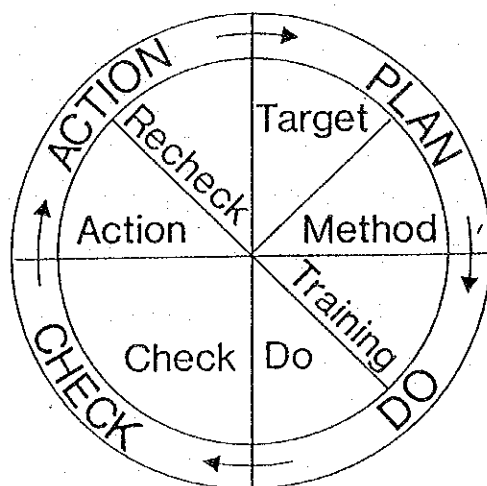
(3) 科学的・組織的な活動

省エネルギーを進めるには、エネルギー消費の実態を正確に把握することが欠くべからざ

る条件である。生産量に対する原単位の変化、装置による差、製品品種別の差、原料による差等のデータがなければ、どこを攻めるかの計画を立てることができない。換言すれば、工場のデータの中にこそ、改善のためのヒントが無数に潜んでいるといっても過言ではない。問題意識を持ってデータを調べれば、改善の種を見付けることができるものである。従って、必要個所には計量器を設置し、その読みを記録し、定期的に整理して情報を読みとるようにする。この際、数理統計学による処理を行い、意味のある差かどうかを見誤らないよう注意しなければならない。

改善計画を実行に移した場合は、必ず結果をフォローしなければならない。デミング博士の提唱するPDCAのサークルに従って、業務の質を高める努力がなされるべきである。PDCAのサークルとは、Figure 3-1のように、ある改善テーマについて、方法を決めるPlan、そのやり方を訓練し、実施させるDo、実施した結果を確認するCheck、その結果を評価して満足できる結果であれば標準化し、問題が残れば修正処置をとるActionから成るサークルであり、1つのステップが完了すれば、更にもう一段上の目標に向かってPDCAを回し始めるという仕事の進め方である。この方法は省エネルギーにのみ限らず、あらゆる面での仕事の質を高めるのに役立つ手法である。

Figure 3.1 PDCA Circle



Planの段階でのテーマの選定では、最初は改善すべき点も目につきやすいので、改善提案制度を積極的に活用すべきである。提案は個人、職場、QCサークル、スタッフのいずれが出してもよいようにし、出された提案は放置せず、速やかに委員会等で審査し、場合によって

は一部アドバイスによって修正させるなどして出来るだけ取り上げるようにし、提案したことに対しては褒美を与え、さらに、実行して成果の上った場合はそれに対する表彰を行うようにし、省エネルギーに対する参加意識を高める。採用できない案の提案者に対しては、その理由を説明し指導を行う。

Doの段階では、改善の目的および改善計画の考え方を末端までよく説明し、その方向に向かって努力するよう協力を求める。作業中の細かい異常についても報告させるようにし、キメ細かい調整ができるようにしておかないと失敗する恐れがある。

Checkは定期的に行い、委員会、上司に報告するとともに、作業者にも結果を知らせ、関心を深めさせる。この際、評価基準を最初から明確にしておくことが大切で、途中で軽々しく変更することは好ましくない。

Actionでは、改善案を実行した結果、成果が期待できる場合は作業標準に定めて歯止めをかけるとともに、必要な設備対策を施す。このことは、定常運転では運転者に余分な負担をかけないようにする処置で、改善活動を永続きさせるための必要条件である。

以上の結果、継続的に相当な成果を挙げることができた場合は、その過程をまとめて発表し、他の参考とするとともに関係者を表彰して、次の活動の動機付けを図る。

(4) 教育、情報の提供

従業員が協力しようという意欲を持っていても、どうすればよいかの知識がないと改善は進み難い。問題点を指摘するのみでなく、改善策も提案できるようになれば一層参加意識も高まる。

そのためには企業内教育が大切で、研修会、手引書配付などの方法がとられる。スタッフを外部研修に出しても、そこで得られた知識がそのスタッフのみに止まり、他のスタッフや一般運転員にまで普及しないと効果は半減する。外部研修を受けた者が、社内研修会の講師となり伝達講習を行うようにすれば、全般の水準が向上するとともに、当人の知識も確実なものとすることができる。

同業他社、あるいは原料供給者や製品販売先との情報交換を活発にすることも、改善活動のキッカケを与えるのに役立つ。企業間で競争し合うことは当然必要なことであるが、ある範囲までの技術情報をギブ・アンド・テイクで交換し合うことは、業界全体としてのレベルアップにつながり、国際競争力を強め、結果的に相互の利益につながることになる。例えば、原単位実績を公表することは競争の動機づけにも役立つ。

また、公的機関、コンサルタントあるいは大学教授などから助言を得たり、診断を受けることも、異なる視点からの問題発掘が期待できる。

4. 化学工業の省エネルギー

4. 化学工業の省エネルギー

4.1 化学工業におけるエネルギー使用の特徴

化学工業は、生産の主要な過程で原料の加工に質的变化、すなわち化学反応が利用される工業である。更に、原料の前処理や生成物の分離、精製などを目的とする物理的・化学的処理工程が加わって、一つの生産設備が完成する工業で、装置産業と言われるものの一つである。

化学プラント内のそれぞれの装置の操作は、一般に常温付近で行われるものは少ないので、原料や中間物などの加熱・冷却を伴う工程が極めて多く、従って、エネルギーの消費も少なくない。それぞれの操作の効率が最良となる最適温度・圧力・濃度などを選定し、かつ加熱冷却に際しての顕熱・潜熱や排熱をできる限り回収して有効に利用することが、エネルギーの使用の合理化につながるのである。

エチレン製造プラントを例にとると、素原料であるナフサを800～850℃の温度で分解して製造されるもので、エチレン1 t当たり 6×10^6 kcalという多量の熱エネルギーが必要である。そこで、省エネルギーに努めているエチレンプラントの例をとると、分解炉の燃料には自製する分解ガスと分解重油を使用し、分解炉から出る高温ガスは、急冷工程で複数の排熱ボイラに熱を加えて、温度・圧力がそれぞれ異なる蒸気が回収されるようになっている。この回収蒸気はそれぞれの温度・圧力に応じて動力用、反应用、加熱用に区分して利用される。この結果、分解炉への入熱は分解反応に17%使われた後に68%回収され、冷却損失と煙突からの排出量は15%にすぎない。

化学工業は製品により、また、使用される素原料によって生産プロセス及びエネルギーの使用はそれぞれ特有であるため、化学工業における省エネルギーを画一的に論ずることは難しい。

しかしながら、プロセスの中において、いわゆる単位操作を行う単位装置には、プロセスの相違にかかわらず類似のものが使用されている場合が多く、エネルギー使用の面においても共通する点が多い。ここでは、化学工業において使用されているいくつかの代表的な単位装置を選び出して論ずることとする。

なお、噴霧乾燥装置についてはやや詳しく記載する。

4.2 熱エネルギー使用の合理化

4.2.1 燃焼装置

(1) 燃料

A) 気体燃料

工業的に使用される代表的なものは天然ガスであり、一般にメタンが主成分をなし(88~99%)、発熱量は8,000~11,000kcal/Nm³である。

B) 固体燃料

工業的に最も多く使用されるものはリグナイトと石炭であり、発熱量は前者が1,500~4,500kcal/kg、後者が4,500~7,500kcal/kgであり、性状、成分は産地による差異が大きい。

C) 液体燃料

石油系が一般であり、ディーゼル油、フェューエル油(A、B、C)、ケロシンが代表的な燃料である。フェューエル油は硫黄を含有しているため、燃焼ガス中に通常0.1~0.25%のSO₂を含み、更に、その中の1~5%はSO₃に転化しているため腐食の原因となる。

D) 発熱量

a. 固体及び液体燃料

燃料1kg中の炭素、水素、硫黄、酸素、水分、窒素の含有量をそれぞれc、h、s、o、w(kg)で表わすと、

$$\text{総発熱量 } H_h = 8,100c + 34,500(h - o/8) + 2,500s \quad \text{kcal/kg}$$

$$\text{真発熱量 } H_\ell = H_h - 600(9h + w) \quad \text{kcal/kg}$$

b. 気体燃料の発熱量

燃料1Nm³中の可燃成分を例えばCH₄を、ch₄、H₂をh₂(Nm³)etcで表すと、

$$\begin{aligned} \text{総発熱量 } H_h &= 3,055 \cdot c_o + 3,036 \cdot h_2 + 9,498 \cdot ch_4 + 14,982 \cdot c_2h_2 \\ &+ 35,702 \cdot c_6h_6 \quad \text{kcal/Nm}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{真発熱量 } H_\ell &= H_h - 600 \left(\frac{8}{22.4} \right) (h_2 + 2ch_4 + 2c_2h_4 + c_2h_2 \\ &+ 3c_6h_6) \text{kcal/Nm}^3 \end{aligned}$$

E) 空気比と燃焼ガス量

燃焼に使用された実際の空気量A_aと、理論空気量A_oの比(A_a/A_o)を空気比(m)といい、燃料中の窒素分を無視すると

$$m = \frac{21 (N_2)}{21 (N_2) - 79 [(O_2) - 0.5 (CO)]}$$

で表される。ここで (CO)、(O₂)、(N₂) は乾燃焼ガス中の CO、O₂、N₂ の Vol% を表す。

固体、液体、気体燃料の各空気比に対する発熱量と燃焼ガス量の関係を Figure 4.1 ~ Figure 4.3 に示す。

Figure 4.1 Relation between Low Calorific Value of Solid Fuel and Combustion Gas Amount, and Theoretical Air Amount

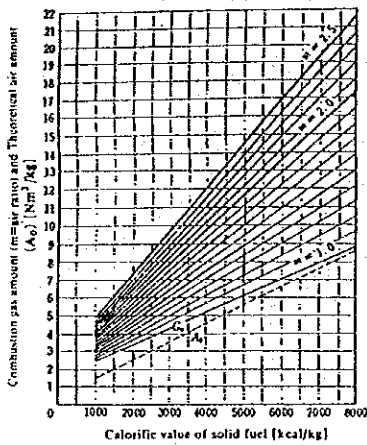


Figure 4.2 Relation between Low Calorific Value of Liquid Fuel and Combustion Gas Amount, and Theoretical Air Amount

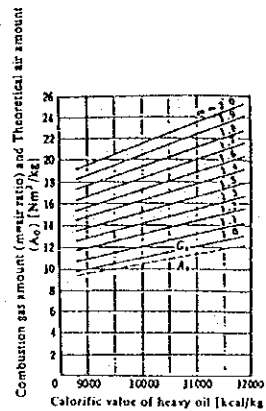
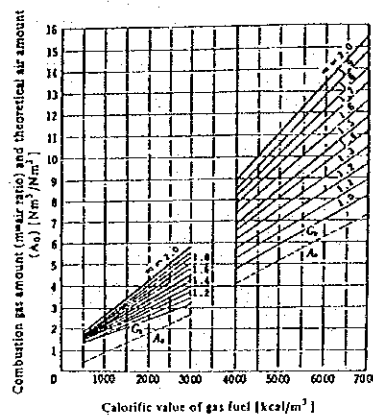


Figure 4.3 Relation between Low Calorific Value of Gas Fuel and Combustion Gas Amount, and Theoretical Air Amount



(2) 熱収支と熱効率

熱収支は燃焼装置に供給される熱量とその使用状況を調べ、入熱と出熱の関係を明らかにし、エネルギー使用の合理化の程度を判断する重要な指針とするために作られるものである。

熱収支計算は、

- ① 使用燃料の諸性状
- ② 燃料の使用量
- ③ 空気温度
- ④ 燃焼生成物の組成
- ⑤ 煙道ガスの温度
- ⑥ 被熱物の量及び温度
- ⑦ 未燃物の量及び組成
- ⑧ 被熱物の化学変化の有無

などをもとにして、次の計算を行う。

・入 熱

燃料の保有する熱量 $(Q \times F) + (F \times C_{pf} \times \Delta t)$

空気の顕熱 $V \times C_{pv} \times \Delta t$

被熱物の持ち込む熱量 $M \times C_{pm} \times \Delta t$

化学変化による入熱 $H \times M$

・出 熱

被熱物の持ち出す熱量 $M \times C_{pm} \times \Delta t$

燃焼排ガスの持ち出す熱量 $(E \times C_{pe} \times \Delta t) + (S \times C_{ps} \times \Delta t)$

+ 600S (高発熱量基準のとき)

不完全燃焼による損失熱量 $(E \times \frac{CO}{100} \times 3,050 \times F) + (8,100 \times (\text{ススの量}))$

燃えがら中の未燃分による損失熱 $F \times 8,100 \times \frac{an}{1-n}$

放射、伝導などによる損失熱 $\Sigma (hc + hr) (\Delta t) (A)$

hc については後出の「伝熱の基礎計算」の項を参照のこと。

$hr = 4.88 [(T_o/100)^4 - (T_a/100)^4] \times \epsilon / \Delta t$ 又は

$$\frac{\lambda (T_i - T_o)}{\ell} \cdot A$$

燃焼装置は、熱収支を明らかにすることにより、与えられた熱量が目的とする加熱にどれくらい使用され、どれくらい損失になっているかを知ることができる。与えられた全熱量に対して、どれくらい有効に使用されているかを表わすのが熱効率であって、全入熱量を基準とするのが全入熱量基準総括熱効率であり、燃料発熱量を基準とするのが燃料発熱量基準総

括熱効率である。熱効率は、いかなる項目を有効熱量とするかによって変わってくるので、燃焼装置毎に有効熱量を定義しておく必要がある。

(記号)

F : 燃料消費量 [kg/h]

Q : 燃料発熱量 [kcal/kg]

H : 反応熱 [kcal/kg]

M : 被熱物量 (入) [kg/h]

W : 被熱物量 (出) [kg/h]

E : 乾き排ガス量 [m³/h]

S : 排ガス中の水蒸気量 [kg/h]

A : 放熱面積 [m²]

V : 空気量 [m³/h]

T_i、T_o、T_a : 炉内温度、炉外壁温度、外気温度 [K]

Δt : 外気温度との温度差 [°C]

ℓ : 炉壁の厚さ [m]

C_p : 定圧比熱で、添字 f、v、m、w、e、s は、それぞれ燃料、空気、被熱物 (入)、被熱物 (出)、乾き排ガス、排ガス中の蒸気についての値。

(CO) : 排ガス中の CO の Vol %

h_r : 輻射伝熱係数 [kcal/m²h°C]

h_c : 対流伝熱係数 [kcal/m²h°C]

λ : 炉壁材の熱伝導率 [kcal/mh°C]

a : 燃料 1 kg 中の灰量 [kg]

n : 燃えがら 1 kg 中の炭素量 [kg]

ε : 壁面の放射率

(3) 燃焼装置における熱エネルギー使用の合理化

A) 空気比の低減

装置の熱収支において燃焼排ガスの持ち出す熱量は、(2)項で述べたとおり排ガス量による影響が大きく、排ガス量は空気比に直接関係する。排ガスによる熱損失は、Figure 4.4 及び Figure 4.5 に示すように、空気比の増加とともに直線的に増加するので、空気比は小さいほど熱損失が少なくなるはずであるが、実際は1.1よりも小さくなると不完全燃焼による損失が生ずるので、熱効率の最大値は空気比が 1.02~1.10 の間に存在する (Figure 4.5 参照)。

Figure 4.4 Relation between Air Ratio and Waste Gas Loss

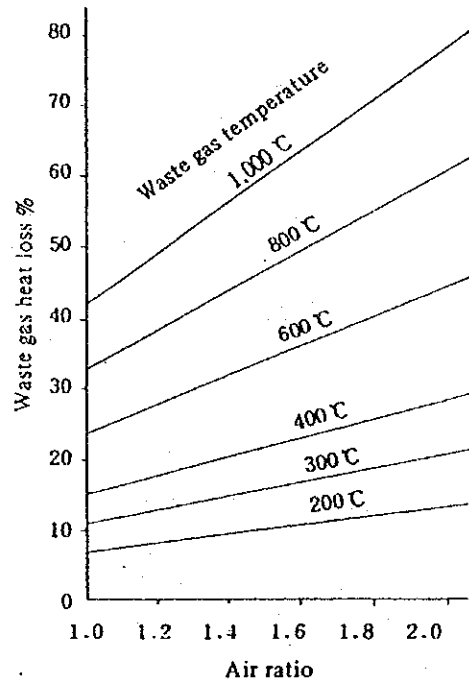
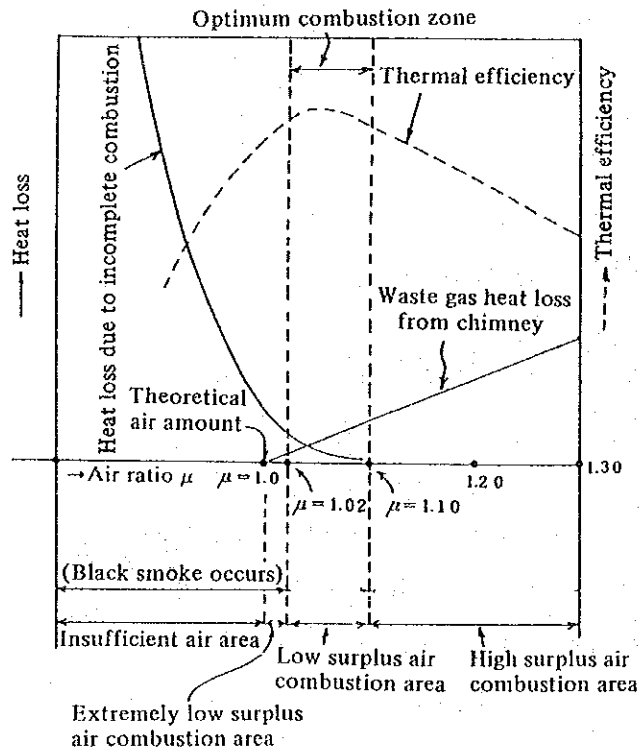


Figure 4.5 Relation between Air Ratio and Thermal Efficiency



しかしながら、一般の燃焼装置では通常負荷の変動があり、その際に低空気比で燃焼していると不完全燃焼により、しばしば黒煙で発生することになる。そのため、実際の装置では余裕をとって1.3前後の空気比で運転されている (Table 4.1)。ところで最近、空気と燃料の流量をそれぞれ直接計測して、負荷変動時においても、必ず所定の空気比が維持されるコンピュータによるクロスリミット方式のコントロールが行われ、常時空気比を1.02~1.10に保つことが可能となり大きな省エネルギー効果が上げられている。

Table 4.1 Standard Air Ratio

Classification	Standard air ratio
Melting furnace for metal casting	1.30
Continuous billet furnace	1.25
Continuous heat treating furnace	1.25
Petroleum heating furnace	1.25
Thermal decomposition furnace and reforming furnace	1.25
Cement kiln	1.3
Alumina kiln and lime kiln	1.3
Continuous glass melting furnace	1.3

B) 排熱の回収

空気比が1.2の場合であっても、炉出口の排ガス温度が1,000℃であると排ガス損失は50%近くとなり、燃焼装置の省エネルギーは排ガス保有熱の回収にかかっている。

a. 原材料の予熱

通常、原材料は常温で装入される場合が多いので、材料装入場所に予熱室を設け排ガスを導入して、原材料を加熱する。セメント製造プラントのサスペンション・プレヒータ方式はこの方法の好例である (Figure 4.6 参照)。

b. 燃焼用空気の子熱

熱交換器を用いて燃焼用空気の温度を上げれば、熱収支計算式より明らかなように、燃料使用量は減少する。1例として、空気比1.3倍の場合の空気予熱温度と燃料節約率を Figure 4.7 に示す。ただここで注意すべきことは、燃料に含まれる硫黄による腐食である。硫黄は排ガスの中でSO₂の形となっており、この一部はSO₃に転換される。SO₃は更に燃焼ガス中の水蒸気と化合して硫酸蒸気となり、これが低温部で露点に達して液化し、熱交換器を腐食する。露点温度は理論的解明が難しく、経験的に求められてお

り、重油燃焼の場合は一般的に 110~160℃といわれている（後出のボイラの項参照）。

Figure 4.6 New Suspension Preheater System Cement Plant

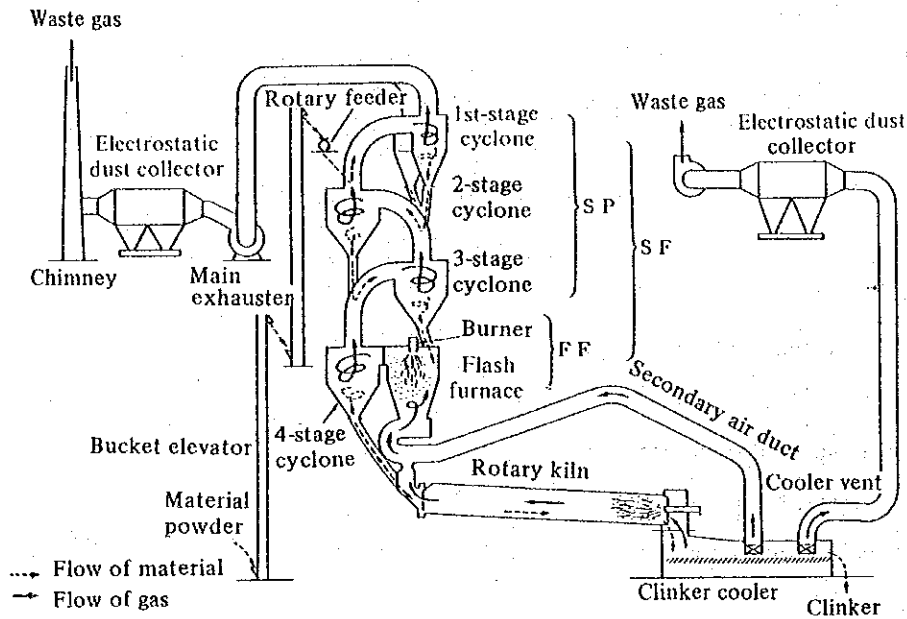
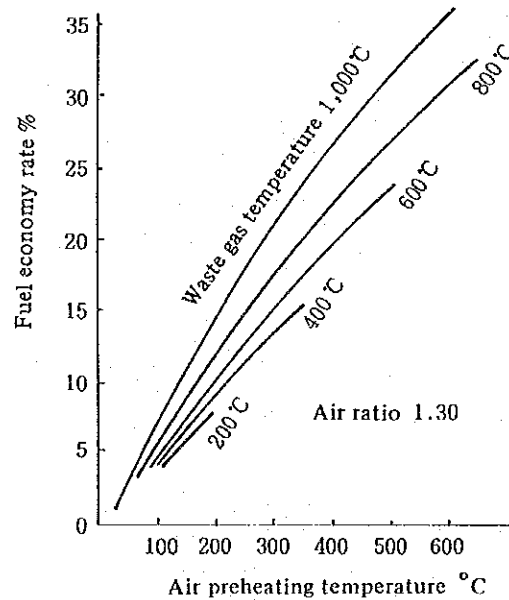


Figure 4.7 Fuel Economy due to Air Preheating



c. その他の加熱源としての利用

排ガスの顕熱が他の装置のための加熱源として、熱量、温度範囲などが適合しており、かつ場所が近接していれば利用を考えるべきである。また、工場内で蒸気の需要があれば、排熱ボイラを設置して蒸気発生用に排ガス顕熱の利用を考えるのがよい。

C) 被熱物の顕熱利用

燃焼装置から出る被熱物は、そのままでは温度が高く、次工程で引き続いて処理される場合は別として、一般には常温まで冷却されたり、あるいは副反応の防止のため急冷されることが多い。

このような場合には、被熱物の顕熱を回収して有効に利用すべきである。セメント製造プラントにおけるクリンカ冷却空気の燃焼用1次空気としての利用や (Figure 4.6参照)、エチレンプラントにおける分解炉出口ガスの急冷用排熱ボイラなどが好例である。

4.2.2 伝熱装置

(I) 伝熱の基礎計算

物体間に温度差のある場合に熱の移動 (熱伝達) が起こるが、その機構は次の三つに分類される。

- 伝導伝熱
- 対流伝熱
- 放射伝熱

実際の熱伝達には、これらの三つの複数の組み合わせの機構によって行われるので計算を厳密に行うと、極めて複雑になるが、近似又は現象の単純化によって計算を簡略化できる場合が多い。以下、それぞれの機構による計算式について説明する。

A) 伝導伝熱

各部の温度が時間によって変化のない、つまり定常状態の場合について述べる。

a. 平面の場合

n枚の平板が重ね合っているとき、これらを通って伝わる熱量Qは、

$$Q = A_0 \cdot \Delta t / \sum_{j=1}^n (\ell_j / \lambda_j) \quad (\text{kcal/h})$$

ここで、 A_0 : 伝熱の方向に直角な面の面積 (m²)

Δt : 低温～高温部の温度差 (°C)

ℓ : 板の厚さ (m)

λ : 板の熱伝導度 (kcal/mh°C)

$\sum (\ell_j / \lambda_j) = R$ とおき、Rを熱抵抗といふことがある。

b. 円筒面の場合

平面の場合と同じ記号を使って、

$$Q = 2\pi \cdot \Delta t \cdot L / \sum_{j=1}^n \left[\frac{1}{\lambda_j} \cdot \ell \ln(r_{j+1}/r_j) \right] \quad (\text{kcal/h})$$

ここで、L : 円筒の長さ (m)

r_j, r_{j+1} : 第 j 層 (内側から) の板の内径と外径 (m)

B) 対流伝熱

流体の仕様、流動条件、物体の形状、流体の相変化の様相などの諸条件が関係し、それぞれ個別に理論式や実験式が作られている。

a. 流体が空気で自然対流の場合の平均伝熱係数 a_m

i) 平板の場合

下面からの放熱

$$a_m = 1.13 (\Delta t / \ell)^{1/4} \quad (\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C})$$

$$3 \times 10^5 < Gr \cdot Pr < 3 \times 10^{10}$$

注) Table 4.2 参照

ここで、 Δt : 温度差 ($^\circ\text{C}$)

ℓ : 平面の代表長 (m)

Gr : Grashof number

Pr : Prandtl number

上面からの放熱

$$a_m = 2.27 (\Delta t / \ell)^{1/4} \quad (\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}) \quad 10^5 < Gr \cdot Pr < 2 \times 10^7$$

$$a_m = 0.831 (\Delta t)^{1/3} \quad (\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}) \quad 2 \times 10^7 < Gr \cdot Pr < 3 \times 10^{10}$$

垂直面からの放熱

$$a_m = 1.22 (\Delta t / H)^{1/4} \quad (\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}) \quad 10^4 < Gr \cdot Pr < 10^9$$

$$a_m = 1.13 (\Delta t)^{1/3} \quad (\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}) \quad 10^9 < Gr \cdot Pr < 10^{12}$$

ここで、 H : 垂直面の高さ

この他に、さらに簡略な次の値も用いられる。

下 面

$$a_m = 1.5 \Delta t^{1/4}$$

上 面

$$a_m = 2.8 \Delta t^{1/4}$$

垂直面

$$a_m = 2.2 \Delta t^{1/4}$$

ii) 水平管の場合

$$a_m = 1.14 (\Delta t / D)^{1/4} \quad (\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}) \quad 10^4 < Gr \cdot Pr < 10^9$$

$$a_m = 1.07 (\Delta t)^{1/3} \quad (\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}) \quad 10^9 < Gr \cdot Pr < 10^{12}$$

$$a_m = 0.4 (\lambda/D) \quad (D \text{ が小さいとき}) \quad (\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}) \quad \text{Gr} \cdot \text{Pr} < 10^{-5}$$

ここで、D：管の外径 (m)

Table 4.2 Dimensionless Terms Related to Heat Transfer

Name	Equation	Abbreviation
Nusselt number	hD/k	Nu, N_{Nu}
Stanton number	$h/C_p G$	$St, N_{St} = (Nu) (Re) (Pr)$
Condensation number	$h(v^2/g)^{1/3}/k$	CO, N_{Co}
Reynolds number	$DG/m, D\bar{u}/\nu$	Re, N_{Re}
Prandtl number	$C_p\mu/k$	Pr, N_{Pr}
Peclet number	$C_p DG/k$	$Pé, N_{Pé} = (Re) (Pr)$
Grashof number	$(D^3g/\nu^2) (\beta\Delta t)$	Gr, N_{Gr}
Graetz number	$wC_p/k\iota$	$Gz, N_{Gz} = \frac{\pi}{4} (Re) (Pr) (D/\iota)$

Note: D^3g/ν^2 is referred to as Galilei number

$D^3g/\nu^2 = (Re)^2/(u^2/gD)$, u^2/gD are referred to as Froude number.

C_p : Specific heat at constant pressure

D: Diameter or representative length

Δt : Temperature difference

$G = \bar{u}\rho$: Mass velocity

\bar{u} : Average velocity of flow

$w = \frac{\pi}{4} D^2G$: Mass flow

g: Gravitational acceleration

k: Heat conductivity

μ : Viscosity ρ : Density $\nu = \mu/\rho$: Kinetic viscosity

β : Coefficient of thermal expansion ι : Tube length

b. 強制対流の場合の伝熱係数 a

i) 管内伝熱係数

$$aD/\lambda = 0.027(R_e)^{0.8} (P_r)^{1/3} (\eta/\eta_w)^{0.14}$$

ここで、D：管内径 (m)

η : 流体の粘度

η_w : 管壁温度での流体の粘度

ii) 管外伝熱係数

$$aD/\lambda = C \cdot (R_e)^m \times 1.11 \cdot (P_r)^{0.31}$$

ここで、D：管外径 (m)

Cとmは R_e の値より以下のとおり。

R_e	C	m
$4 \times 10^{-1} \sim 4$	0.891	0.330
$4 \sim 4 \times 10$	0.821	0.385
$4 \times 10 \sim 4 \times 10^3$	0.615	0.466
$4 \times 10^3 \sim 4 \times 10^4$	0.174	0.618
$4 \times 10^4 \sim 4 \times 10^5$	0.0239	0.805

C) 放射伝熱

温度 T (K) の物体から周囲へ放射される熱量 Q は、次式で表される。

$$Q = 4.88 \varepsilon \cdot A \cdot (T/100)^4 \quad (\text{kcal/h})$$

ここで、 ε : 物体の輻射率

A : 物体の表面積 (m²)

二つの温度の異なる物体 (1、2) の間で授受される熱量 Q は、次式で表される。

$$Q = A_1 F_{12} \left(\frac{4.88}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \right) [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4] \quad (\text{kcal/h})$$

ここで、 A_1 : 物体 1 の輻射面積 (m²)

F_{12} : 物体の相対的位置で決まる係数 (形態係数)

T_1 、 T_2 : それぞれの温度 (K)

ε_1 、 ε_2 : それぞれの輻射率

広い空間への放射熱は前述の式を使って、次式で近似できる。

$$Q = A \cdot 4.88 \cdot \varepsilon [(T_1/100)^4 - (T_0/100)^4] \quad (\text{kcal/h})$$

T_1 、 T_0 : それぞれ物体及び大気の温度 (K)

D) 3種の伝熱機構の複合により構成される熱伝熱の計算例

平面状の機器の下面から大気への放射熱を例にとって説明する。

$$\text{放熱量 } Q = \text{器壁の伝導伝熱量 } Q_k = \text{対流伝熱量 } Q_c + \text{放射伝熱量 } Q_r \quad \dots\dots\dots (1)$$

機器の内部、表面及び大気の温度をそれぞれ t_i (°C)、 t_w (°C)、 t_0 (°C) とすれば、

$$Q_k = A \cdot (t_i - t_w) / \sum_{j=1}^n (\ell_j / \lambda_j) \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$Q_c = 1.13 \left(\frac{t_w - t_0}{\ell} \right)^{1/4} \cdot A \cdot (t_w - t_0) \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$Q_r = 4.88 \cdot \varepsilon \left[\left(\frac{t_w + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_0 + 273}{100} \right)^4 \right] \cdot A \quad \dots\dots\dots (4)$$

(2)~(4)式を(1)式に代入して得られる方程式を解いて t_w を求めれば、放熱量が計算でき

る。

(2) 熱交換器の伝熱計算

A) 総括伝熱係数

内外に流体が流れている単管についての伝熱は、管壁とこれに付着した汚れの熱抵抗と内外の対流伝熱の合成によって、次式の外径を基準とした総括伝熱係数 U_o で表される。

$$1/U_o = (1/h_i)(D_o/D_i) + 1/h_o + (x/\lambda)(D_o/D_m) + R_i(D_o/D_i) + R_o$$

ここで、 h_i : 管内対流伝熱係数

h_o : 管外対流伝熱係数

D_i : 管内径

D_o : 管外径

D_m : 管平均径

x : 管壁厚さ

λ : 管壁の熱伝導率

R_i : 管内汚れ係数

R_o : 管外汚れ係数

汚れ係数は流体の種類、温度、流速及び掃除の程度によって左右されるので、一般的に論ずることは難しい。参考として、Table 4.3 に各種汚れ係数の例を示す。

熱交換器は十分掃除しても R は 0 に戻ることはなく、また掃除の程度と頻度の伝熱に及ぼす影響は大きいので、熱交換器の保守は省エネルギーの面に大きな影響を持っている。

次に、多管式熱交換器では総括伝熱係数は、単管として計算した値はそのまま使用することができず、若干変形した別の式があり、かつ補正が必要である。補正は管の配置、配列数や流れ方向などによって決められるため複雑であり、ここでは説明を省き、実例を Table 4.4 に示す。

B) 平均温度

熱交換器における伝熱量 Q は、

$$Q = A_o \cdot U_o \cdot \Delta t_m \quad \dots\dots\dots (1)$$

で表される。ここで A_o は外径基準の伝熱面積、 Δt_m は両流体間の平均的溫度差である。両流体間の溫度差は Δt は、熱交換器内の場所毎に異なった値を持っていることが多い。

高温、低温流体ともそれぞれ 1 回通過型熱交換について A_o と Δt を変数とした熱収支上の微分方程式を解くと、

Table 4.3 Fouling Factor

(a) Fouling factor for water

Temperature of high temperature fluid (°C)	Up to 115		115 to 205	
Water temperature (°C)	52 or below		52 or above	
Velocity of flow of water (m/sec)	1 or below	1 or above	1 or below	1 or above
Sea water	0.0001	0.0001	0.0002	0.0002
Service water, well water, cooling tower water, large lake, engine jacket, softened boiler feed water	0.0002	0.0002	0.0004	0.0004
Distilled water	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
Hard water (15 grains/gal or more)	0.0006	0.0006	0.001	0.001
River water (average)	0.0006	0.0004	0.0008	0.0006

(b) Fouling factor for various fluids

Oil		Gas, vapor		Liquid	
Fuel oil	0.001	Organic matter vapor	0.0001		
Machine oil		Steam (containing no oil)	0.0001	Organic matter liquid	
Transformer oil	0.0002	Alcohol vapor		Refrigerant liquid	0.0002
Clean circulating oil		Steam (containing oil)	0.0002	Brine (for cooling)	
Quenching oil	0.0008	Refrigerant vapor	0.0004		
Vegetable oil	0.0006	Air			

Table 4.4 Overall Coefficient of Heat Transfer of Multi-tube Heat Exchangers

Service condition	High temperature fluid	Low temperature fluid	Overall coefficient of heat transfer (kcal/m ² ·hr·°C)
Cooler	Water	Water	1,200-2,500 ^{*1}
	Methanol	"	1,200-2,500 ^{*1}
	Ammonia	"	1,200-2,500 ^{*1}
	Water solution	"	1,200-2,500 ^{*1}
	Organic matter viscosity 0.5cP or below ^{**}	"	350- 750
	Organic matter viscosity 0.5 to 1.0cP ^{**}	"	250- 600
	Organic matter viscosity 1.0cP or below ^{**}	"	25- 400 ^{**}
	Gas	"	16- 250 ^{**}
	Water	Brine	500-1,000
	Organic matter viscosity 0.5cP or below ^{**}	Brine	200- 500
Heater	Steam	Water	1,000-3,500 ^{*1}
	"	Methanol	1,000-3,500 ^{*1}
	"	Ammonia	1,000-3,500 ^{*1}
	"	Water solution viscosity 2.0cP or below	1,000-3,500
	"	Water solution viscosity 2.0cP or above	500-2,500 ^{*1}
	"	Organic matter viscosity 0.5cP or below	500-1,000
	"	Organic matter viscosity 0.5 to 1.0cP ^{**}	250- 500
	"	Organic matter viscosity 1.0cP or above	30- 300
Heat exchanger	Water	Water	1,200-2,500 ^{*1}
	Water solution	Water solution	1,200-2,500 ^{*1}
	Organic matter viscosity 0.5cP or below ^{**}	Organic matter viscosity 0.5cP or below ^{**}	200- 400
	Organic matter viscosity 0.5 to 1.0cP ^{**}	Organic matter viscosity 0.5 to 1.0cP ^{**}	100- 300
	Organic matter viscosity 1.0cP or above ^{**}	Organic matter viscosity 1.0cP or above ^{**}	50- 200
	Organic matter viscosity 1.0cP or above ^{**}	Organic matter viscosity 0.5cP or below ^{**}	150- 300
	Organic matter viscosity 0.5cP or below ^{**}	Organic matter viscosity 1.0cP or above ^{**}	50- 200

Note 1: Overall coefficients of heat transfer shown on the above table are, with the exception of *1, *2 and *3, based on when the scale coefficient and the allowable pressure loss on the controlling fluid side are assumed to be 0.006 m²·hr·°C/kcal and 0.35 to 0.7 kg/cm² respectively.

Note 2: *1 to *6 on the above table are as follows:

- *1. When scale coefficient is 0.0002 m²·hr·°C/kcal.
- *2. When pressure loss is 1.4 to 2.1 kg/cm².
- *3. Greatly varies with service pressure of the gas.
- *4. Organic matters such as benzene, toluene, acetone, ethanol, methyl ethyl ketone, gasoline, light kerosene, naphtha, etc.
- *5. Organic matters such as kerosene, hot gas oil, heat absorber oil, a portion of crude oil, etc.
- *6. Organic matters such as chilled gas oil, fuel oil, crude oil, tar, asphalt, etc.

$$Q = A_o \cdot U_o \cdot (\Delta t_1 - \Delta t_2) / \ell n (\Delta t_1 / \Delta t_2) \quad \dots\dots\dots (2)$$

なる関係が得られる。ここで、 Δt の添字はそれぞれ熱交換器の入口と出口を示す。

(1)式と(2)式から等置すると、

$$\Delta t_m = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / \ell n (\Delta t_1 / \Delta t_2) \quad \dots\dots\dots (3)$$

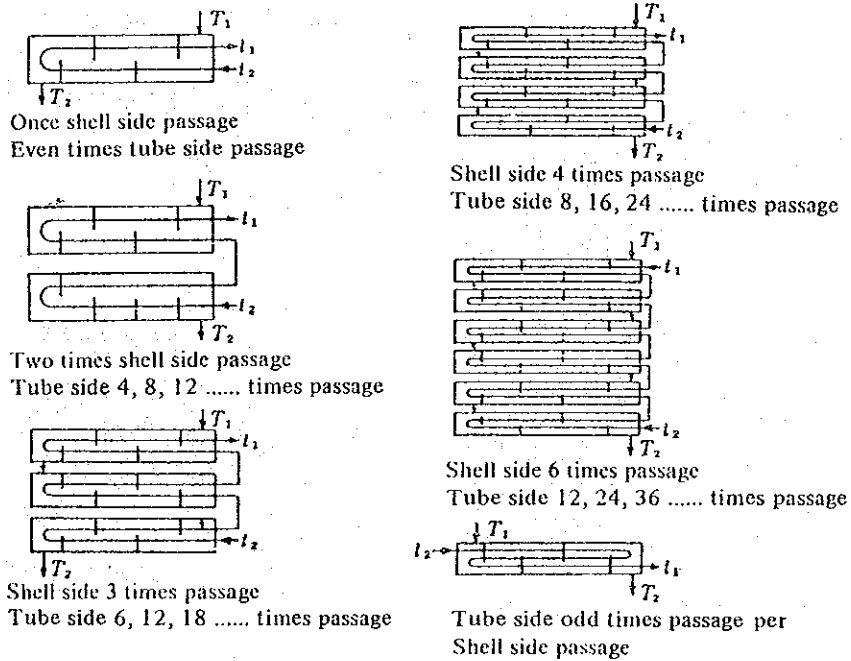
となり、これを対数平均温度という。実際には使用されている熱交換器では、流体の流路は Figure 4.8 に示すように複雑なものが多く、(3)式により算出される温度差値がそのまま使えず、補正が必要である。

補正係数を F_T として平均温度差 Δt_m は、

$$\Delta t_m = F_T \cdot (\Delta t_1 - \Delta t_2) / \ell n (\Delta t_1 / \Delta t_2) \quad \dots\dots\dots (4)$$

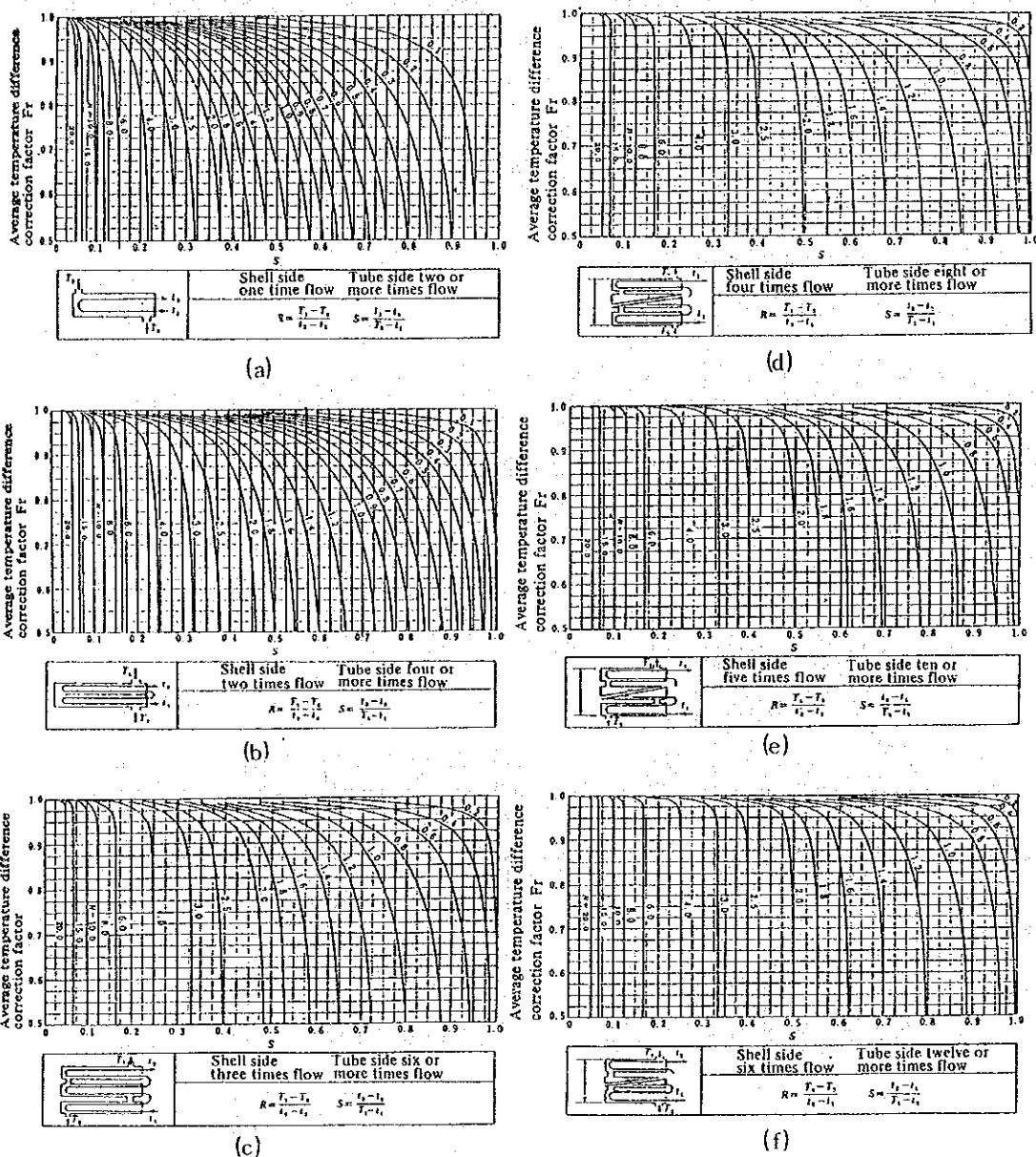
によって計算する。

Figure 4.8 Shell/Tube Type Heat Exchanger



各流路の形態による F_T 値を、Figure 4.9 (a)~(f)に示す。

Figure 4.9 Connection Factor FT



(3) 熱交換器の種類

構造上から伝熱部の型式によって大別され、更に伝熱部を収容する容器の型式で細分化される。構造上の分類は次のとおり。

A) 管型 (Figure 4.10 ~ Figure 4.13 参照)

- a. コイル式熱交換器
- b. トロンボーン式 (冷却器)
- c. 2重管式熱交換器

d. 多管式熱交換器

- ① 固定管板式
- ② フローティングヘッド式
- ③ U字管式

Figure 4.10 Coil Type Heat Exchanger

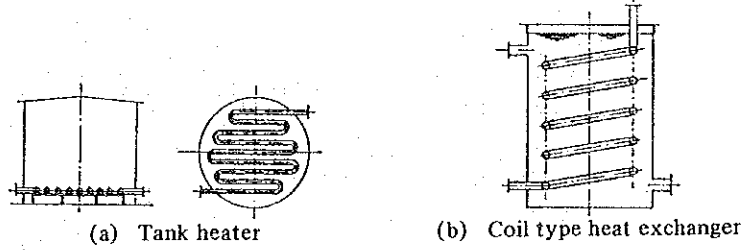


Figure 4.11 Trombone Cooler

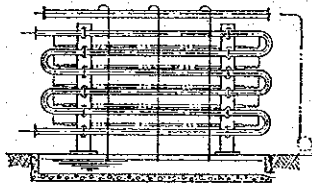


Figure 4.12 Double Tube Type Heat Exchanger

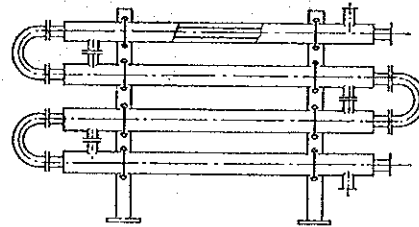
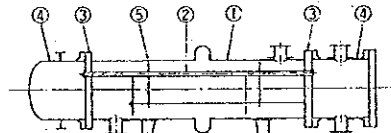
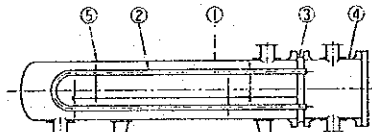


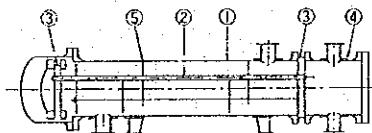
Figure 4.13 Multi-Tube Type Heat Exchanger



(a) Fixed tube sheet type heat exchanger



(b) U-tube type heat exchanger



(c) Floating head type heat exchanger

- (1) Shell
- (2) Heating tube
- (3) Tube plate
- (4) Partition chamber
- (5) Baffle

B) 板型 (Figure 4.14 ~ Figure 4.15 参照)

- a. ジャケット式熱交換器
- b. プレート式熱交換器
- c. スパイラル式熱交換器

Figure 4.14 Plate Type Heat Exchanger

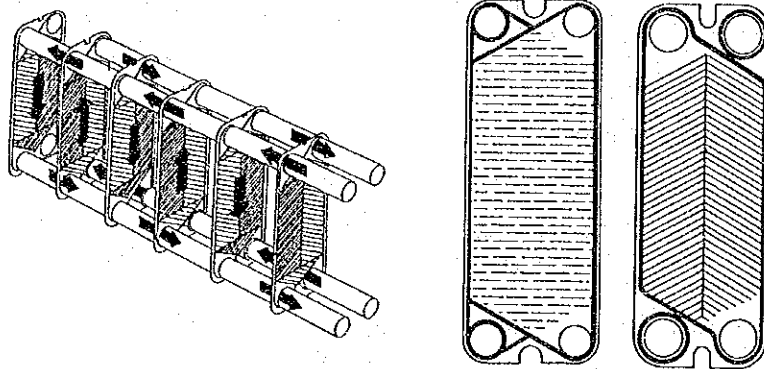
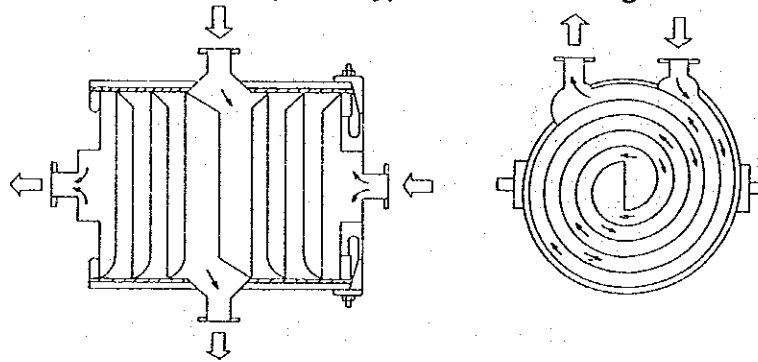


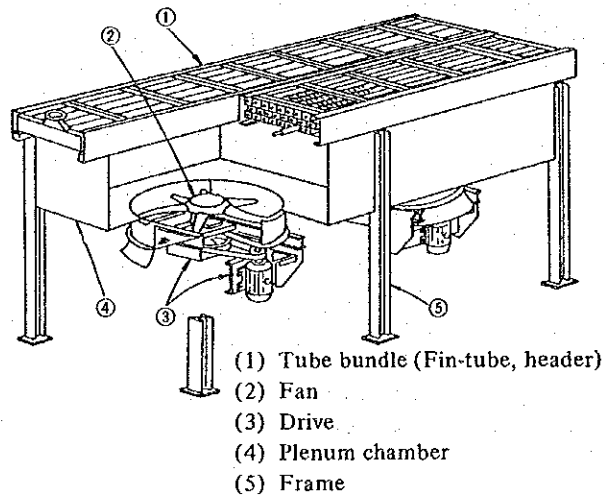
Figure 4.15 Spiral Type Heat Exchanger



C) 特殊型 (Figure 4.16 参照)

- a. 空冷式熱交換器
- b. バヨネット式熱交換器
- c. コンパクト式熱交換器

Figure 4.16 Air Cooling Type Heat Exchanger



上記熱交換器のうちの代表的なものの特質について説明する。

コイル式熱交換器：貯蔵タンクや反応器などの内部に設置されることが多く、管外伝熱係数によって総括伝熱係数が大きく影響を受ける。構造が簡単でコストが安く掃除や取り換えが概して容易である。

トロンボーン式冷却器：180°ベンドと直管より構成されるので、管の取り換えや増設が容易であり、また漏洩の心配が少ないので硫酸の冷却器のように特殊なプロセスや流体の冷却に使用される。

2重管式熱交換器：伝熱面積15～20m²程度までの小規模型に使用される。

多管式熱交換器：化学工業で最も広く使用されており、実用上の信頼性が高く、高温高圧、大容量のものまで多種多様の仕様による設計、製作が可能である。固定管板式のものは安価で製作容易であるが、胴側流体は腐食性がなく、汚れの少ないものに限られる。フローティングヘッド式は管束が外部へ引き出せるので伝熱管の検査、掃除が容易であり、かつ流体の温度差による熱膨張を吸収して熱応力を発生させぬなどの利点があるが、構造複雑でコストが高い。U字管式は熱応力の心配がなく、管束は容易に引き抜いて掃除ができるが、管の曲がり部掃除がやりにくい欠点がある。

プレート式熱交換器：伝熱面積が板の使用枚数により自由に増減でき、組み立て清掃が簡単にできる。流れに乱れが与えられるので伝熱係数は大きい。構造上圧力10kg/cm²位まで、温度150℃位までが使用の限界である。薬品・食品工業での使用が多いが、一般の化学工業でも使われ始めている。

スパイラル熱交換器：流体が回転するので乱れにより伝熱係数が増大し、プレート式と同様小型の設計が可能である。

空冷式熱交換器：フィンチューブ、ヘッダ、ファン及びその駆動装置から構成される。冷却媒体が空気であるから冷却水が汚れていたり、水不足の場合には便利である。使用に当たっては冷たい新鮮空気が導入できるよう、設置場所を配慮すべきである。

各種熱交換器の総括伝熱係数の概略値をTable 4.5に示す。

Table 4.5 Approximate Values of Overall Heat Transfer Coefficients for Various Heat Exchangers (1/2)

Types of Equipment	Fluid (u : Flow velocity [m/sec])	Overall Coefficients of Heat Transfer U [kcal/m ² ·hr·°C]	Remarks
Shell tube type heat exchanger	Fluid-Fluid	700 ~ 1500	
"	Hot water-Hydrogen carbonate (outside tube)	200 ~ 430	
"	Fluid-Fluid (oils)	90 ~ 700	
"	Salt water ($u = 0.3 \sim 1$)-Water ($u = 0.3 \sim 1.5$)	250 ~ 2000	
"	Water ($u = 0.6$)-Lubrication Oil ($u = 0.05$)	75	
"	Water ($u = 0.6$)-Kerosine ($u = 0.15$)	200	
"	Crude oil ($u = 1.3 \sim 2.1$)-naphthas	180 ~ 240	
"	Water ($u = 1$)-Butane ($u = 0.6$)	450	
Shell tube type condenser	Water ($u = 1$)-Steam	2000 ~ 4000	
"	Water ($u = 1.2$)-Freon 12	750 ~ 850	
"	Water ($u = 1 \sim 1.5$)-Ammonia	750 ~ 2000	
"	Water ($u = 1$)-Kerosine	250	
"	Water ($u = 1.5$)-gasoline	450	
"	Crude oil ($u = 0.6$)-gasoline	100 ~ 150	
Shell tube type heater	Oil-steam (condensed)	200 ~ 900	
Reheating boiler	Hydrogen carbonate-steam (condensed)	100 ~ 330	These values vary depending mainly on the degree of purity.
Tube type oil heater	Oil-fused salt	250 ~ 390	
Steam heater	Water-Steam (Condensed)	730 ~ 3900	Forced convection
"	"	240 ~ 1000	Natural convection
"	Oil-Steam (Condensed)	100 ~ 300	Forced convection
"	"	50 ~ 150	Natural convection
"	Butane (Boiled)-Steam (Condensed)	500 ~ 750	Horizontal tube reboiler
Condenser	Water-Organic matter steam	290 ~ 730	Forced convection
"	"	200 ~ 390	Natural convection
Air heater	Air-Steam (Condensed)	10 ~ 50	Forced convection
"	"	5 ~ 15	Natural convection, radiator
Warm water radiator	Air-fused salt	30	
"	Air-hot water	10 ~ 50	Forced convection
"	"	5 ~ 15	Natural convection
Cooler	Water-brine	240 ~ 730	Forced convection
"	"	100 ~ 300	Natural convection
"	Oil-Fluid	120 ~ 300	Forced convection
"	"	25 ~ 100	Natural convection

Table 4.5 Approximate Values of Overall Heat Transfer Coefficients for Various Heat Exchangers (2/2)

Types of Equipment	Fluid (u : Flow velocity [m/sec])	Overall Coefficients of Heat Transfer U [kcal/m ² ·hr·°C]	Remarks
Economizer	Cold water-Flue gas	10 ~ 50	Tubes
Steam superheater	Steam-Combustion gas	10 ~ 30	Tubes
Gas heater	Gas-gas	10 ~ 30	Forced convection
"	"	3 ~ 10	Natural convection
Evaporator	Fluid (boiled)-high temperature gas	10 ~ 50	Forced convection
"	"	5 ~ 15	Natural convection
"	Fluid (boiled)-steam (condensed)	200 ~ 400	
"	Water (boiled)-steam (condensed)	1500 ~ 4000	
"	Oil (boiled)-steam (condensed)	240 ~ 730	
Tube with steam jacket	Organic matter fluid-steam (condensed)	240 ~ 2000	
Vertical long tube evaporator	Water-Steam (condensed)	1500 ~ 5900	
High-pressure boiler	Water (Boiled)-fused salt	490 ~ 730	
Steam heater	Steam-fused salt	340	
Catalytic container	Gas-fused salt	30	Outside tube (gas) with fin
Double tube heat exchanger	Salt water ($u = 1.25$)-Water ($u = 1.25$)	750 ~ 1500	
Carbate double tube heat exchanger	Water-water	1450 ~ 2450	
Double tube ammoniac condenser	Water ($u = 1.2$)-Ammonia (condensed)	1100 ~ 1700	Ammonia between 2" ϕ steel tube and 1 $\frac{1}{4}$ " ϕ steel tube
"	Water ($u = 1.8$)-Ammonia (condensed)	1400 ~ 2000	"
"	Water ($u = 2.4$)-Ammonia (condensed)	1700 ~ 2300	"
Carbate-trombone type cooler	Water-HCL (20 Be)	1450	Flow rate of water [= 2600 kg/hr-m
Horizontal 2" steel tube fluid film ammonia condenser	Water ($T = 600$)-Ammonia (condensed)	1200	Outside tube fluid film velocity (kg/hr-m [width])
"	Water ($T = 1200$)-Ammonia (condensed)	1600	"
"	Water ($T = 1800$)-Ammonia (condensed)	2000	"
Fluid film condenser	Water-steam (condensed)	2800 ~ 11200	Outside tube water= 600-30000 kg/hr-m

4.2.3 反応装置

反応装置は、化学工業の設備中で中心的役割を受け持つ機器であり、熱エネルギーの面でも重要な地位を占めていることが多い。一般的な分類に従ってそれぞれの特徴を説明する。

(1) 構造型式上の分類

A) 槽型反応器

化学工業で最も広く用いられている反応機である。一般に攪拌機がつけられており、熱交換器としてジャケットやコイルなどが設けられている。この形式は広い温度、圧力にわたって回分操作にも流通操作にも用いられる。

B) 管型反応器

この反応器は、単一管にもあるいは並列の多管型にも配置される。管内外部の流体間で熱交換の行われるものも多く、触媒が充填されている場合は伝熱も促進される。

C) 塔型反応器

管型に比べて反応器の直径の大きい垂直円筒型のものである。固体充填物や触媒粒子を充填したもの、あるいは邪魔板を取り付けたもの、単なる空塔のものなどである。

(2) 温度調節による分類

A) 等温操作

反応熱が小さいか、反応量がごくわずかであるか、熱容量の大きい不活性流体の導入、あるいは外部との熱交換器が十分行われて反応器内がほぼ等温とみなされる場合である。

B) 断熱操作

反応系と外部の熱交換を全く行わず、反応を断熱的に行わせる場合であり、反応による発生熱又は吸収熱がそのまま反応系のエンタルピーの増加又は減少となる。反応熱が大きい場合には反応層を数段に分けて、各段の間に熱交換器又はヒータかクーラを挿入するか、あるいは低温（又は高温）の反応流体を導入するなどによって、各断熱反応層の入口温度を調節し、反応装置内の温度分布を、最適温度分布に近づける方法をとっているものがある。多段断熱操作と呼ばれ、硫酸製造プラントのSO₃コンバータやアンモニア合成塔にその例を見ることができる。

C) 熱交換器操作

反応熱を処理するために広く採用されている方式で反応器壁から系外との反応熱の授受を行わせるものであり、熱交換操作と呼ばれている。この操作は、反応流体自身によって反応部を冷却（又は加熱）すると同時に、自身は予熱（又は冷却）されて反応部に入る自己熱交換式と、他の熱媒体によって反応部が冷却又は加熱される外部熱交換式に分けられる。

(3) 熱エネルギーの使用の合理化

工業的化学反应は、一般に発熱反応が多いので、この場合について述べる。

原料の予熱には、反応後の高温生成物との熱交換あるいは反応器内又は中間冷却などにおける熱交換によって熱を得ることとし、系外からの燃料、蒸気などによる加熱はできる限り少なくすべきである。

反応層の中間における温度調節のための冷却又は反応器出口の高温生成物の冷却においては、原料の予熱の方法と共に、又は別に、

- a. ボイラー給水加熱や蒸気発生として系外へ持ち出す。
- b. 空気、その他の流体に熱を与えて系外へ持ち出す。

などの方法によって、反応熱を有効に回収して系の内外で利用するのが望ましい。

4.2.4 蒸留装置

(1) 蒸留の原理

2種以上の揮発性物質より成る混合溶液を蒸発させると、発生蒸気は元の溶液と比べて低沸点成分の濃度が高く、一方、残液は高沸点成分の濃度が高くなる。この原理を利用して、混合溶液から特定の成分の濃度の高い溶液を分離するのが蒸留操作である。

なお一度発生した蒸気を凝縮し、再度これを蒸発させると、同様の原理で発生蒸気中の低沸成分の濃度は更に高まり、残液はますます高沸点成分に富むこととなる。この原理を装置化したものが多段蒸留塔である。多段蒸留塔では、一つの段から発生した蒸気は、その上段の液と直接接触して凝縮して、その際潜熱を放出する。この潜熱は、更に当該段の液の蒸発に使われる。かかる現象は、塔内の全般について共通するので、蒸留に必要な熱エネルギーは、通常塔底の加熱器への入熱だけで済み、蒸気の凝縮のための冷却は、塔頂コンデンサだけで足りることになる。

次に、多段蒸留操作に関する特有の要因を説明する。

〈還流〉 塔頂製品の組成を一定（連続操作の場合）に保つため、又は高沸点成分との分離を一層良くする（回分、連続操作の双方の場合とも）ために、塔頂留出液の一部を塔頂部へ戻してやる。これが還流であり、（還流の流量） / （塔頂製品の流量）を還流比といい、蒸留操作において重要な意義を持つ因子の一つである。

〈還流比と塔の段数の関係〉 原料溶液から所定の濃度の製品を分離するのに必要とされる段の数（理論段数という） N と還流比 R との間には Figure 4.17 の関係がある。

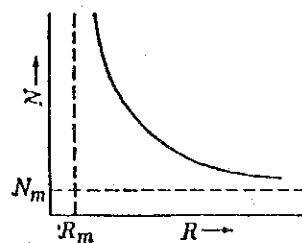
R は R_m よりも小さくすることはできず、 R_m のときには、塔の所要段数は無限大となる。また R を増加すれば所要段数は減少するが、 R を無限大にしても段数は N_m よりも減らすこ

とができない。 R_m を最小還流比、 N_m を最小理論段数といい、蒸留装置の設計と操作に関する重要な指標一つである。

〈還流比と熱エネルギーの関係〉 塔内を上昇する蒸気流量は、塔内で冷却や熱放出のない限り、塔内どの段でも同じであって、その量は、 $(1+R) \times (\text{塔頂製品流量}) \times (\text{蒸発潜熱})$ であって、塔底加熱器によって与えられる^④。従って、蒸留装置では R を減らすことが直接省エネルギーにつながる。

注) 装入される原料が沸点にある場合であって、これ以外の場合には原料状態による修正が必要である。

Figure 4.17 Reflux Ratio vs Theoretical Number of Trays



(2) 蒸留塔の分類

A) 棚 段 塔

塔内に液をためるための棚を多段に設けてあって、下段から上昇する蒸気と棚上の液の接触を良好にする目的で、棚自体を目皿にしたり、多数の泡鐘を設けたりしている。

B) 充 填 塔

気液の接触を効率良く行う構造の充填物を塔内に入れて、蒸発・凝縮を段階的ではなくて連続的に行わせる。蒸留としての性能は、A) に比べて劣るが装置のコストが安く、塔内圧力損失が少ない利点がある。ただし、最近では高価であるが棚段塔の性能を上回る充填物が市販されている。

(3) エネルギーの使用の合理化

A) 還流比の最適化

先に述べたとおり R を減らすことは省エネルギーにはなるが、塔頂製品中の高沸点成分の増加と塔底製品中の低沸点成分の増加が起こって、蒸留装置の分離性能の低下をきたすことになる。一般的には、原料組成の変動や加熱蒸気の圧力変動などの原因から与えられる悪影響を配慮して、安心のため必要よりも大きい値の R で操作していることが多く見受

けられる。Rは経験的に決められていることが多いが、まず諸変動条件の変動幅をできるだけ小さくなるよう努力した後、徐々にRを減らして製品に与える影響が支障のない最低のR値を探すのが良い。

また原料の装入段もR値に影響を及ぼすので、試行的に装入段を変更してみるのも一つの方法である。

B) 棚段又は充填物の掃除

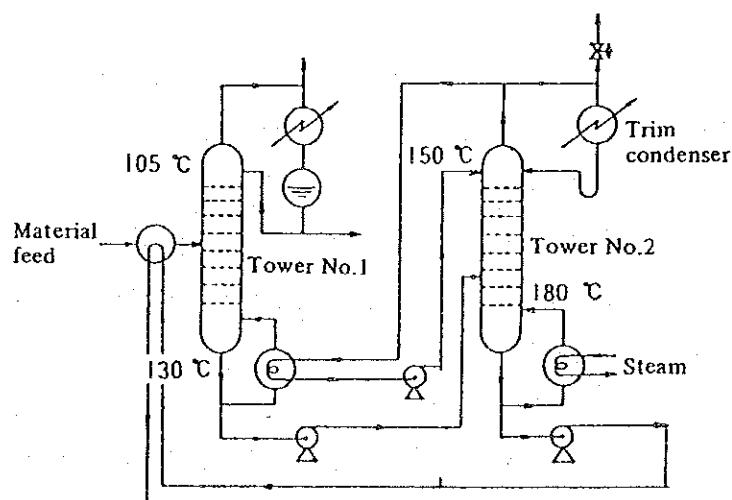
実際に各段から発生する蒸気は液と平衡組成ではない。

このズレに対して、段効率なるものを考えて理論的に計算された所要段数を段効率で割ったものを実段数として実装置が作られている。棚段又は充填物が、使用中に液に含まれている異物によって汚されてくると、段効率が設計値よりも低下するので、性能維持のためにRを増加せざるを得なくなる。このようなことを予防するために、定期的に塔を開放して、内部の点検と掃除をすることが大切である。

C) 熱交換器による排熱の回収

塔頂蒸気は多量の潜熱を保有しているので、これを低温の塔の加熱器に利用したり塔底製品の保有する顕熱を原料の予熱にする (Figure 4.18 参照)。

Figure 4.18 Heat Recovery of Distillate



また塔頂コンデンサの熱は、蒸気の温度が高い場合には低圧蒸気の発生に利用できる (Figure 4.19 参照)。

多少高価な装置とはなるが、塔頂製品の蒸気を加圧して凝縮温度を上げて塔底加熱器に利用する方法もある (Figure 4.20 参照)。

D) 保温に関する注意

蒸留塔本体の保温がなされていないか、保温されていても効果が悪い場合は、塔壁から放熱のために塔内上昇蒸気の一部が凝縮する（分縮という）、分縮が起こるとその場所よりも上部では環流比Rが減少することになって、蒸留塔の分離性能が低下することになり、これの防止のためにRを維持しようとするれば塔壁からの熱損失分だけ、塔底加熱器で補充しなければならなくなる。

Figure 4.19 Steam Generation by Heat of distillate

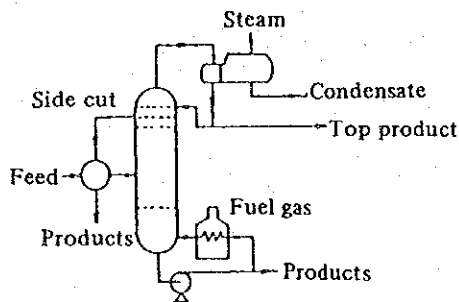
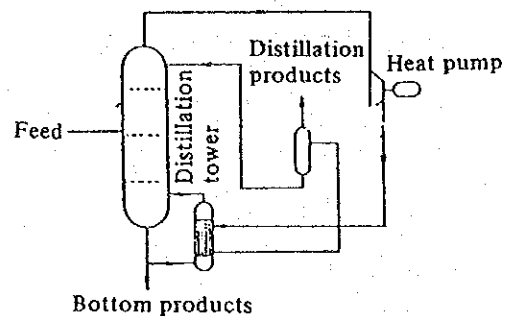


Figure 4.20 Use of Distillate Heat to Reboiler



4.2.5 蒸発装置

化学設備の中には、溶液の濃縮や結晶化のため蒸発装置の使われることが多い。一般的に溶液の溶媒は水であり、蒸発潜熱が大きいので、省エネルギーの対象として重要な装置である。熱源としては水蒸気の他に燃焼ガス、直火、電熱、熱媒などが用いられるが、ここでは水蒸気加熱のものに限って述べる。

(1) 蒸発缶の型式

代表的な蒸発缶の構造を Figure 4.21 に示す。

(a) は、回分式によく用いられる。

(b) は、単位伝熱面積当たりの装置コストが安く、管の取り替えが容易である。

(c) は、中央の太い管（ダウンテークという）を液が降下し、小管内を液が上昇しながら加熱を受けて、自然循環するもので、最も広く使われている。

(d) は、溶液が、加熱管中を気液混合物となって高速で噴流となって上昇するもので効率が良い。

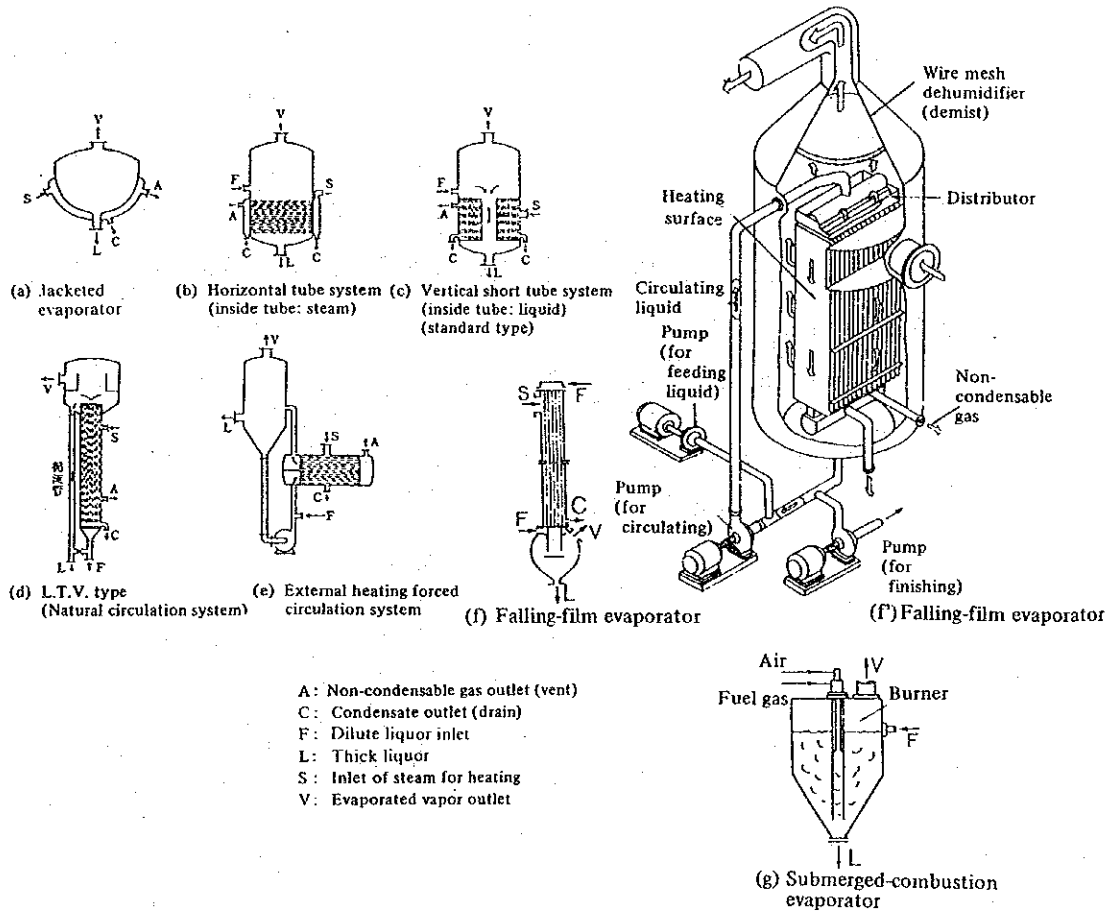
(e) は、加熱部と蒸発部を別にしたもので、管の取り替え、掃除が容易で操作も便利である。

(f) 及び (f') は、溶液が加熱面上を薄膜状となって流下する間に蒸発するもので、高粘度で熱に敏感な溶液の濃縮に適している。伝熱部の形式としては、直立長管 (f) とプレート型 (f') があり、前者は管内流下方式であるため、スケールや結晶の生成するものには適さない。

いずれも伝熱面への溶液の均等分配が重要な運転条件の一つである。

(g)は、液中に熱ガスを噴出させるか、あるいはバーナを液中に設置して直接燃焼して、高温の燃焼ガスを液中に噴出させて蒸発を行う。不活性ガスの存在下で液ガスの直接接触によって蒸発するので、低温で濃縮が行われ、かつ、伝熱能力が大きい。硫酸ソーダ、リン酸、希硫酸、塩化マグネシウムなど腐食性の強い溶液の濃縮に用いられる。

Figure 4.21 Example of Evaporators



(2) エネルギーの有効利用

蒸発は多量のエネルギーを必要とするので、エネルギー経済上蒸気の使用に関し Figure 4.22 に示すいくつかの方式がとられている。

- 蒸気回収法 蒸気をそのまま利用 (a)。蒸気を圧縮した後、他に利用する (b)。
- 蒸気(再)圧縮法 蒸発蒸気を圧縮した後、自己の加熱に利用する (c)、(h)、(i)。
- 背圧利用法 タービン背気の利用 (d)、(i)。
- 多重効用法 (e) 後述。
- 以上の方法の組み合わせ式 多重効用併用法 (f)、(g)、(h)、(i)。

以上の他に、発生蒸気の保有熱を原液の予熱に使う多段フラッシュ蒸発法があり、海水の淡水化に応用されている。

(3) 熱エネルギーの使用の合理化

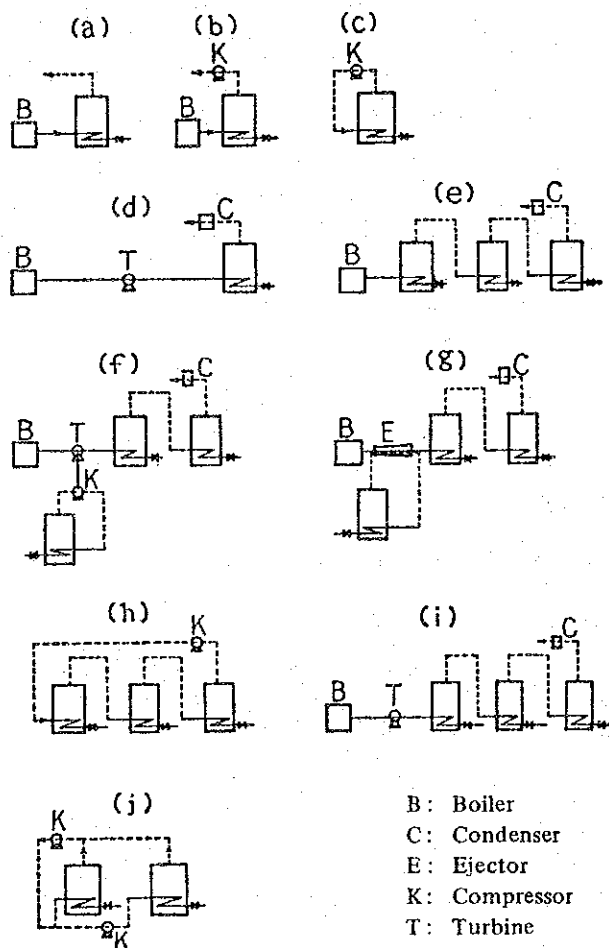
前項で述べた方式によって蒸発エネルギー原単位が大きく左右されるが、これ以外の要因によっても影響を受けるので、以下に説明する。

A) スケールの影響

加熱管壁が最高温度になるので、溶液中にスケールとなる塩類が存在するときには、伝熱面にスケールが析出し、伝熱抵抗となったり閉塞したりするので、次の方法により防止するのが良い。

- a. スケール生成成分を予め取り除く。
- b. 液の pH、濃度、温度などを選択する。
- c. 適当な薬品を添加する。
- d. スケールの着きにくい形式の缶を選定するか、掃除を十分行う。

Figure 4.22 Classification of Evaporations Systems



B) スチームエゼクタの蒸気

蒸発缶内の圧力維持と空気などの非凝縮ガスの抜き取りを目的としてスチームエゼクタが多く使用されている。駆動蒸気の凝縮は通常バロメトリックコンデンサで行われるが、このコンデンサに使用される冷却水の温度が駆動蒸気の種類とかわりを持っている。すなわち、水温が低いほど蒸気量が少なくて済み、また蒸気圧も低くして良い。

例えば、バロメトリックコンデンサの水温が41℃のとき、蒸気圧15atgを要したものが、温度35℃になると10.6atgで良いことになる²⁾。

注) バロメトリックコンデンサの水温に対応する飽和水蒸気圧を P_{t1} 、 P_{t2} とし、それぞれに対応するエゼクター駆動蒸気圧を P_1 、 P_2 とすれば、

$$\frac{P_1 + 1.033}{P_2 + 1.033} = \frac{P_{t1}}{P_{t2}}$$

[単位] P_{t1} 、 P_{t2} : Torr

P_1 、 P_2 : kg/cm²G

C) 蒸気加熱室の空気バージ

加熱蒸気中の溶液中に空気その他の不活性ガスが含まれている場合には、加熱室にガスが蓄積し、伝熱が阻害され、蒸気分圧低下によって加熱温度が低下する。これを防止する対策として、空気抜き弁を加熱室に設けて、定期的に、やや過剰気味にガスを抜き操作を行う。理論的には、放出ガスの温度が蒸気室の温度に到達するまで、放出を続けるのが良いとされている。

空気放出弁の取り付け場所は蒸気入口と正反対側で、蒸気の流れる方向に付けるのが望ましい。

(4) 多重効用法について

Figure 4.22 (e)において第2段以降の缶内圧力を、それぞれ前段の圧力よりも低くすることによって沸点を前段缶の発生蒸気の凝縮温度以下にすれば、前段の発生蒸気を次段の加熱室に導いて、その凝縮熱を次段の蒸発のために利用できることになる。一つの缶で、所定の蒸発を行う場合に比べて、蒸気消費量が著しく少なくて済むのが多重効用法の特徴である。効用法(段数)がNの場合、加熱用蒸気は理論上単一缶のその1/Nとなり、Nが大きいほど熱経済上有利ではあるが、実際には設備費、運転費ともNと共に増加するので経済最適のNの値が存在する。

簡単に水蒸気費がNに逆比例し、固定費がNに正比例すると仮定した場合、最適効用数 N_{opt} は次式で表わされる。

$$N_{opt} = \sqrt{P/K}$$

ここに、 $P = W_y \cdot C_s / F_E$ 、 K は平均蒸気エコノミー（1缶当たりの水蒸気1kg当たり発生する蒸発水量 0.85~0.9）

W_y ：年間蒸発水量（kg/y）

C_s ：水蒸気単価

F_E ：蒸発缶についての固定費

4.2.6 乾燥装置

ここでは、熱風と湿潤材料を接触させることによって、材料中の水分を蒸発させる機構の乾燥装置に限定して論ずる。被乾燥物の形状や物理的、化学的性質は多種多様であり、かつ含有水分も異なっているので、乾燥操作はそれぞれに応じて違ってくる。従って、乾燥装置についてもそれぞれの材料の特性や操作に対応する型式のものが市販されており、その種類は多く、装置の選定は極めて重要である。しかし、ここでは材料と装置の問題は一般論にとどめ、乾燥装置の一般的省エネルギーについて述べる。

(1) 乾燥装置の種類

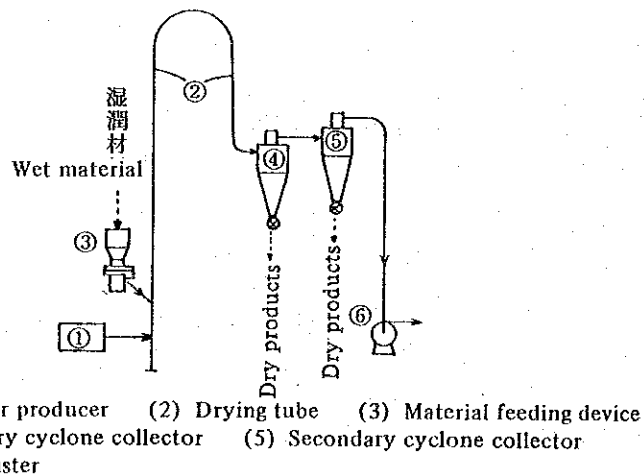
被乾燥物の移動方式の伝熱の関係より、次の種類に分けられる。

A) 熱風乾燥装置

a. 熱風搬送型

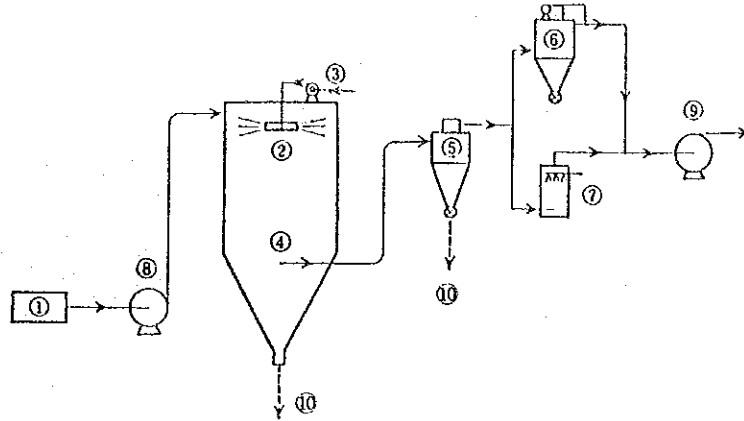
① 気流乾燥装置 (Figure 4.23 参照)

Figure 4.23 Distribution Diagram of Flash Dryer (Direct Feed System)



② 噴霧乾燥裝置 (Figure 4.24 參照)

Figure 4.24 Distribution Diagram of Spray Drying

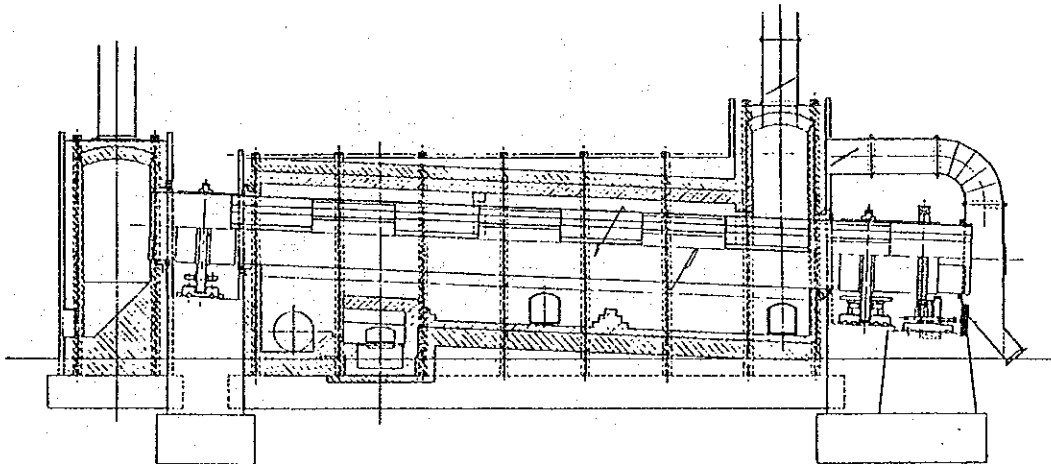


- ① Hot air producer ② Sprayer ③ Feed liquid pump ④ Drying tower proper
- ⑤ Cyclone collector ⑥ Bag filter ⑦ Scrubber ⑧ Blower ⑨ Exhauster
- ⑩ Dried products

b. 材料攪拌型

- ① 回轉乾燥器 {
 - 單一圓筒直接加熱式
 - 二重圓筒直接間接加熱式
 - 多熱式 (Figure 4.25 參照)

Figure 4.25 External Fire Type Rotary Dryer



② 多重圓板乾燥機 (Figure 4.26 參照)

③ 溝型攪拌乾燥器 (Figure 4.27 參照)

- ④ 流動層乾燥裝置 {
 - 多段連續式
 - 橫型多室連續式
 - 1段連續式 (Figure 4.28 參照)
 - 回分式

Figure 4.26

Multiple-Stage Disc Hot Air Dryer

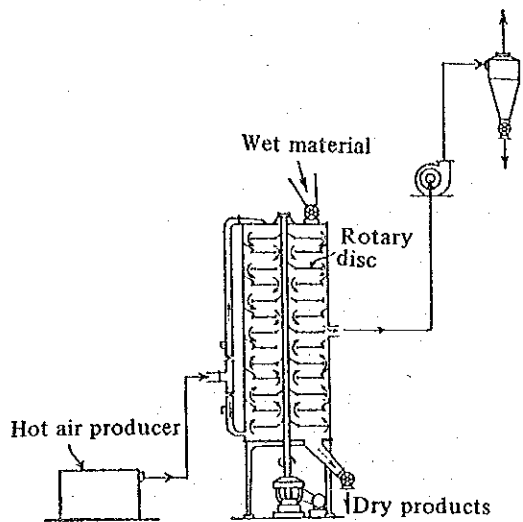
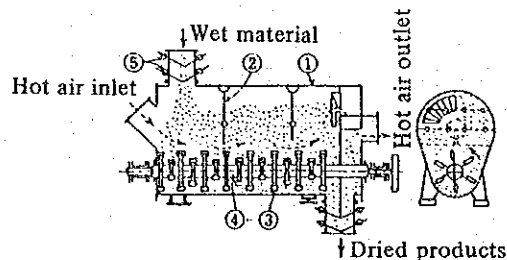


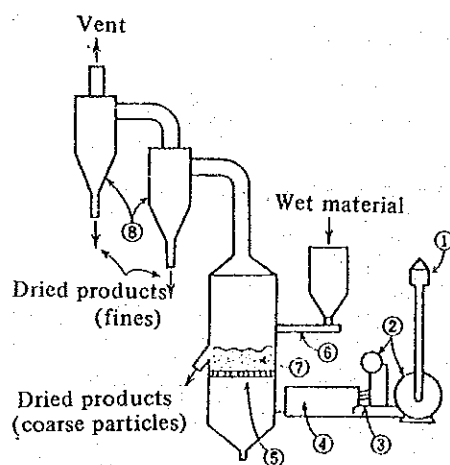
Figure 4.27

Hot Air Groove Type Agitation Dryer



- ① Shell ② Partition plate ③ Agitation blade
- ④ Agitation shaft ⑤ Weight damper

Figure 4.28 One Stage Continuous Flow Dryer



- ① Air filter ② Blower ③ Burner ④ Air heater ⑤ Distributor
- ⑥ Material feed device ⑦ Fluidized bed ⑧ Cyclone

c. 材料搬送及び静置型

- ① 通気乾燥器
 - バンド式 (Figure 4.29 参照)
 - 回転式 (Figure 4.30 参照)
 - 堅型移動層式 (Figure 4.31 参照)
 - 箱型回分式 (Figure 4.32 参照)
- ② トンネル乾燥器 (Figure 4.33 参照)
- ③ バンド乾燥器
- ④ 箱型乾燥器

⑤ シート用乾燥機 (Figure 4.34 参照)

Figure 4.29 Band Type Continuous Through-Circulation Dryer

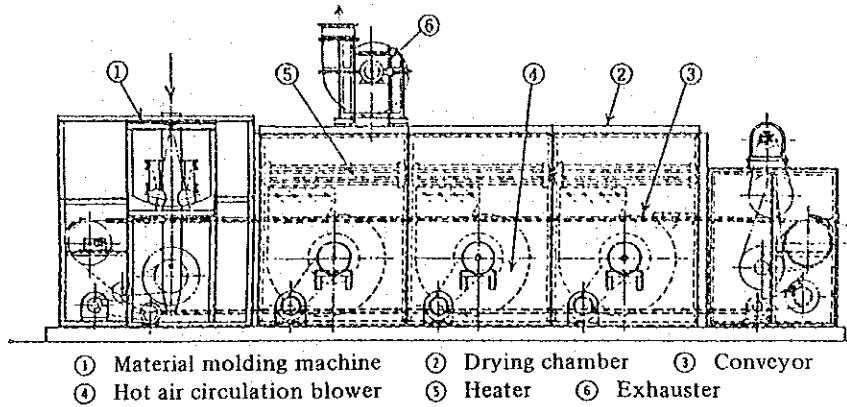


Figure 4.30 Rotary Type Continuous Through-Circulation Dryer

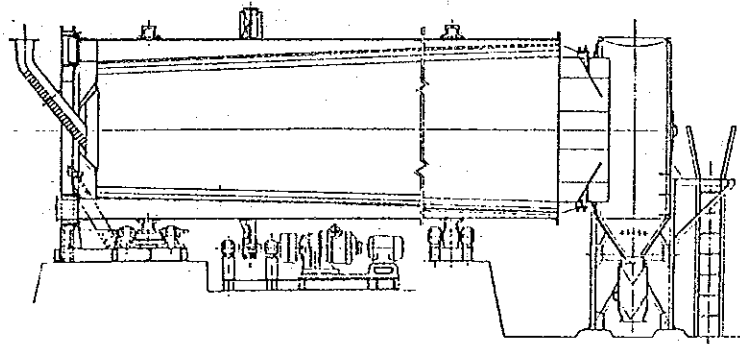


Figure 4.31 Vertical Continuous Moving Bed Through-Circulation Drying System

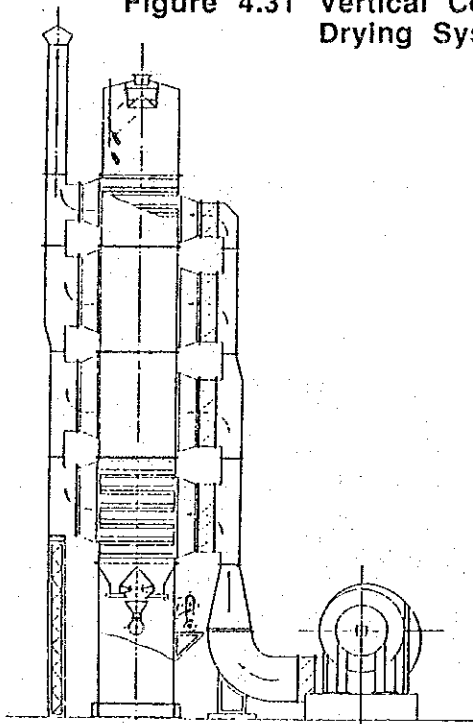


Figure 4.32

Box Batch Type Through-Circulation Dryer

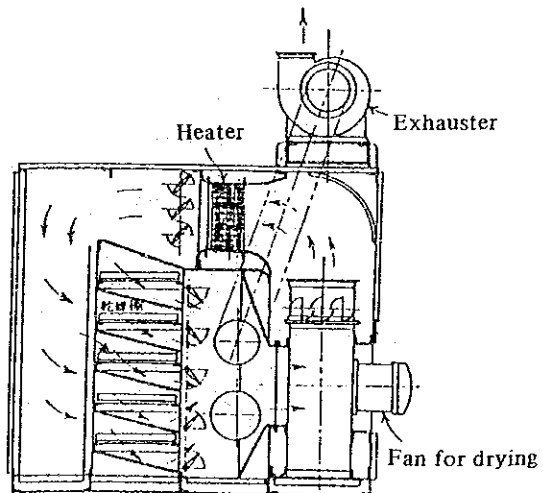


Figure 4.33 Distribution Diagram of Counter-Current Tunnel Dryer

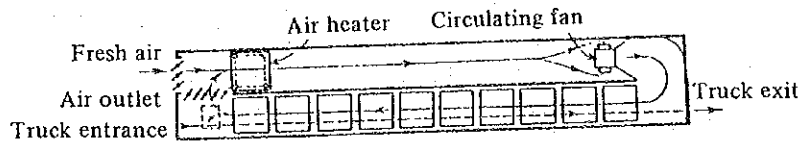
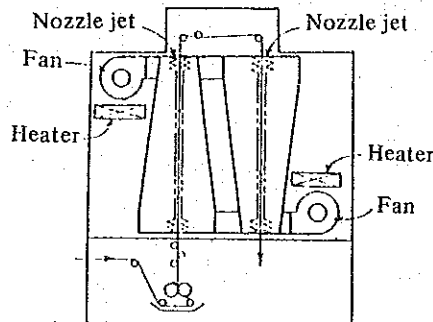


Figure 4.34 Vertical Nozzle Jet Dryer

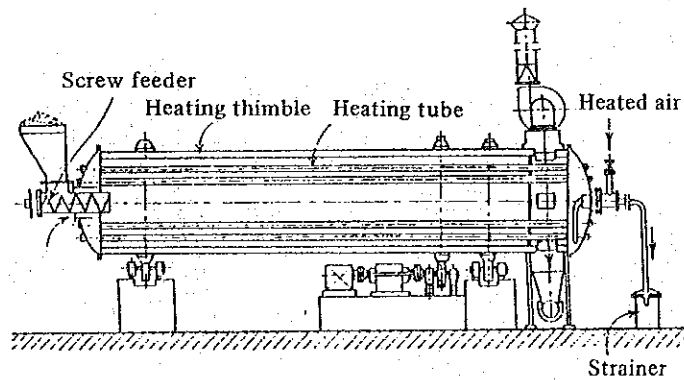


B) 伝導乾燥装置

a. 材料攪拌型

- ① 溝型攪拌乾燥器
- ② 円筒各拌乾燥器 } 常圧式
真空式
- ③ 平板攪拌乾燥器
- ④ 水蒸気加熱管付回転乾燥器 (Figure 4.35 参照)

Figure 4.35 Rotary Dryer with Steam Heating Tube



⑤ 多段攪拌乾燥器

⑥ 真空回転乾燥

b. 材料静置型

① 真空乾燥装置

② 凍結乾燥装置

c. 円筒型

① ドラム乾燥器 { 常圧式
真空式

② 円筒乾燥器

次に噴霧乾燥器を中心に乾燥装置の実施例を図表で示す。

Table 4.6 List of Dryers

Name of Dryer	Dryer Mechanism and Main Characteristics	Heating capacity	Properties of materials to be heated	Application	Others
Hot air carrying drying	To dry materials while making them float in the hot air current and conveying them in parallel	Continuous large-scale treatment is possible. Example: Ammonium sulfate 15t/hr Coal 10t/h	① Heat capacity coefficient ha (kcal/m ² hr °C) or heat transfer coefficient U (kcal/m ² hr °C) ② Hot air temperature (°C) ③ Thermal efficiency (%) ④ Critical moisture content (%)	① Suitable for removing absorbed moisture ② To dry coal, clay, synthetic resin, inorganic chemicals	① Moisture evaporation 1 - 1.5 kg/kg-gas ② Low construction cost
Current dryer	① Drying time is short (1 - 10 seconds) ② Even the use of high temp., air will do no damage to the material, thus allowing a safety operation. ③ Simple structure and easy operation ④ High thermal efficiency		① $ha = 2000 - 6000$ ② $300 - 600$ ③ $50 - 75$ ④ 1 - 3		
Spray dryer	To spray fluid to be distributed and carried in concurrent, or countercurrent ① Such processes as grinding, classification and filtering can be omitted. ② Powder particle products can be obtained in short process.	Evaporated moisture 6t/hr Maximum	① $ha = 20 - 80$ ② Countercurrent 200 - 300 ③ Concurrent 250 - 400 ④ 20 - 30	① Solution Suspension ② 90 - 50 % (W.B)	① Evaporated moisture should be 100 kg/hr or more otherwise, it will be uneconomical. ② Large thermal consumption ③ Rotary disk spraying involves high maintenance cost. ④ Unsuitable for materials with high viscosity and large wearability
Material agitation dryer	Drying methods available are: Direct contact method where the material agitated inside the cylinder and hot air are directly contacted; the method where the material and hot air are directly/indirectly contacted; external fire method in which the material inside the cylinder is indirectly heated from outside the cylinder. ① High operation safety ② Large-scale treatment ③ Widespreading material to be treatable	Continuous, large-scale drying is possible. Example: Clay 70 t/hr Limestone 60 t/hr Chemical fertilizer 120 t/h	① $ha = 100 - 200$ ② countercurrent 250 - 800 concurrent 300 - 600 ③ 40 - 50 ④ 2	① Rather rough drying where large-scale treatment is required ② Drying where material staying time will extend from 2 to 3 hours is possible. ③ To dry limestone, clay, fertilizer, lime, synthetic resin, inorganic chemicals, etc.	① High construction cost
Multi-stage disc dryer	Annular discs are placed on multiple stages, the material on each of which is agitated by rotation of the arm and falls successively on the lower stage, while being contacted with hot air and dried. ① Smaller amount of dust ② Saving of floor space	Continuous and large-scale processing is possible.		① Powdered and granular	① Construction and operation costs are high.

Table 4.7 Compatibility of Spraying Methods with Material Statuses

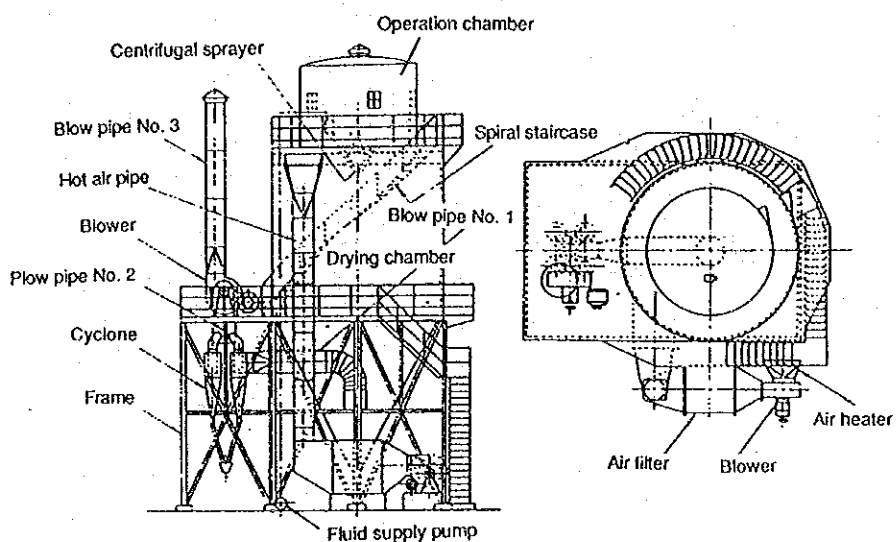
Heating method	Forms of material													Paint/ Printed products	Frozen		
	Solution	Paste	Cakey	Foamy	Powdered	Granular	Lump-like	Flaky	Single fiber	Molding sheet	Continuous sheet	Scrap sheet					
Direct heating																	
Box type dryer (concurrent)	Δ	Δ	Δ	X	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	X
Box type dryer (through-circulation)	X	X → ○	X → ○	X	○ → ○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	X
Tunnel type dryer	Δ	Δ	Δ	X	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	X
Band type dryer (concurrent)	X	Δ	Δ	X	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	X
Band type dryer (through-circulation)	X	Δ → ○	Δ → ○	X	Δ → ○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	X
Conveyor type dryer	Δ	Δ	Δ	X	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	X
Rotary type dryer (Direct heating)	X	X	Δ	X	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	X
Rotary type dryer (through-circulation)	X	X	X	X	Δ	Δ	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	X
Multi-stage vertical dryer	X	X	Δ	X	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	X
Fluidized layer dryer	X	X	X	X	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	X
Jet layer dryer	X	X	X	X	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	X
Current dryer	X	X	X → ○	X	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	X
Spray dryer	○	○	X → Δ	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Foamed layer dryer	X	X	X	○	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Continuous sheet dryer	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Indirect heating																	
Vacuum box type dryer	Δ	Δ	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	X
Vacuum agitation dryer	X	X	X → Δ	X	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	X
Vacuum freezing dryer	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	○
Agitation type dryer	X	X → Δ	X → Δ	X → Δ	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	X
Rotary dryer (Indirect heating)	X	X	Δ	X	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	X
Drum type dryer	○	○	Δ	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Cylinder dryer	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Pumping dryer	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Others																	
Infrared dryer	X	X	X	X	Δ	Δ	X	X	X	Δ	Δ	○	○	○	○	○	X
High-frequency dryer	X	X → Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	Δ	X
Ultrasonic dryer	X	X	Δ	X	Δ	Δ	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X

Degree of compatibility: ○ → ○ → Δ
 X : Unsuitable

Table 4.8 Comparison of Spraying Methods

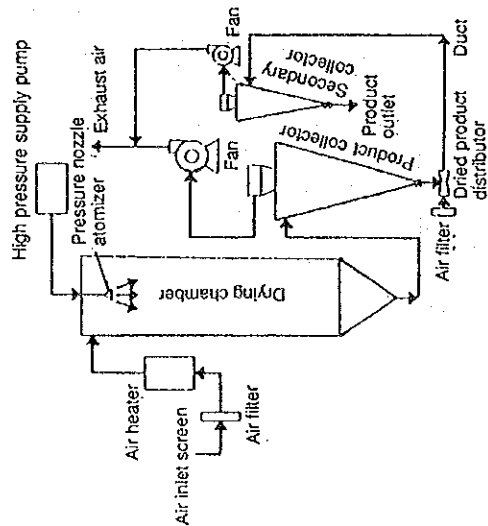
		Rotary disc type	Pressure nozzle type	Bi-fluid type
Properties of fluid	Solution	Suitable	Suitable	Suitable
	Slurry	Suitable	Suitable (Strainer is necessary)	Suitable (strainer is necessary)
	Easy to get sticky	Care should be taken.	Suitable	Suitable
	Highly viscous	Generally, 1 ~ 2 poise	Same as the left. (For the thixotropic solution, this type is capable of treating up to 50 ~ 100 poise)	Generally 1 ~ 2 poise
Operation	Spraying volume	Treatable range: usually 0 ~ 5000 l/hr More than the above	50 ~ 2,500 l/hr for one nozzle For more than this, setting of many more nozzles is required	0 ~ 150 l/hr for one nozzle More than the a may be treatable depending on the fluid
	Changing flow amount	Flexible	The particle diameter will be changed by 60 ~ 100 %	Particle diameter will be changed to 60 ~ 100 %
	Changing viscosity	Rather easy	Rather difficult	Rather easy
	Power	Generally same as the right No. of disc rotations: 3,000 ~ 2,500 rpm	Mostly same as the left Pump Pressure: 10 ~ 350 kg/cm ²	Fluid pressure and air pressure: Up to 3 ~ 5 kg/cm ² G
	Maintenance and inspection	Rather difficult	Easy	Easiest
	Chamber	Diameter : large	Diameter: small, High	Diameter: small
Cost	Equipment cost	High (sprayer)	High (3-plunger pump)	low (Lower, compressed air supply is necessary)
	Maintenance cost	Almost same as the right	Almost same as the left	Minimum
Products	Particle diameter	Fine particle (Average dia: 30 ~ 100 μ)	Coarse particle (Average dia. : 40 ~ 350 μ)	Fine particle (Average dia.: 30 ~ 60 μ)
	Particle diameter distribution	Narrow	Narrow	Narrow
	Bulk specific gravity, moisture content, etc	No significant difference		

Figure 4.36 An Example of Spray Dryer



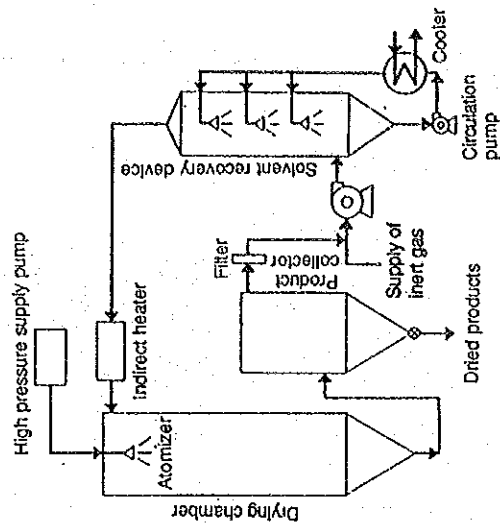
Udiluted solution (per hour)	Diameter and height of Drying chamber	No. of rotations of sprayer (each minute)	Diameter of Spraying Disc	Total Horsepower	Area of the building required for the equipment dot
Up to 10 liter	Diameter 1,400 Height 3,200	20,000	70 m/m	2	5.3 m ²
Up to 50 liter	Diameter 3,000 Height 9,500	1,200	125 m/m	12.5	50 m ²
Up to 100 liter	Diameter 3,800 Height 12,000	1,200	160 m/m	15	55 m ²
Up to 250 liter	Diameter 5,090 Height 13,000	8,000	250 m/m	30	70 m ²
Up to 500 liter	Diameter 6,300 Height 16,000	8,000	300 m/m	40	80 m ²
Up to 1,000 liter	Diameter 7,000 Height 18,000	7,000	350 m/m	100	100 m ²
Up to 2,500 liter	Diameter 9,500 Height 25,000	6,000	400 m/m	250	160 m ²
Up to 4,000 liter	Diameter 10,200 Height 27,000	5,000	450 m/m	300	220 m ²

Figure 4.37 Configuration Examples of Spray Dryers



(A) System Diagram of Open Cycle Concurrent Type Spray Dryer for the Single-fluid Nozzle
(This type is most practical for drying foods)

(B) System Diagram of Open Cycle Mixed Flow Conical Type Spray Dryer
(This type features the high-pressure nozzle atomizing system and the tangential air inlet.)



(C) System Diagram of Open Cycle Concurrent Conical type Spray Dryer
(This type of the system, designed in Europe, has a hot air duct inside the drying chamber, the bottom of which serves as a product collector)
(D) System Diagram of Closed Cycle Concurrent Spray Dryer
(This type is so arranged that it will operate with inert gas as desiccating agent)

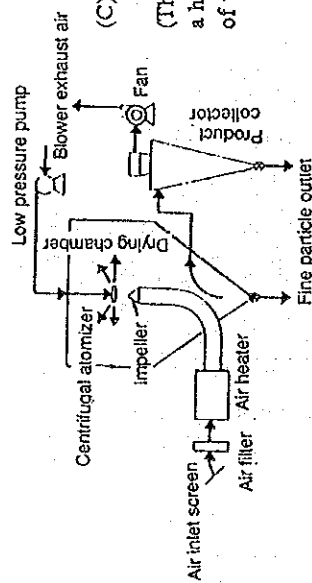


Table 4.9 Application Examples of Spray Dryers

Material	Inorganic	Organic powder	Powdered milk	Detergent	Detergent	Detergent	
Drying capacity [kg-Product/hr]	650	180	1,033	500	2,500	5,000	
Material temp. [°C]	45	20	40	50	50	50	
Material moisture content [DB%]	300-400	100	66.8	100	65	87	
Product moisture content [DB%]	2	2	3.1	8	7	7.5	
Product representation particle dia. [μφ]	63-74	60	60	350	495	800	
Product apparent density [g/cm³]	0.3-0.4	0.6	0.65	0.28	0.26	0.3	
Hot air	Amount to be used [m³/min]	600	85	1,210	380	870	1,000
	Inlet temp. [°C]	300	230	160	190	230	250
	Outlet temp. [°C]	150	70	85	80	90	85
Spraying method							
Rotary Disc	Diameter [mm]	450	150				
	No of rotations [rpm]	4,500	7,500				
Pressure nozzle	Pressure [kg/cm² abs]				40	30-40	30-40
	Diameter [mm]			1.6	2.4 3.2	3-5	3
	No.			12	1	6-8	7
System type	Concurrent	Concurrent	Concurrent	Countercurrent	Countercurrent	Countercurrent	
Tower dia. [m]	9.5	6	8	4.2	6	6	
Length of ??????? [m]	7	5	13	11	18	17	
Length of the conical section [°C]	9.3	5.9	0.5	4.3	5.5	5	
Material Viscosity [cp]	1	48	100	3,000	3,000	5,000	

(2) 熱エネルギーの使用の合理化

A) 材料の前処理

前段階のプロセスで極力水分を除去すること。可溶性成分はできるだけ濃縮したものを、不溶性の場合は機械的脱水によりできるだけ脱水したものを乾燥プロセスへ装入するのが良い。脱水装置の設備費は比較的高価であるが、消費エネルギーは、水分を熱的に蒸発除去する乾燥に比べれば、はるかに少ないからである。

B) 熱損失の防止

乾燥装置は、小型の場合一般に比表面積が大きくて放熱損失が大きくなりやすく、供給熱量の10%を超えることがあるので、保温を十分にすることがある。次に熱風の漏れによる損失も以外と多いことがあり、フランジや回転部と固定部の接合個所や材料の入口、製品出口など内圧に応じたシールが必要である。

C) 排気の循環

熱風乾燥器においては排気の持ち去る顕熱量が非常に大きい。これを下げるためには、温度を下げることをほか排風量を減らすことが重要である。排ガスの一部を循環して再使用すると熱効率は向上する。バンド通気乾燥機などのように、材料の進行方向に対して直角方向に大量の熱風を送り込む方式においては排気温度が高く、湿度が低いので、熱風の吹き込みをいくつかのセクションに分割して、後段側の排気を逐次前段側へ使用すること

とすれば効率が向上する。高温度で乾燥を行う場合は、湿度の増加による乾燥速度の低下率は小さいので、排風循環の応用できることが多い。

D) 排気から顕熱回収

排気の持ち去る顕熱を回収し、乾燥用空気の予熱に利用する。この場合、熱交換器としてはプレート式熱交換器、ヒートパイプなどが適しているが、後者は設備コストが高いという難点がある。熱交換方式採用に当たっては注意すべきことは、排気中に含まれるダスト、水分その他によって伝熱面が汚れ、場合によっては腐食も生ずることである。定期的な掃除と点検が必要である。

次に、排気の保有熱を熱交換器を用いず、直接回収する方法を検討すべきである。例えば、噴霧乾燥器において排気を被乾燥液体と直接接触させて濃縮すれば、排気顕熱をほとんど飽和近くまで利用できることになる。

E) 排気からの潜熱回収

乾燥操作に消費された熱量のうち、水分の蒸発のために使われたものの割合は非常に大きい。この蒸発蒸気はすべて排気に同伴されるので、この潜熱が回収できれば熱効率は著しく向上する。回収の方法としては濃縮装置の加熱源としたり、あるいはヒートポンプによる回収などがあり、排気の温度、湿度を考慮してプラント内での利用先を検討すべきである。

F) 乾燥製品の顕熱回収

乾燥製品の温度が比較的高い場合にはこれを空冷し、製品の保有熱を回収して乾燥用空気の予熱に利用する。乾燥製品の温度はそれほど高くないので、流動層を使って冷却空気予熱を行うと効率が良いことがある。

G) その他

化学設備の中には反応生成物の冷却や蒸留塔、冷凍機のコンデンサ冷却に空気を使用することがしばしば見られる。これらの場合の排出空気温度は、それほど高くはないが風量が多いので、乾燥用空気に利用できることが多い。排風温度によっては、そのまま乾燥機へ送入できる場合もあり、省エネルギー効果は大きい。

4.2.7 ヒートポンプ, 冷凍装置

(1) ヒートポンプの種類

低所から高所へ液体を汲み上げる装置がポンプであるが、ヒートポンプは低温の熱エネルギーを汲み上げ利用可能な場所で放出させる装置である。冷媒の蒸発器側から熱を取り込み、凝縮器側に熱を放出するもので、そのうち常温より低い温度で熱を汲み上げ低温を得ることを目的とするものが冷凍装置である。

近年、圧縮式の冷凍機をヒートポンプ式に用いるユニークなタイプの乾燥装置が考案された。これは乾燥器で被乾燥物より水分を奪った湿潤空気を冷凍機の蒸発器部分に導き、水分を凝縮分離した後冷凍機の凝縮器部分において加熱昇温させて乾燥器に再び送入するという型式である。即ち被乾燥物を乾燥させるために費された熱エネルギーは、冷凍機の蒸発器部分で水の凝縮潜熱として回収され、凝縮器部分で空気に再び与えられるので、熱的にクローズの系が構成され 外に排出されるのは被乾燥物から奪った水分のみとなる。

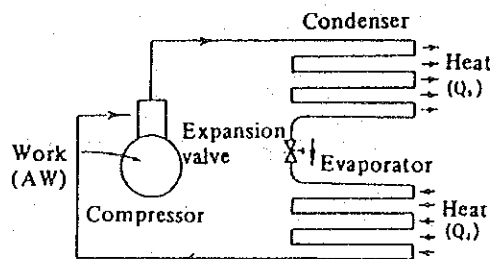
ヒートポンプを構成するには、蒸気圧縮式・蒸気噴霧式・吸収式・ケミカル式など多くの方式があるが、経済性や性能の面から考えると現状では蒸気圧縮式と吸収式が実用的である。この二つの方式は作動媒体の蒸発と凝縮の過程を利用して熱を移動させることを基本原理としている。

(2) 蒸気圧縮式のサイクル

蒸気圧縮式の基本的な構成を Fig 4.38 に示す。

圧縮機で圧縮されて高温高圧となった作動媒体は凝縮器で外部に熱を放出して液体となり、次に膨張弁を通過して減圧されて蒸発器に入り、外部から熱を吸収して再びガスとなり圧縮機に入る。

Figure 4.38 Refrigeration Cycle



このサイクルの途中で作動媒体は、圧縮機において外部から仕事をされる。この仕事量を $W \text{ kg} \cdot \text{m}$ とし、蒸発器で吸収する熱量を $Q_2 \text{ kcal}$ 、凝縮器で放出する熱量を $Q_1 \text{ kcal}$ とすれば、

$$AW = Q_1 - Q_2 \quad A = (1/427) \text{ kcal/kgf} \cdot \text{m}$$

の関係がある。

サイクルにおける作動媒体の種々の状態変化を知るために、一般に使用されている線図には、

- a. 圧力—エントロピー線図又は Mollier 線図 (P—i 線図) : 縦軸に圧力 P, 横軸にエンタルピー i をとった線図。
- b. 温度—エントロピー線図 (T—s 線図) : 縦軸に絶対温度 T, 横軸にエントロピー s をとった線図。

があるが、P—i 線図が各種の設計計算や操業解析用に便利のため多く利用されている。

P—i 線図上にサイクルを図示したものが Fig 4.39 である。A 点は圧縮機に吸入される作動媒体の状態 (低温低圧) で、圧縮されて B 点の状態 (高温高圧) になる。このとき理論的には、断熱圧縮で等エントロピー線上にあり、圧縮仕事 $W \text{ (kgf} \cdot \text{m/kg)}$ は、

$$AW = i_a - i_i$$

ここで、 i_i : 圧縮機吸入口でのエンタルピー (kcal/kg)

i_a : 圧縮機出口でのエンタルピー (kcal/kg)

$$A : 1/427 \quad (\text{kcal/kgf} \cdot \text{m})$$

蒸発器での冷凍効果 (冷媒 1 kg 当たりの冷凍能力) q_c は、

$$q_c = i_i - i_o \quad (\text{kcal/kg})$$

ただし、 i_o : 蒸発器入口でのエンタルピー (kcal/kg)

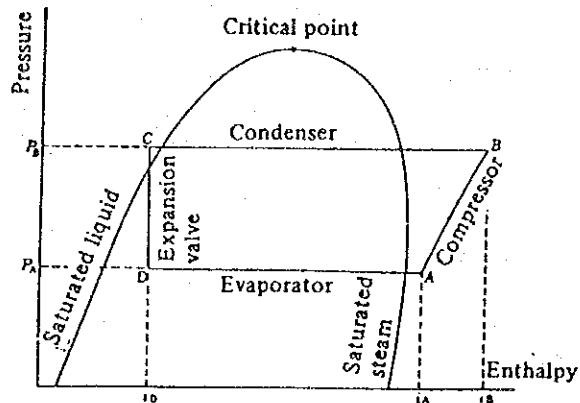
また冷凍効果と圧縮仕事との比を成績係数といい、E で表すと、

$$E = (i_i - i_o) / (i_a - i_i)$$

ヒートポンプについては凝縮器で利用できた熱と圧縮仕事の比を成績係数とする。

$$E_s = (i_a - i_c) / (i_a - i_i) = 1 + E$$

Figure 4.39 P-i Diagram



このようなクローズドサイクルの蒸気圧縮式ヒートポンプの外に、蒸留装置や蒸発装置で発生する蒸気を直接圧縮してこれを熱源として利用するオープンサイクルヒートポンプもある。

(3) 圧縮機

圧縮機は圧縮機構により往復動式、遠心式、回転式に区分される。往復動式は小容量のものから大容量のものまで、またどんな温度条件でも大体使用できる。しかし容量が大きなものでは設備価格の面で遠心式の方が安価となるが、遠心式は圧縮比が大きになると割高になり、かつ容量の小さい場合は効率が悪くなる ($40\text{m}^3/\text{min}$ 以下で)。回転式に属するスクリュウ圧縮機は容量による効率の差違が少なく、かつ圧縮比も1段で往復動式2～3段に相当するものが開発されて、最近広く使用されるようになった。

高圧縮比で圧縮機の運転を行うと体積効率の低下、吐出ガス温度の上昇による潤滑油の劣化、炭化及び吐出弁の破損などが発生しやすくなる。通常1段圧縮は圧縮比8～10以下とし、それ以上の場合は、2段又は3段圧縮方式を採用する。

(4) 冷媒

冷媒は冷凍サイクル内における熱力学的変化の媒体であり、次の特別な性質を持つ物質である。

A) 物理的性質

- a. 臨界温度が常温より高く、凝固点が低い。
- b. 蒸発熱が大きい (冷媒循環量が少なく済む)。

- c. ガスの比熱比, すなわち (定圧比熱) / (定容比熱) が小さい。
- d. 成績係数が大きい。
- e. ガスの比体積が小さい (圧縮機の容積が小さくて済む)。
- f. 凝縮圧力及び蒸発圧力が適当である。

B) 化学的性質

- a. 使用条件下で化学的に安定である。
- b. 不活性で腐食性がない。
- c. 潤滑油への溶解度が小さい。
- d. ガス及び液とも粘度が小さい。
- e. 熱伝導度が大きい。

冷媒としてはアンモニアとともにハロゲン化炭化水素が多く用いられている。しかし、最近大部分のハロゲン化炭化水素が成層圏のオゾン破壊の原因となることが明らかになり、使用が規制される方向にある。

規制対象外の冷媒についての特性値を、Table 4.10及びTable 4.11に示す。

また冷媒のP-i線図をFig 4.40, Fig 4.41に示す。

蒸発温度が -80°C 以下になるとR-22, アンモニアなどの高温用冷媒では、蒸発温度に相当する飽和圧力が非常に低く、高真空となるため圧縮機の体積効率が著しく低下する。従って、この温度範囲では飽和圧力が比較的高い冷媒 (Ethane, Ethylene) を低温側冷媒として使用する二元冷凍サイクルを組むことが多い。

Table 4.10 Refrigerant Properties (for High Temperature)

Classification of refrigerants		Ammonia	Flecon	Propane R-22	Propylene	n-butane	i-butane
Chemical formula		NH ₃	CHClF ₂	C ₃ H ₈	C ₃ H ₆	C ₄ H ₁₀	C ₄ H ₁₀
Molecular weight		17.03	86.48	44.06	42.08	58.12	58.12
Boiling point (at atmospheric pressure)	°C	-33.3	-40.8	-42.3	-41.0	-0.5	-11.7
Freezing point (at atmospheric pressure)	°C	-77.7	-160	-189.9	-185.2	-135	-145
Critical temperature	°C	133	96	94.4	91.8	152.2	134.9
Critical pressure	kg/cm ² (abs)	116.50	50.34	46.51	47.0	38.7	37.2
Evaporation pressure at -15 °C	"	2.410	3.025	2.946	3.70	0.576	0.921
Condensation pressure at 30 °C	"	11.895	12.269	10.918	13.10	2.92	4.18
Compression ratio at T _e = -15 °C and T _o = 30 °C		4.94	4.056	3.706	3.54	5.07	4.54
Heat of evaporation at -15 °C	kcal/kg	313.53	51.998	94.56	96.10	95.00	88.6
Refrigerating capacity at standard refrigerating cycle	"	269.03	40.16	70.68	72.8	74.2	65.3
Refrigerant circulation amount per ton of Japan refrigerating capacity	kg/hr	12.34	82.67	46.97	45.6	44.7	50.8
Specific volume of saturated steam at -15 °C	m ³ /kg	0.5087	0.0778	0.1548	0.142	0.623	0.400
Specific volume of saturated liquid at 25 °C	l/kg	1.6588	0.8384	2.053	0.647	1.740	1.81
Compressor discharge temperature	°C	98	55.00	36.11	42.0	32.0	27.0
Theoretical piston displacement per ton of Japan refrigerating capacity	m ³ /hr	6.278	6.420	7.272	6.48	27.8	20.3
Theoretical indicated horsepower per ton of Japan refrigerating capacity		1.08	1.064	1.079	1.09	1.02	1.14
Coefficient of performance		4.87	4.87	4.80	4.78	5.10	4.53

Table 4.11 Refrigerant Properties (for Low Temperature)

Classification of refrigerants		Ethane	Ethylene	Methane
Chemical formula		C ₂ H ₆	C ₂ H ₄	CH ₄
Molecular weight		30.07	28.05	16.04
Boiling point (at atmospheric pressure)	°C	-88.6	103.90	-161.49
Freezing point (at atmospheric pressure)	°C	-172	-169.5	-182.48
Critical temperature	°C	32.3	9.2	-82
Critical pressure	kg/cm ² (abs)	49.8	51.7	45.80
Evaporation pressure at -100°C	"	0.536	1.28	26.60
Condensation pressure at -30°C	"	10.86	19.7	Critical point or above
Compression ratio at T _e = -100°C and T _o = 30°C		20.3	15.4	—
Heat of evaporation at -100°C	kcal/kg	121.7	113.4	72.8
Refrigerating capacity at standard refrigerating cycle T _e = -100°C and T _o = -30°C	"	77.0	69.3	—
Refrigerant circulation amount per ton of Japan refrigerating capacity	kg/hr	43.1	47.9	—
Specific volume of saturated steam at -100°C	m ³ /kg	0.880	0.378	0.022
Specific volume of saturated liquid at -30°C	l/kg	2.17	2.27	—
Compressor discharge temperature	°C	36	49	—
Theoretical piston displacement per ton of Japan refrigerating capacity	m ³ /hr	37.9	18.1	—
Theoretical indicated horsepower per ton of Japan refrigerating capacity		4.1	3.3	—
Coefficient of performance		1.7	1.6	—

Figure 4.40 P-i Diagram of Ammonia

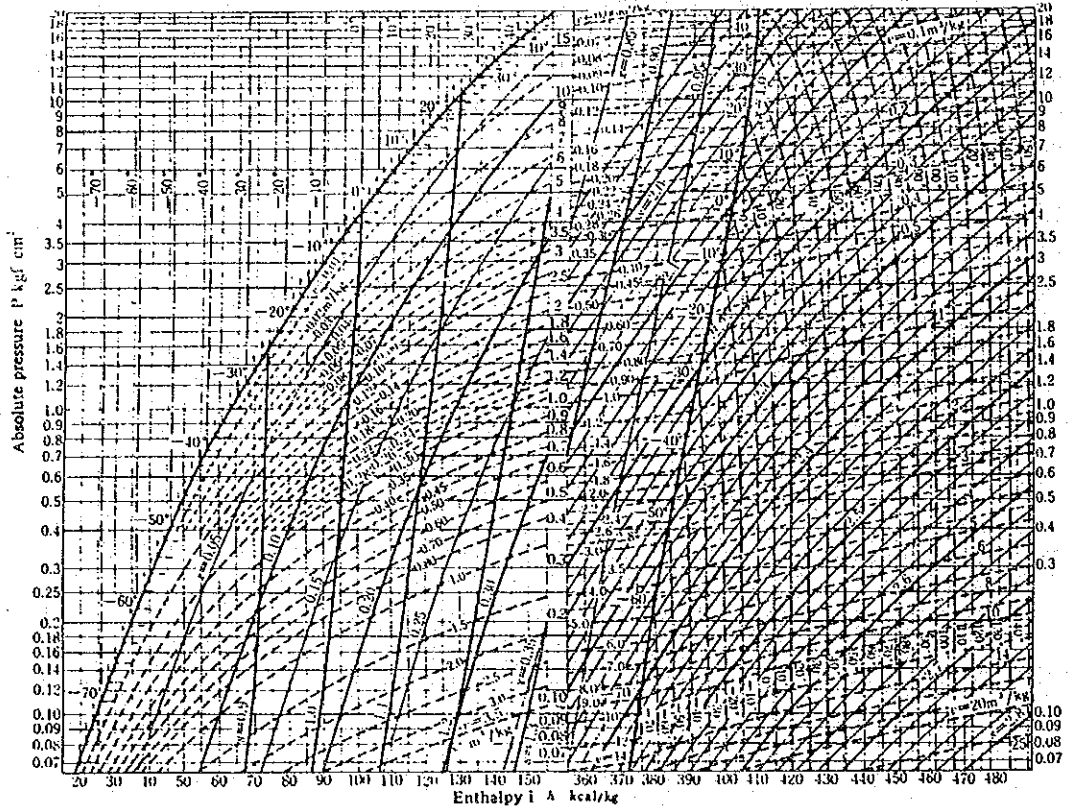
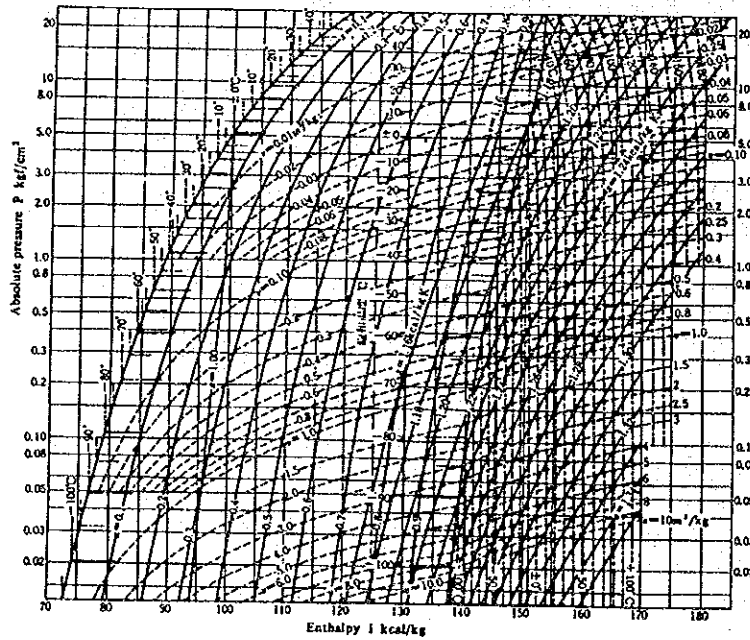


Figure 4.41 P-i Diagram of R22



(5) 吸収式のサイクル

吸収式ヒートポンプは作動媒体を吸収液に吸収させた時、その濃度に対応して生じる分圧の変化を利用するものである。作動媒体を機械的に圧縮する必要はないが、吸収液から作動媒体を蒸発させ、吸収液を濃縮するための駆動用熱エネルギーとして、スチーム、温水、燃焼排ガスなどが必要である。

吸収式ヒートポンプの構成を Fig 4.42 に示す。蒸発器でブラインから熱を得て蒸発した作動媒体は吸収器で吸収液に吸収される。濃度の下った吸収液は熱交換器を経て再生器に送られ、加熱されて作動媒体を蒸発させ、濃縮され、吸収器に戻る。蒸発した作動媒体は凝縮器で冷却されて液化し、膨張弁で減圧して蒸発器に噴霧する。

吸収式ヒートポンプには、このように高温の駆動用熱源を必要とする第1種吸収式ヒートポンプと、高温熱源は必要としないが低温の冷却水が必要とする第2種吸収式ヒートポンプがある。それぞれのサイクルを Fig 4.43 と Fig 4.44 に Dühring線図で示す。

Figure 4.42 Adsorption Type Heat Pump

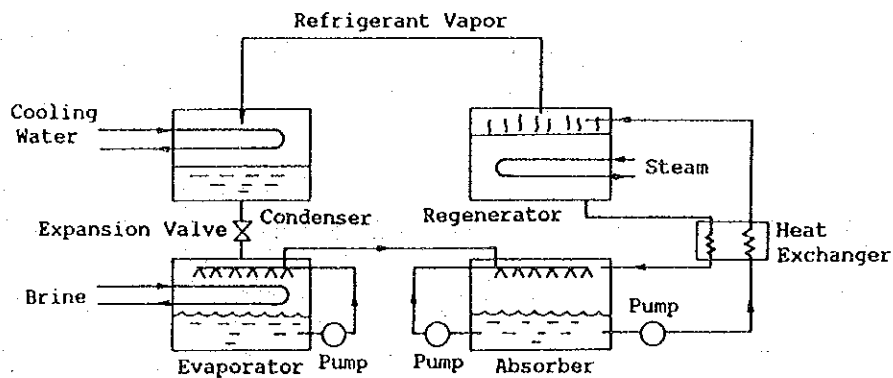


Figure 4.43 Dühring Chart for Heat Pump (Type 1)

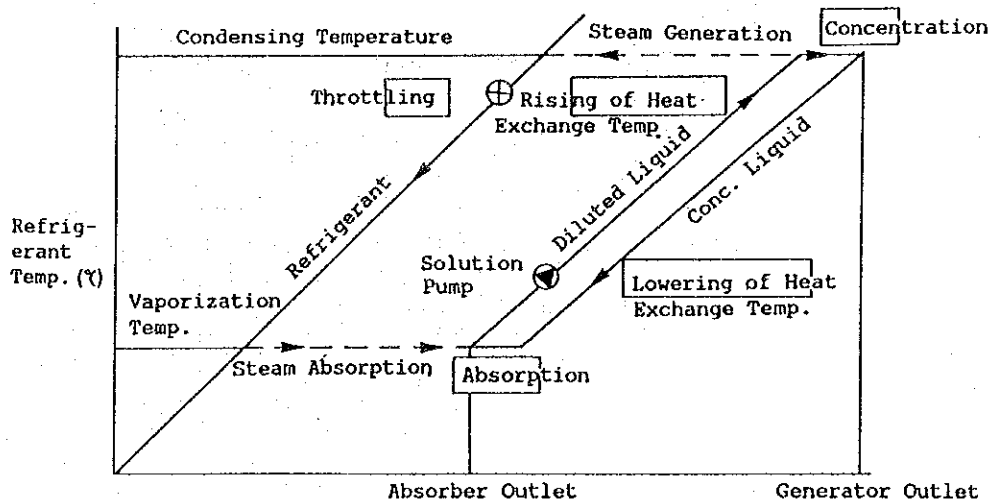
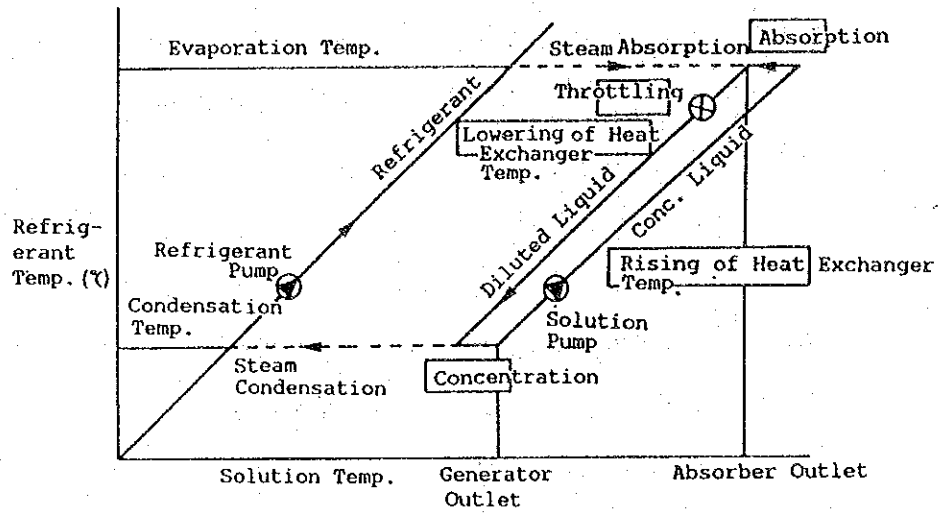


Figure 4.44 Dühring Chart for Heat Pump (Type 2)



第2種吸収式ヒートポンプでは排温水などの低温熱源により蒸発した作動媒体が、吸収液に吸収される時の吸収熱を利用する。蒸発温度よりも沸点上昇に相当するだけ温度の高くなった吸収液の熱を利用するので、排温水より高温の温水が得られる。

これらの吸収式ヒートポンプには、吸収液と作動媒体の組合せとして、LiBr, LiCl, H₂SO₄ の水溶液と水、水とアンモニア、テトラエチレングリコール・ジメチルエーテルと R22, LiBrとメタノールなどが用いられる。吸収式ヒートポンプは比較的大容量の用途に適している。

(6) ブライン

間接冷凍法における冷却の仲介をする塩類溶液をブラインという。ブラインとして、最も多く使用されている塩類は塩化カルシウム (CaCl₂) であり、その他には塩化ナトリウム (NaCl), 塩化マグネシウム (MgCl₂), メタノール, エタノール, エチレングリコール, グリセリンなどがある。Fig 4.45 にブラインの比熱を, Fig 4.46 に比重と凍結温度を示す。

Figure 4.45 Specific Heat of Brine

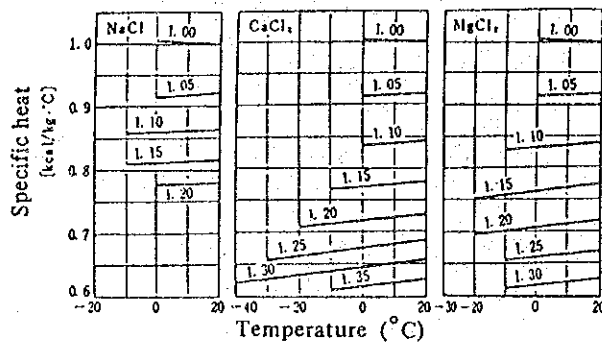
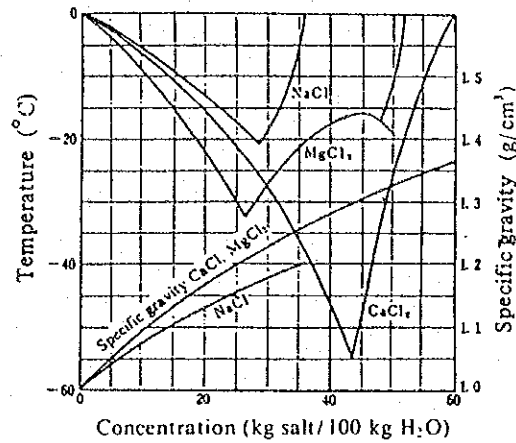


Figure 4.46 Freezing Temperature and Specific Gravity of Brine



(7) 冷凍能力の単位について

冷凍装置の冷凍の能力を表わす単位を定めておくことは便利であるが、各国毎に数値が違っているので、混乱を生じないように注意を要する。次にその例を示す。

(日本) 1 t の 0 °C の水を24時間で0 °C の氷にする冷却能力を1 冷凍 t といい、3,320kcal/h に相当する。

(米国) 200BTU/min を1 冷凍 t といい、24時間で温度32° F の氷 2,000ポンドを融解する熱量に相当する (200BTU/min ≒ 3,023kcal/h)。

(8) 冷凍エネルギー使用の合理化

Table 4.12 に冷凍・ヒートポンプ設備の省エネルギー手法を示す。

Table 4.12 Energy Saving Method of Freezer and Heat Pump Equipment

Method of energy saving	Freezer		Heat Pump	Remarks		
	Steam Comp.	Absorp.				
Decrease in Load	Decrease in Freezing (Heating) Load	○	○	○	Refer to Table 4.24	
Conv. Dr.	Decrease in Conveying System Drive	○	○	○	Refer to Table 4.24	
Improve-ment of Efficiency	Cycle Improvement	Adoption of Supercooling-Economizer	○	—	○	
		Steam Temperature Rise	○	○	○	High Heat Transfer Pipe
		Condensation Temp, Drop	○	○	○	High Heat Transfer Pipe
		Selection of Optimum Refrigerant	○	△	○	Mixed Refrigerant, etc.
		Heat Transfer Promotion in Solution Heat Exchanger	—	○	—	High Heat Transfer Pipe
		Decrease in Solution Circulation	—	○	—	
	Others	Decrease in Auxiliary Equipment Power	○	○	○	
		Waste Gag Heat Recovery	—	○	—	Direct Firing
	Partial Load Efficiency Increase	Division into Number of Units complying with Annual Load Conditions	○	○	○	
		Good Capacity Control System of Partial Load Characteristics	○	○	○	
Volume Change of Cooling Water (Brine) Side		○	○	○		
Inlet Temperature Control of Cooling Water (Brine)		○	○	○		
Optimum Air Ratio Control		—	○	—	Direct Firing	
Load Change Response Improvement	Optimum Operation by Microcomputer	○	○	○		
	Electronically Controlled Expansion Valve	○	—	—	For miniatures	
	Microcomputer Control of Solution Circulation Amount	—	○	—		
	Cascade Control by Cycle Temperature	—	○	—		
	Decrease in Solution Retention	—	○	*1)		
Control	Soiling Countermeasure	○	○	○	Automatic Tube Cleaning	
	Accurate Hot-Cold Switchover	—	○	○	Direct Firing	
	Maintenance of Air-Tightness	○	○	○		

*1) In case of absorption type heat pump 0.

凝縮器の後に過冷却器を設け、冷却水により作動媒体液を過冷却することにより冷凍効果を増加させ、媒体循環量の減少をはかるものである。

圧縮を2段にして、中間段をエコノマイザと結ぶ。凝縮器出口の液をエコノマイザで中間段の圧まで減圧すると、一部は蒸発し、媒体温度は中間段圧に相当する飽和温度まで降下し、冷凍効果が増加する。その結果、2段目の圧縮動力は余り変わらないが、1段目の圧縮動力を減らすことができる。

B) 容量調整

負荷が減少した時、冷水量を負荷に応じて減らせばポンプ動力の減少がはかれる。冷水量、蒸発器に入る冷水温度を一定にすると、負荷の少ない時は出口冷水温度、従って蒸発温度が上昇し、圧縮機動力が減少する。

圧縮機の吸入量を減らす方法として、往復動型圧縮機では、

- a. 多シリンダ型で負荷に応じて吸入弁を遊ばせて、段階的にシリンダを無負荷に

する「吸入弁開放方式」

- b. シリンダ毎にバイパス弁を設けて圧縮行程を行わせない「シリンダ・ヘッド・バイパス方式」
- c. 高温の吐出ガスを膨張弁と蒸発器の間へ注入する「ホット・ガス・バイパス方式」
- d. シリンダにクリアランスポケットを設けて、見掛け上の容積効率を下げる「クリアランス増加方式」
- e. 駆動モータを変速する「モータスピードコントロール方式」

がある。a, b, eの方式は消費動力の低減につながる。cの方式は消費動力が不変なので、0～25%の容量減少に使うにとどめるのが望ましい。

遠心式圧縮機では、吐出弁を閉めるのが最も簡便な方法ではあるが、サージング領域に入ると運転に支障をきたす。吸入口に数枚のガイドベーンを設け、この傾きを変えることによって容量を変える「吸入ベーンコントロール方式」がサージングの心配がなく、かつ消費動力を節減できる良い方式である。

C) 非凝縮性ガスのパージ

循環冷媒中に非凝縮性ガスが混入していることがある。このガスの成分は N_2 , O_2 , H_2 , Cl_2 及び炭化水素などである。このガスの混入原因は、装置に冷媒を注入する前に行う装置内空気の抜き出し不十分や潤滑油の分解、装置内での化学反応などである。冷媒中に非凝縮性ガスが混入していると凝縮器の伝熱を阻害したり、あるいは器内の一部の空間を占拠して伝熱面を減少させる。その結果、凝縮圧力が上昇して冷凍機の入力を増加させたり、冷凍能力の低下を生ずる。非凝縮性ガスの混入を確かめるには、装置を停止して凝縮器のみに通水する。十分時間が経過して水温と冷媒温度が等しくなったときの圧力が、冷媒の飽和蒸気圧よりも高ければ非凝縮性ガスが混入している。

例えば、 $10^{\circ}C$ に相当する圧力の差異があると、実運転中には $20\sim 25^{\circ}C$ 凝縮温度が上昇するといわれている。非凝縮性ガスのパージは、凝縮器の上部や末端などのガスのたまりやすい場所に、特殊のパージ装置を取り付けて行う。

D) 伝熱面の汚れ

凝縮器が水冷の場合に硬度の高い井戸水や汚れた水を使用すると、伝熱面にスケールが付着して伝熱が阻害される。その結果、凝縮温度と圧力が上昇する (Figure

Fig 4.47 参照)。このため圧縮機の消費動力が増大する (Fig 4.48 参照)。

凝縮圧力は冷却水の温度に最も大きく左右されるので、伝熱面が清浄の時の水温と凝縮圧力の関係を確認しておき、運転中はたえず凝縮圧力を正常値と比較し、両圧力差が大きくなったら伝熱面の清掃を行うこと。

空冷凝縮器の場合は、冷却用空気の温度が消費動力に影響するので、発熱する機器の近傍や屋内での設置を避け、屋外の新鮮空気を利用すべきである。

蒸発器についても伝熱面が汚れると必要な寒冷を与えるための蒸発温度、圧力が低下し (Fig 4.49 参照) 消費動力増加につながるのので、運転中は留意する必要がある。

Figure 4.47 Heat Transfer Surface Staining and Condensation Temperature

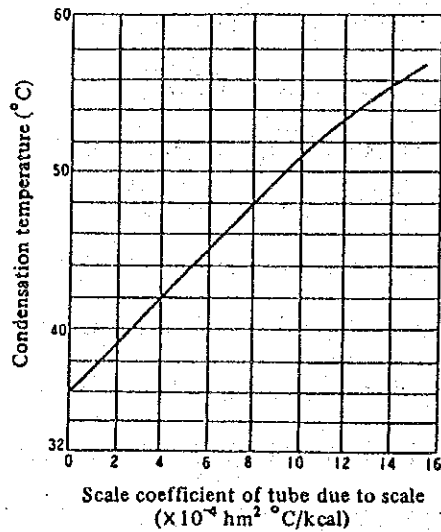
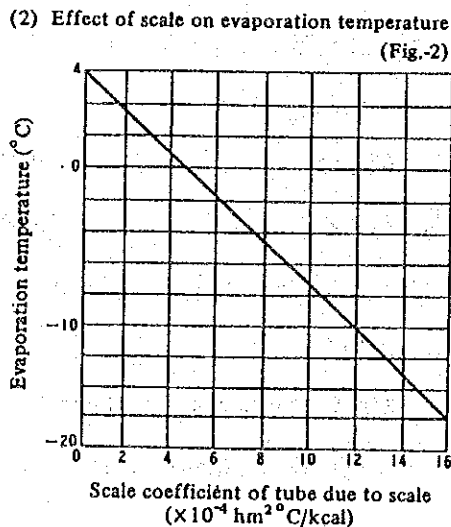
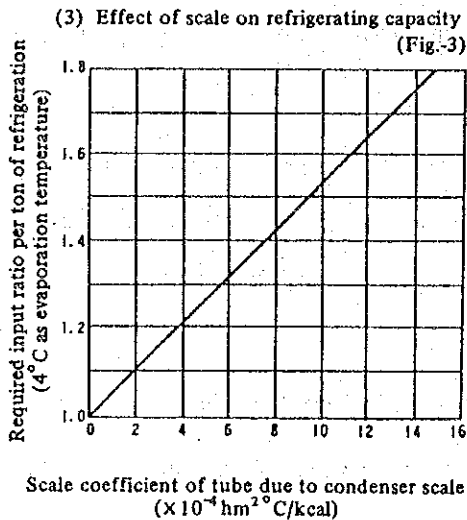


Figure 4.48 Effect of Scale on rating Refrigeration Capacity

Figure 4.49 Effect of Scale on Evaporation Temperature



E) 保冷について

機器、配管の低温部が多少でも露出していると熱の侵入によって冷凍負荷の増加となる。更に、表面に接している空気の温度が露点に達して結露が起こり、保冷材がこの水分を吸収し、熱伝導度が大となり保冷効果が著しく低下する。保冷材は接着剤などで表面に密着させるように施工し、かつ保冷材外表面をアスファルト・ルーフィング（2～3層）で完全に覆って外気が保冷材中に侵入できない構造とすれば、空気中の水分の凝縮による保冷効果の低下が防止できる。

4.2.8 加熱炉

化学工業では反応あるいは分離のため、原料を加熱する工程が多く、その温度範囲も 100℃程度から 1000℃以上と広い範囲に及んでいる。着火に対する安全性や、変質に対する配慮からスチームを熱源とする場合が多いが、燃焼ガスや熱媒油による加熱も行なわれる。

加熱炉には種々な型式があるが、被熱物の性状、加熱温度、処理量、連続・非連続の別等に応じ適切なものを選ばなければならない。

加熱炉の分類は業種別、用途別、製品移動方法別、使用燃料別、加熱方式別、熱回収システム別、形状別などによりそれぞれ固有の分類が行われている。ここでは主として加熱・熔融・反応などの用途と、直接若しくは間接の加熱方法および堅型・横型・槽窯などの炉形状に着目して分類を行う。

a) 流体加熱型炉

ボイラー、パイプスチルなど

b) 固体熔融型炉

平炉、反射炉、坩堝炉、転炉など

c) 固体加熱型炉

トンネル炉、輪窯、断続型加熱炉などの直接加熱型と、レトルト型炉、マツフル炉などの間接加熱型がある。

d) 回転炉

内熱式のセメントキルン、外熱式の焼成炉、回転型熔融炉など

e) 堅型炉

発生炉、熔鉱炉、乾溜炉など

f) 流動層型炉

流動層型ガス発生炉

g) 気流反応型炉

ガス化炉

h) 多段床若しくは回転炉床炉

ヘレシヨフ炉

i) 焼結炉

j) 反応炉

アンモニア合成反応炉, 塩化水素反応炉など

以下代表的なものとして, パイプスチルと熱媒加熱装置について述べる。

(1) パイプスチル

石油精製, 石油化学の工場においては, 石油類の加熱にパイプスチルが多く使用される。パイプスチルは輻射部と対流部を有し, 輻射部は炎より直接輻射熱を吸収する部分であり, 対流部は燃焼ガスから対流伝熱により熱を吸収する部分である。

Fig 4.50 はパイプスチルの代表的型式であって, 図中に加熱管の配列と燃焼ガスの流れ方向を示す。それぞれの型式の長所, 短所は次に説明する。

a) 炎の衝突

炎が大きすぎると管を傷めやすい。特に (c) 型の対流部入口, (j), (d) 型の下方部が傷みやすい。

b) 熱分布

(a), (c) 型は, 炉内に大きな空間があるので熱分布は不均一となりやすい。他の型は問題が少ない。

c) 2 系統加熱

(c) 型以外は相似形であるから, 2 系統を相似に配列すればほぼ均一な加熱を行うことができる。2 系統の加熱量が異なるときは, 隔壁のある型式を使用する。

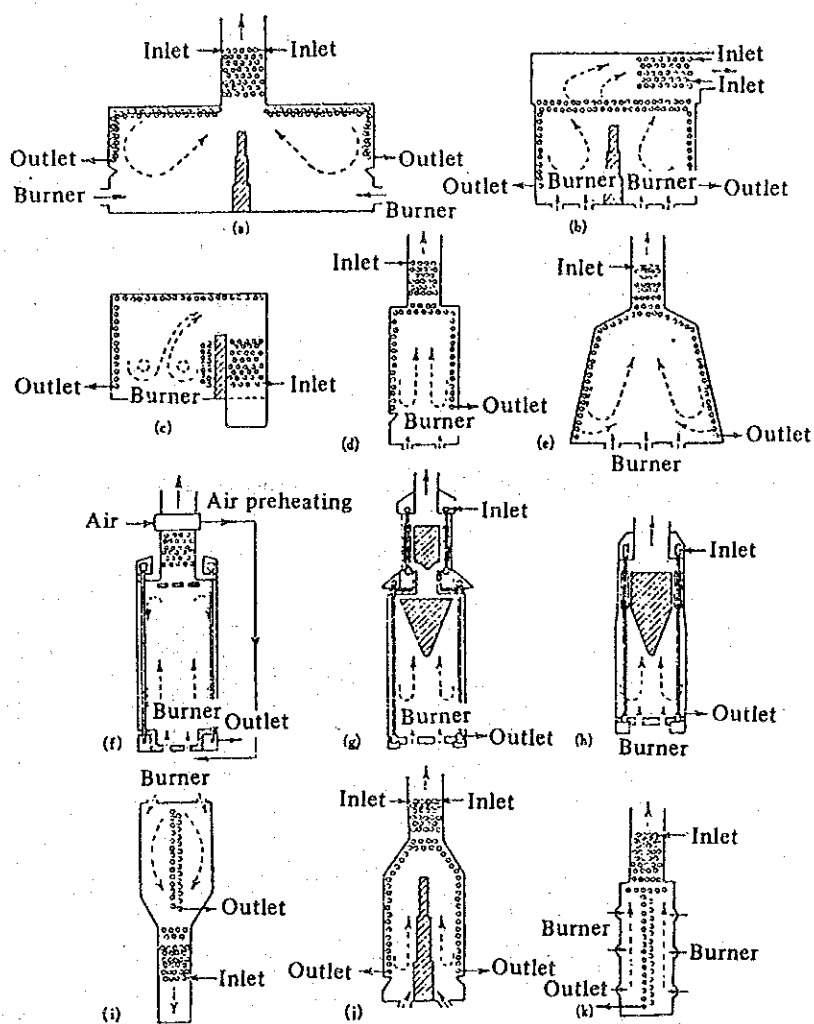
d) 加熱量調節

(i), (k) 型は加熱量を任意に調節することができ, 特に 540~810℃の高温加熱に適している。(f), (g), (h) の円筒形及び輻射受熱面の多い型式は, 低負荷運転ができる。

e) 容量

(c), (d), (h), (i), (k) 型は低容量に, (a), (b), (c), (j) 型は大容量に適する。

Figure 4.50 Various Furnace Types of Pipe-Still



(a) Large box-type (b) Separate-convection (Lummus)
 (c) Down-convection (d) Straight-up (Born) (e) A-frame (Kellogg)
 (f) Circular (DeFelorez) (g) Large isoflow (Petrochem)
 (h) Small isoflow (Petrochem) (i) Equiflux (UOP)
 (j) Double-upfired (UOP) (k) Radiant-upfired (Selas)

f) 煙 突

(a), (b), (c), (i) 型は煙突を必要とするが、その他の型式では炉自身が煙突の役目を果たしているため煙突は不要。

g) その他

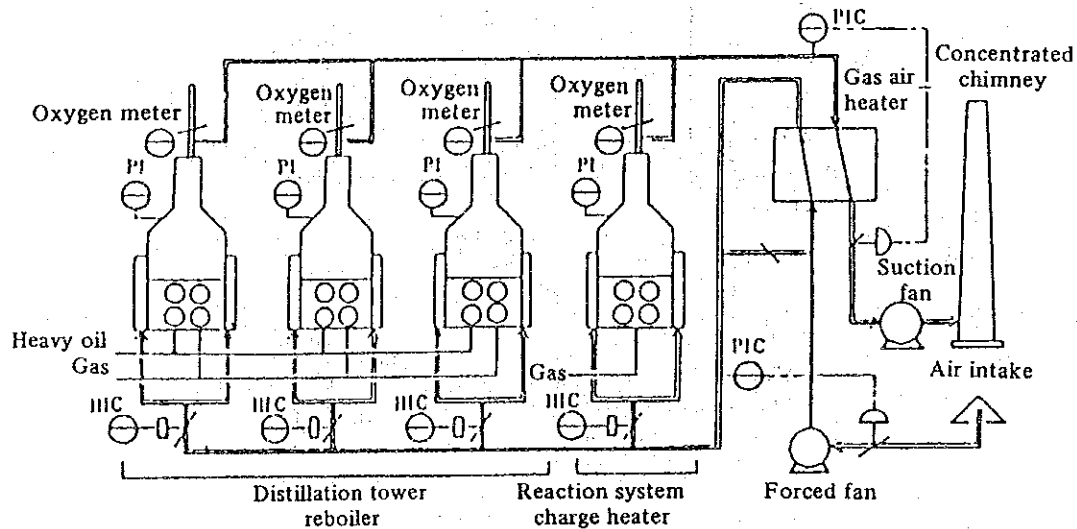
(g), (h) 型は対流部にフィンチューブを使用しているため、対流部の伝熱量が輻射部より多くなることがある。燃焼ガスを循環すると炎温度は低下するが対流伝熱が増加する。

相似形の炉は熱負荷が均一でコーキング、変色、分解などが起こらず利点が多い。一般に輻射伝熱量は $16,000\sim 54,000\text{kcal/m}^2\text{h}$ であるが、コークスが蓄積すると伝熱係数の低下が著しいので、定期的掃除が必要である。排ガス損失の低減と流体保有熱の回収を行うことにより、パイプスチルの熱効率率は $80\sim 90\%$ に達することができる。

パイプスチルの省エネルギー対策として、日本で実施されている1例を示す。

- ・加熱炉対流部のチューブのスタッドチューブ化による効率の向上。
- ・排ガス/燃焼用空気の熱交換器設置による空気の予熱(約 290°C Fig 4.51)
- ・低過剰空気バーナの採用による低空気比(1.2以下)での安定燃焼。

Figure 4.51 Energy Conservation Measures for Pipe Steel



(2) 熱媒加熱装置

可塑剤、脂肪酸、高級アルコール、有機薬品などの真空蒸留、植物油、硬化油の真空脱臭、エステル化反応、縮合反応、水添、脱水素反応などの反応装置では、 $250\sim 350^\circ\text{C}$ における操作の要求されることが多い。熱媒の使用によって、例えば 300°C の加熱源が1気圧の圧力下で得られるので電熱法、直火法、熱水加熱法などに比べて便利な方法である。圧力が低い以外に均一加熱、精密温度調節、急速加熱及び冷却などの特徴を有している反面、設備費と熱媒が高価である。

一般に使用される熱媒を Table 4.13 に示す。 $250\sim 350^\circ\text{C}$ では有機系の熱媒油

が、350 ~ 500℃ではKNO₃、NaNO₂などの溶融塩が、450 ~ 700℃ではNa、K、Hgなどの溶融金属が使用される。

熱媒の加熱には、小型ボイラに類似の缶型又は水管型が使用される (Table 4.14 参照)。

Table 4.13 Physical Properties of Thermal Fluids

Property	Dowtherm A*	Dowtherm B*	Fused salt Hi Tec †	Oil Mobiltherm 600 ‡	Oil Mobilchem light ‡	Hydrotherm § 750-200	Hydrotherm § 700-160	Thermodol ¶ FR2	Mercury	NaK
Chemical formula	(C ₂ H ₅) ₂ O (C ₂ H ₅) ₂	C ₂ H ₅ Cl	NaNO ₂ NaNO ₃ KNO ₃						Hg	44 wt. NaK
Molecular weight	165	147	92							
Specific gravity at 212°F	0.997	1.181	1.98(300°F)	0.90	0.930	1.11	1.08	1.38	13.35	0.84(600°F)
Melting point, °F.	53.6	-6.7	288	20(pour point)	-20(pour point)	5(pour point)	-40(pour point)	20(pour point)	-38.2	65
Boiling point, °F. (atm. pressure)	495.8	352		>600	>400		644	674.4	1,518	
Flash point, COC, °F	255	155		360	250	475		379		
Specific heat of liquid, B.t.u./lb. (°F)	0.526(496°F)	0.412(352°F)	0.373(300°F)	0.580(500°F)	0.58(300°F)	0.55(600°F)	0.64(500°F)	0.333(500°F)	0.033(212°F)	0.25(600°F)
Heat of vaporization, B.t.u./lb.	125.0	119.0							117.0	
Heat of fusion, B.t.u./lb.	64	38	35						5.1	
Cubical expansion coefficient	0.00043		0.00020	0.00035			0.00039	0.000101		
Absolute viscosity of liquid, centipoise	0.30(600°F)	0.30(400°F)	1.7(800°F)	0.585(500°F)	0.873(300°F)	0.572(600°F)	0.605(500°F)	0.63(500°F)	1.23(200°F)	0.24(600°F)
Surface tension (contact with air), (contact with air), dynes/cm	43	37				37			487	105
Thermal conductivity liquid, B.t.u./ft. (sq.ft.) (°F/ft.)	0.076	0.064	0.35	0.067	0.0652	0.0590	0.072	0.057	4.85	15.6

- * The Dow Chemical Company.
- † E. I. du Pont de Nemours & Co., Explosives Department, Wilmington, Del.
- ‡ Mobil Oil Corp.
- § American Hydrotherm Corp.
- ¶ Monsanto Co.

Table 4.14 Thermal Fluids Heaters

Type	Vertical type	Horizontal multi-tube type	Marine type	Water tube type
Heat capacity (kcal/hr)	50,000 - 2000,000	50,000 - 15,000	100,000 - 6000,000	600,000 or more
Thermal efficiency (%)	50 - 55	50 - 55	about 70	70 - 75
Radiant section thermal load (kcal/m ² ·hr)	15,000	—	15,000	—
5Convection section thermal load (kcal/m ² ·hr)	8,000	8,000	1,000	15,000-20,000
Construction	Simple-Small	Simple-Large	Simple-Medium	Dual drum water tube type
Thermal fluid	Small quantities	Large quantities	Large quantities	1 m ³ /10,000 kcal
Natural circulation system	Unsuitable	Suitable	Suitable	Unsuitable
Burner	Short flame burner	Fore-fire burner	Short flame burner	Easily adjustable burner
Applications	for small capacity	for small capacity	for general purposes	for large capacity

ジャケットや加熱管及びユーザのコイルなどに、空気が残存していると伝熱係数が著しく低下すると共に熱媒の酸化による劣化が促進されるので、系内の空気を完全に除去する必要がある。ユーザがコイルの場合は、空気抜きが難しいのでコイル末端にベント用箱を設けてこれからベントをとるほか、熱媒注入前に予め系内を真空にして、空気をできるだけ排除しておくことが望ましい。