

空調工程設計實例集

張樂法 編著

PRACTICAL EXAMPLES OF AIR CONDITIONING
SYSTEM DESIGN

L. Q. CHANG

中國建築工業出版社

空調工程設計實例集

張樂法 編著

PRACTICAL EXAMPLES OF AIR CONDITIONING
SYSTEM DESIGN

L. Q. CHANG

中國建築工業出版社

目 錄

序

I 空調工程設計全例二集	1
■ 1. 香蕉冷藏庫系統工程設計	1
一、前 言	1
二、台灣香蕉果實病害與冷藏防治	2
三、(A)高雄香蕉冷藏系統設計 (增訂後較1965年原文更詳盡)	3
四、(B)高濕度冷藏設計與加濕分析 (增訂後較1965年原文更詳盡)	5
五、(C)香蕉冷藏庫系統設備	7
六、結 論	8
■ 2. 辦公大樓中央空調冷暖系統設計	9
▲第一部份 辦公大樓中央空調設備規劃與配置	9
圖2-1 全大樓風管配置	10
圖2-2 冷熱管路系統	11
圖2-3 地下室機械配置及配管	12
圖2-4 地下室風管	13
圖2-5 1樓風管配置	14
圖2-6 建築位置圖	15
圖2-7 標準層風管裝置	16
圖2-8 頂屋配置	17
圖2-9 自動控制系統	20
圖2-10 空調中央控制盤	22
表2-1 辦公大樓全部空調設備一覽表	18
▲第二部份 辦公大樓中央空調系統設計書	23
2-1 建築概要	23
2-2 空調計劃	23
2-3 設計條件	25
2-4 空調方式	28
2-5 空調負荷計算(經驗法計算)	29
2-6 冷凍機負荷之計算 (夏季冷卻與降濕藉濕度圖詳細計算與分析)	39
2-7 熱負荷及鍋爐負荷之計算 (冬季加熱與增濕藉濕度圖詳細計算與分析)	40
2-8 通風系統及風量計算	42
2-9 空調機器之選定	44
2-10 自動控制系統	53
2-11 各管路配置與安排	55
2-12 空調經常費之計算	55
II 空調系統計劃與配置實例集	59
■ 台北市國賓大飯店空調系統	
例 I-1 國賓大飯店空調系統介述(1)	60
例 I-2 國賓大飯店地下層冷凍機室之配管(2)	61
例 I-3 國賓大飯店冷水系統(3)	62
例 I-4 國賓大飯店1樓區域單風管系統(4)	63
例 I-5 國賓大飯店2樓區域單風管系統(5)	64
例 I-6 國賓大飯店客房誘導空調系統二次水配管(6)	65
例 I-7 國賓大飯店誘導系統四區域一次空氣主管管(7)	66

CONTENTS

PREFACE

I. TWO EXAMPLES OF A/C SYSTEM DESIGN

■ 1. REFRIGERATING SYSTEM DESIGN FOR KAOHSIUNG BANANA COLD STORE

- A. Refrigerating System Design
- B. High Relative Humidity Design For Kaohsiung Cold Store
- C. A/C Equipments Used In Kaohsiung Banana Cold Store

■ 2. AN EXAMPLE OF A/C SYSTEM DESIGN FOR OFFICE BLDG

▲ PART 1. DIAGRAMS OF A/C EQUIPMENTS FOR OFFICE BUILDING

- Fig. 2-1 Diagram of Air Duct For Office Building
- Fig. 2-2 Diagram of CHW & HW Piping
- Fig. 2-3 Equipment Layout & Its Piping In Basement
- Fig. 2-4 Duct Layout (B FL)
- Fig. 2-5 Duct Layout (1st FL)
- Fig. 2-6 Site Plan
- Fig. 2-7 Duct Layout (Typical Illustration)
- Fig. 2-8 Roof Plan
- Fig. 2-9 Automatic Control System
- Fig. 2-10 Control Panel

Table 2-1 Summary of A/C Equipments For The Office Bldg

▲ PART 2. A/C SYSTEM DESIGN FOR THE OFFICE BUILDING

- 2-1 Building Survey
- 2-2 Plan of Air Conditioning
- 2-3 Design Conditions
- 2-4 System of Air Conditioning
- 2-5 Estimate The loads
- 2-6 Refrigeration Load Estimating
- 2-7 Heat-Load Calculation For Boilers
- 2-8 Ventilating System & Air Quantities Estimate
- 2-9 Selection of A/C Equipments
- 2-10 Automatic Controls
- 2-11 Layouts of Duct & Piping Systems
- 2-12 Operation Costs

I. PLANS & LAYOUTS OF AIR CONDITIONING SYSTEMS

■ A/C SYSTEM USED FOR THE AMBASSADOR HOTEL (TAIPEI)

- I-1 Schematic A/C System Diagram Planned For The Ambassador Hotel (1)
- I-2 Basement Floor CHW/CW/HW Piping For The Ambassador Hotel (2)
- I-3 Chilled Water Piping System Designed For The Ambassador Hotel (3)
- I-4 First Floor Single Duct Layout For The Ambassador Hotel (4)
- I-5 Second Floor Single Duct Layout For The Ambassador Hotel (5)
- I-6 Schematic 2ndary Water Piping Diagram For The Ambassador Hotel (6)
- I-7 PA Main Duct Of Four Zones Designed For The Ambassador Hotel (7)

例 I-8 國賓大飯店誘導系統四區域一次風分配(8).....	67	I-8 Schematic Primary Air Diagram For The Ambassador Hotel (8)	
例 I-9 國賓大飯店誘導空調系統 11 樓一次風管(9).....	68	I-9 11th Floor Primary Air Duct Diagram For The Ambassador Hotel (9)	
例 I-10 國賓大飯店頂樓各種空調設施(10).....	69	I-10 Piping & Fan Units On Top Floor For The Ambassador Hotel (10)	
例 I-11 國賓大飯店空調氣動自動控制系統(11).....	70	I-11 Pneu. Control System For Entire A/C System—The Ambassador Hotel (11)	
■日本中電大樓大型空調系統		■AN A/C SYSTEM FOR AN OFFICE BUILDING	
例 I-12 中電大樓之風管系統(1).....	71	I-12 Diagram of Air Duct For An Office Building (1)	
例 I-13 中電大樓頂屋 P ₂ 層雙風管空調機(2).....	73	I-13 Dual Duct System (2)	
例 I-14 中電大樓標準層(7 樓)風管配置(3).....	74	I-14 Duct Layout For The Typical Floor (7th FL) of Office Building (3)	
例 I-15 中電大樓 9 樓風管配置(4).....	76	I-15 Duct Layout For Executive Floor (4)	
■小型旅社空調系統		■AN A/C SYSTEM DESIGNED FOR SMALL HOTEL	
例 I-16 小型旅社之風管系統(1).....	78	I-16 Duct System For Small Hotel (1)	
例 I-17 小型旅社 1 樓風管配置(2).....	79	I-17 Duct Layout On The First Floor of Hotel (2)	
例 I-18 小型旅社 2 樓風管配置(3).....	80	I-18 Duct Layout On The Second Floor of Hotel (3)	
例 I-19 小型旅社 3 樓風管配置(4).....	81	I-19 Duct Layout On The 3rd Floor of Hotel (4)	
例 I-20 小型旅社地下機械室(5).....	82	I-20 Machining Room On The Basement (5)	
例 I-21 小型旅社塔屋配置(6).....	83	I-21 Plan of Panthouse (6)	
■原子能研究所空調裝置		■AN A/C SYSTEM EMPLOYED FOR R. I. LABORATORY	
例 I-22 原子能放射性污染控制之空調系統(1).....	84	I-22 A/C Flow Sheet For R. I. Laboratory (1)	
例 I-23 原子能研究所 1 樓風管配置(2).....	85	I-23 First Floor Plan of Hot Laboratory (2)	
例 I-24 原子能研究所地下室通風設備(3).....	86	I-24 Basement Floor Plan of Hot Laboratory (3)	
■日本京王百貨大樓空調系統		■AN A/C SYSTEM USED FOR DEPARTMENT STORE	
例 I-25 京王百貨大樓風管系統(1).....	87	I-25 Air Duct of Department Store (1)	
例 I-26 京王百貨大樓標準層風管系統(2).....	88	I-26 Typical Floor Plan of Department Store (2)	
例 I-27 京王百貨大樓塔屋 3 樓機械室(3).....	90	I-27 Penthouse 3rd Floor (3)	
例 I-28 京王百貨大樓塔屋 2 樓設備配置(4).....	90	I-28 Penthouse 2nd Floor (4)	
■日本仙台放送會館(NHK 電視大樓)空調系統		■AN A/C SYSTEM FOR NHK TV STUDIO (JAPAN)	
例 I-29 NHK 電視大樓風管系統(1).....	92	I-29 A/C System For NHK TV Studio (1)	
例 I-30 NHK 電視大樓 1 樓風管系統(2).....	93	I-30 First Floor Plan of NHK TV Studio (2)	
例 I-31 NHK 電視大樓地下層機械室(3).....	94	I-31 Basement Plan of NHK TV Studio (3)	
例 I-32 NHK 電視大樓 2 樓配管及風管(4).....	95	I-32 2nd Floor Plan of NHK TV Studio (4)	
例 I-33 NHK 電視大樓 3 樓風管(5).....	96	I-33 3rd Floor Plan of NHK TV Studio (5)	
■日本愛知醫療中心空調系統		■AN A/C SYSTEM FOR HOSPITAL (JAPAN)	
例 I-34 愛知醫療中心冷溫水配管(1).....	97	I-34 CW & HW Flow Sheet For The Hospital of Polyclinic Center (1)	
例 I-35 愛知醫療中心蒸氣配管(2).....	97	I-35 Flow Sheet of Steam Piping (2)	
例 I-36 愛知醫療中心風管系統(3).....	98	I-36 Duct Layout For The Hospital (3)	
例 I-37 愛知醫療中心 3 樓手術室風管系統(4).....	99	I-37 3rd Floor Plan of Operation Room (4)	
例 I-38 愛知醫療中心 2 樓診療室風管系統(5).....	100	I-38 MZ System Duct Layout On The 2nd Floor of Hospital (5)	
例 I-39 愛知醫療中心特別病房風管平面圖(6).....	102	I-39 7th Floor Plan of Private Wards (6)	
例 I-40 愛知醫療中心地下機械室(7).....	103	I-40 Basement Plan of Hospital (7)	
■日本世田谷人民會堂空調系統		■AN A/C SYSTEM USED FOR AUDITORIUM	
例 I-41 世田谷人民會堂 1 樓配置(1).....	105	I-41 First Floor Plan of The City Peoples' Auditorium (1)	
例 I-42 世田谷人民會堂 2 樓配置(2).....	106	I-42 2nd Floor Plan of Auditorium (2)	
例 I-43 世田谷人民會堂風管系統(3).....	107	I-43 Duct Diagram of Auditorium (3)	
例 I-44 世田谷人民會堂 2 樓天花板上風管(4).....	107	I-44 Duct Layout Above Ceiling (4)	
例 I-45 世田谷人民會堂吹出口詳圖(5).....	108	I-45 Air Outlets (5)	
例 I-46 世田谷人民會堂地下機械室(6).....	108	I-46 Basement Plan of Machining Room (6)	
■紡紗工廠空調系統		■AN INDUSTRIAL A/C SYSTEM FOR SPINNING MILL	
例 I-47 某紡紗工場空調機配置(1).....	109	I-47 Piping Diagram of Wool Spinning Mill (1)	
例 I-48 某紡紗工場 1 樓風管系統(2).....	110	I-48 The First Floor Duct Layout For Spinning Mill (2)	
例 I-49 某紡紗工場地下回風道之佈置(3).....	111	I-49 Underground Return Duct Layout For Spinning Mill (3)	
例 I-50 某紡紗工場空調機械室(4).....	112	I-50 A/C Central Unit For Spinning Mill (4)	

■住宅冷暖空調(適合中國中原地區及北方)

- 例 I-51 住宅 1 樓輻射暖管配置(1)..... 113
 例 I-52 住宅 1 樓風管系統(2)..... 114
 例 I-53 住宅 2 樓輻射暖管平面圖(3)..... 115
 例 I-54 住宅 2 樓風管平面圖(4)..... 115

■一般住宅輻射供暖裝置(適合中國北方)

- 例 I-55 住宅 1 樓輻射管供暖系統(1)..... 116
 例 I-56 住宅 2 樓輻射管供暖系統(2)..... 117

■風管系統

- 例 I-57 單風管系統(1)..... 118
 例 I-58 風管機 FC 系統(2)..... 119
 例 I-59 多風管系統(3)..... 120
 例 I-60 各種個別空調機之混用(4)..... 121

■水配管系統

- 例 I-61 水配管(1)—密封式循環系統(a~h)..... 122
 例 I-62 水配管(2)—轉換式密封與開放循環系統(i~j)..... 123
 例 I-63 水配管(3)—開放式循環系統(k~o)..... 124
 例 I-64 水配管(4)—熱泵供應蓄熱槽回路系統(p~u)..... 125
 例 I-65 水配管(5)—熱泵密封循環系統(v~w)..... 126
 例 I-66 水配管(6)—2 管系統(x~gg)..... 127

III 空調設備施工實例集..... 129

■機器安裝

- 例 II-1 離心壓縮機基礎..... 130
 例 II-2 水泵台架..... 130
 例 II-3 送風機防振裝置..... 131
 例 II-4 防振腳..... 131
 例 II-5 蓄熱槽..... 132
 例 II-6 鍋爐..... 133
 例 II-7 地下蓄油槽..... 134
 例 II-8 蒸氣-水熱交換器..... 135
 例 II-9 水-水熱交換器..... 136
 例 II-10 膨脹箱..... 137
 例 II-11 冷卻水塔..... 138
 例 II-12 洗滌器..... 139
 例 II-13 空調機裝置..... 140
 例 II-14 吊掛式空調機..... 141
 例 II-15 落地型空調機..... 141
 例 II-16 天花板吊掛式風管機..... 142
 例 II-17 落地型風管機..... 142
 例 II-18 天花板吊掛式誘導箱..... 143
 例 II-19 落地型誘導箱..... 144
 例 II-20 工場用空氣簾..... 144
 例 II-21 雙風管施工..... 145
 例 II-22 雙風管混合箱..... 145

■風管及其附件安裝

- 例 II-23 風管..... 146
 例 II-24 送風機出入口連接..... 148
 例 II-25 風管附件..... 149
 例 II-26 彎頭與消音器..... 150
 例 II-27 共鳴型消音器..... 151
 例 II-28 筒組型消音器..... 151
 例 II-29 單層排氣罩..... 152

■A/C SYSTEM EMPLOYED FOR A MODERN RESIDENCE

- I-51 The 1st Fl. Heating Panel Arrangements For A Modern Residence (1)
 I-52 The 1st Fl. Duct Layout For A Modern Residence (2)
 I-53 The 2nd Floor Floor Heating For Modern Residence (3)
 I-54 The 2nd Floor Duct Layout For Modern Residence (4)

■AN A/C SYSTEM USED FOR A CONVENTIONAL RESIDENCE

- I-55 Floor Heating Coils & First Floor Plan of A House (1)
 I-56 Floor Heating Plan of A House (2)

■DUCT SYSTEMS

- I-57 Various Applications of A/C Systems-Single Duct Systems (1)
 I-58 Various Applications of A/C Systems-FC Units (2)
 I-59 Various Applications of A/C Systems-Dual & Triple Ducts (3)
 I-60 Various Applications of A/C Systems-Combination Systems (4)

■PIPING SYSTEMS

- I-61 Piping Systems (1)—Closed Circuit (a~h)
 I-62 Piping Systems (2)—Closed & Open Circuits With Change-Over (i~j)
 I-63 Piping Systems (3)—Open Circuit (k~o)
 I-64 Piping Systems (4)—Heat Pump For Thermal Reservoir (p~u)
 I-65 Piping Systems (5)—Heat Pump With Closed Circuit (v~w)
 I-66 Piping Systems (6)—2-Pipe Systems (x~gg)

II. PRACTICE OF AIR CONDITIONING INSTALLATION

■THE INSTALLATION OF A/C EQUIPMENTS

- II-1 Foundation For Turbo Refrigeration Machine
 II-2 Isolations For Centrifugal Pumps
 II-3 Isolators For Fans
 II-4 Isolators For Machines
 II-5 Details of Thermal Reservoirs
 II-6 Sectional Cast Iron Boiler
 II-7 Underground Fuel Tank
 II-8 Hot Water Converter
 II-9 Water To Water Heat Exchanger
 II-10 Closed Expansion Tank
 II-11 Piping Plan For Cooling Tower
 II-12 Air Washer
 II-13 Central A/C Apparatus
 II-14 Ceiling Hung Air Handling Unit
 II-15 Floor Mounted Air Handling Unit
 II-16 Piping For Ceiling Mounted FC Units
 II-17 Piping For Floor Mounted FC Units
 II-18 Ceiling Mounted Induction Units
 II-19 Floor Mounted Induction Units
 II-20 Air Curtain At The Entrance of Workshop
 II-21 Duct Layout For Dual Duct System
 II-22 Mixing Box

■DUCTS & ACCESSORIES

- II-23 Ducts
 II-24 Fan Unit Inlet & Discharge Connections
 II-25 Duct Fittings
 II-26 Duct Attenuators
 II-27 Muffler Type Attenuator
 II-28 Cell Type Attenuator
 II-29 Canopy Hood With Grease Filter

VI

例 I-30	雙層排氣罩	152
例 I-31	風量調節板	153
例 I-32	防火兼風量調節板	153
例 I-33	格柵型防火節風板	154
例 I-34	單翼板型防火節風板	154

■配管施工

例 I-35	供油槽蒸氣配管	155
例 I-36	高壓蒸氣與熱交換器配管	155
例 I-37	蒸氣閘之連接	155
例 I-38	鍋爐室蒸氣配管	156
例 I-39	蒸氣加熱盤管之配管	158
例 I-40	熱回水箱	159
例 I-41	管固定器	160
例 I-42	管固定架	161
例 I-43	管固定與支持	162
例 I-44	暗道管路	163
例 I-45	坑內管路	164
例 I-46	室內體育館暗道管路	165
例 I-47	吸收式冷凍機配管	166
例 I-48	高壓氣槽管路	167
例 I-49	蒸氣及回水筒	167
例 I-50	熱交換器管路	167
例 I-51	主上向管及歧管	168
例 I-52	總管分出之歧管	169
例 I-53	散熱器(水汀)管路	169
例 I-54	放熱器配管	170
例 I-55	放氣閥	170
例 I-56	供水及回水筒	171
例 I-57	地設輻射暖管	172
例 I-58	輻射施工詳圖	173
例 I-59	暖氣用熱水鍋爐	174
例 I-60	空調機三通閥配水管	176
例 I-61	空調機二通閥配水管	176
例 I-62	二段洗滌器配管	176
例 I-63	水泵管路	177
例 I-64	冷媒配管	177
例 I-65	機房配管(1)	178
例 I-66	機房配管(2)	179

■自動控制

例 I-67	中央自動控制盤安排	180
例 I-68	中央自動控制盤之實際圖	180
例 I-69	電動式自動控制系統	181
例 I-70	電子自動控制系統	183
例 I-71	氣動自動控制系統	185
例 I-72	氣動能源裝置	188
例 I-73	空壓機及控制盤	189

IV	本書常用英文名辭縮寫註釋	190
----	--------------	-----

V	空調、通風圖示符號	193
---	-----------	-----

I-30	Double Hood	152
I-31	Volume Damper	153
I-32	Volume & Fire Damper	153
I-33	Louver Damper	154
I-34	Single Blade Fire Damper	154

■PIPING

I-35	Typical Connection For Oil Service Tank	155
I-36	Typical Connection For Hot Water Heater	155
I-37	Steam Trap Connection	155
I-38	Piping Arrangement For Boiler Room	156
I-39	Typical Connection For Air Heating Coil	158
I-40	Piping Arrangement For Hot Well Tank	159
I-41	Piping Supports, Anchors & Expansion Bolts	160
I-42	Piping supports in Pipe Shaft	161
I-43	Piping Supports & Anchors For A Tall Bldg	162
I-44	Piping Arrangement In Trench	163
I-45	Pits For Valves, Joints & Other Fittings	164
I-46	Details of Piping Trench Used In Gymnasium	165
I-47	Piping For Absorption Type Water Chiller	166
I-48	Piping For HP Flash Tank	167
I-49	Piping For The Headers of Steam & Condensate	167
I-50	Piping For Heat Exchanger	167
I-51	Details of HW Piping	168
I-52	HW Runout From Main Piping	169
I-53	HW Radiator Connection	169
I-54	HW Piping For Unit Heaters	170
I-55	Details of Air Vent	170
I-56	Details of HW Supply & Return Headers	171
I-57	Plan of Flow Heating	172
I-58	Details of Floor Panel Heating	173
I-59	Piping Arrangement For HW Boiler	174
I-60	CHW/HW Coil Unitary With 3-Way Mixing Valve	176
I-61	CHW/HW Coil Unitary With 2-Way Control Valve	176
I-62	Typical Connection For 2-Stage Air Washer	176
I-63	Typical Connection For CW Pump	177
I-64	Refrigerant Piping	177
I-65	Piping Arrangement For A/C Machining Room(1)	178
I-66	The Elevation View of Piping In A/C Machining Room(2)	179

■AUTOMATIC CONTROL

I-67	Graphic Panel Design For Automatic Control	180
I-68	Elevation of Control Panel	180
I-69	Electric Control Systems	181
I-70	Electronic Control Systems	183
I-71	Pneumatic Control Systems	185
I-72	Source of Compressed Air	188
I-73	Plan of Compressor Unit & Pneumatic Control Panel	189

IV. ABBREVIATIONS

V. GRAPHICAL SYMBOLS

I. 空調工程設計全例二集

I. TWO EXAMPLES OF A/C SYSTEM DESIGN

1. 香蕉冷藏庫系統工程設計

(本文英譯載於次頁起)

1. REFRIGERATING SYSTEM DESIGN FOR KAOHSIUNG BANANA COLD STORE

本論文係根據高雄香蕉冷藏庫系統現況作學理計算與分析撰寫，在1965年9月份「工程」月刊發表，次年六月獲選中國工程師學會1966年度詹氏論文獎章，繼而自1971年起先後轉載於「冷凍與空調工程實務」第二、三、四、五、六各版發行。著者將本論文納入「實例集」並將工程設計部份自譯成英文以資國外交流，其中已將增補計算與分析部份缺失改寫及增訂，可能較我原稿明晰易解。

一、前 言

香蕉為台灣省中、南、東部一大特產，不但國人口福非淺，鄰近的日本更視為水果珍品。年來香蕉輸往日本，佔台灣省農產品出口僅次於糖之第二位。尤其去年（1964年）輸日香蕉創四百萬籃紀錄之後，台灣省香蕉產量由於蕉農之努力，今年除內銷外，輸日香蕉預計將創八百萬籃之最新紀錄。為促進香蕉之產銷，年來在香蕉育植、病害之防治及儲運等各方面，亦作了幾件長遠而治本之建樹：如委請台灣大學等單位研究香蕉育植病害及其防治；香蕉冷藏運輸技術人員訓練班第一屆之開辦；以及高雄香蕉冷藏庫之興建完工等。這些對輸日香蕉腐損率之減低都各有其直接與間接的密切關連，甚至於對台灣未來輸歐將亦可能提供進一步之希望。（著者按：1976年台灣曾試銷中東科威特）

香蕉的味道為日人所喜愛可謂淵源已深，但基於香蕉之產量、運輸，及日本對香蕉輸入政策等因素之關係，日本過去除大部份輸入台灣外，尚有東方其他熱帶地區，及中南美洲等國家提供，由第1-1表可知日本近年來輸入香蕉數量是在增加中，假若今年台灣輸日果能達八百萬籃，則香蕉在日本市場可能達到一暫時性之“獨佔”。但反觀自日本政府撤消香蕉進口限制後，最近又將批准“日本香蕉輸入組合”之成立，今後日本的香蕉輸入政策與輸出方之產銷制度固然能影響各香蕉產地在日本香蕉市場之前途，但香蕉之物美價廉，供應充足，與及時之運輸能力等仍將為決定日本香蕉市場誰屬之最重要條件。台灣今後如何在日本保持八百萬籃或超過此數之輸出，以物美價廉的條件而論，香蕉儲存與運輸方法之改進將無異為重要因素。所以台灣輸日之“產”“運”“銷”是三環一體的，其中任一環有了變更，都

表1-1 日本香蕉輸入量

Table 1-1 Taiwan Banana Importation in Japan

年 份	合 計 (TOTAL)		裝 臺 蕉 (TAIWAN BANANA)		中南美“全房”香蕉 (BANANA From C.A. & S.A.)	
	總 重 量 (公斤)	金額 (K.Y.)	重 量 (公斤)	金額 (K.Y.)	重 量 (公斤)	金額 (K.Y.)
1961	74,029,000 Kg	4,169,000	65,710,000 Kg	3,660,000	8,319,000 Kg	508,000
1962	82,598,000	4,512,000	49,300,000	2,741,000	33,298,000	1,770,000
1963	255,648,000	13,376,000	51,642,000	2,860,000	204,006,000	10,519,000
1964	351,845,000	19,860,000	188,886,000	11,717,000	162,960,000	8,142,000

(按：台灣自1969年改用瓦楞紙箱包裝外銷，每箱重16.5 Kg)

足以影響香蕉在日本市場的地位。香蕉輸出儲存與運輸問題，近年來有關各單位配合各方面作積極策劃之解決；除冷藏船之增添達 15 艘並仍計劃增加外，高雄香蕉冷藏庫之興建無異將使香蕉輸出增加調節緩衝的時間，並將使香蕉運輸腐損率之降低達於最低限。

日本方面，在東京都中央區建造之“日通晴海 2 號倉庫”一座已於今年 3 月完工。該庫之普通倉庫等係專因香蕉輸入增加而興建，全庫包括 SA 級冷藏庫、C 級冷藏庫、香蕉熟成室、燻蒸室、定溫室及普通倉庫等。建築物共六層佔地 14,144 m²，為日本最大處理香蕉之建築。以該庫與高雄香蕉冷藏庫之遙遙相對，祇要我香蕉在日本推銷順利，冷藏運輸再加改進並充分利用，則香蕉今後必可“一路平安”的運抵日本。

香蕉經預冷及冷藏船載運，可使香蕉之成熟日期延遲，並能提高香蕉熟成後之品質，因為香蕉採摘後之自然成熟速度和果實病害之防治與冷藏溫度、濕度及通風等有密切之關係。故高雄香蕉冷藏庫之完工對香蕉輸出將有下述四重要意義：

1. 在每年 4、5、6 月香蕉盛產季節，倘國外市場之需要，或載運香蕉之冷氣船一時不能配合香蕉生產，應將採割之香蕉儲放於冷藏庫內，這可使香蕉運輸有七至十天之調節。
2. 香蕉在裝運前，如果因颱風或氣候變化而延誤船期，使已採割或非採割不可之香蕉儲放於冷藏庫內，將可避免或減少香蕉之腐損率。
3. 香蕉經預冷後裝入冷氣船作長途海上運輸，可減少腐損率及延遲熟成。
4. 該庫之第二層雖無冷氣，但仍可遮避雨，今後香蕉運抵高雄港即使不能立即送入冷藏庫預冷或裝載上船，但亦不致再受日晒夜露或雨打之“待遇”。

二、台灣香蕉果實病害與冷藏防治

以農業生產的立場來說，香蕉果實在母株時不發病，到收穫後才發生病害，這亦被視為果實病害。從前香蕉輸日，抵達日本港口時，常有相當高之腐損率，其後再經卸裝運輸，待運達各地熟成加工廠時，腐損率與自然熟成度再隨運輸時間成正比的增加。這無異使香蕉品質降低，並使零售成本增加，致使香蕉在日本家庭成為珍品。戰前日本每人水果消費量香蕉佔 9%，今日雖然日本生活水準隨工業之擴展而提高，但香蕉却祇佔水果消費量之 8%，反較戰前為低，無怪日人抱怨香蕉太貴！因此，我們對香蕉之生產不僅要重視園圃香蕉病害之防治，對於收穫後之處理、包裝、輸送或儲藏亦要作全盤之研究。目前香蕉發生在收割後之病害據台大植物病理學研究室之研究，多數與香蕉存放之溫度、濕度及通風有關；亦即“冷藏”雖不能完全防止病害之滋生，但至少可延遲其病害之進展時間。茲將數種影響香蕉品質最利害而能以“冷藏”防治之香蕉病害簡略介紹如下，以供冷凍工程師及有關人士參考。

1. 炭疽病 (Gloeosporium Musarum)

本病一般係在果實成熟後才有病徵。起初在黃色果皮上有暗褐色或黑色的斑點，漸次擴大而稍凹陷下，隨著病斑之融合，果面自黃色轉變為黑色且略為皺縮。本病傳播殊為可怕，被害部份的果肉變褐色而漸次軟化腐敗。此病之感染是在果實未成熟以前，因營養關係，所侵入之病原菌僅侷限於感染的局部，不能充分發育，日後隨著果實之成熟開始其發育，最後遂引致果實腐敗。此病原菌在 82.5°F 左右發育最旺，在 50°F 以下時殆不能發育。為顧及香蕉在低溫引起之“寒害”(Chilling)，故以 52°F 左右之冷藏為最理想之防治。

2. 軸腐病 (Ceratostomella paradoxa)

本病由果梗、指座、果柄侵入發生黃色以至黑褐色的病斑，最後漸次擴大，使果肉變黑腐爛。本病發生與溫度有關；如溫度升至 88°F 時完全不見發病，但由於溫度下降時病勢漸次增加，66°~61°F 發

病最猛烈，若再下降至 55.5°~52°F，病斑尚可進行到一相當程度。為防治本病，在切割處立刻抹以“烏司普倫”(Uspulum)或其他防腐劑。雖然在 52°F 冷藏不如對炭疽病有效，但 52°F 左右是本菌發育近乎最低的溫度界限，在延遲本病進行上，深信有十分之效果。

3. 黑腐病 (Botryodiplodia theobromae)

本病在果指的前端部(果頂)及果皮傷口處擴大其病斑。病斑為黑褐色，果皮軟化以致稍現離狀。被害的果肉軟化腐敗稍呈液化最後呈半流體。本病在高溫並多濕時發生最烈，88°F 左右時更強烈地擴大其病害程度，尤其當溫度增加時蔓延力更速。本病用冷藏法亦有防止之效。而且此病與前述之軸腐病同屬“創傷感染”而生，故裝運時留心不要使其受傷。

4. 白網病 (Corticium rolfsii)

本病可使果實變為褐色，稍微凹陷，在果皮表面有白色網狀的菌絲向縱橫二方面擴大，逐漸形成粟粒大的菌絲塊，致變成黃褐或赤褐色。當果肉受到侵染，就變軟化腐爛。本病主要多發生於香蕉貯存或運輸時，高溫多濕尤適宜本病之發生。據日人天井(1938)的研究，香蕉在輸送日本途中本病發生相當利害。防治本病首重貯放處所之通風，勿使果實遭受悶熱。

5. 軟腐病 (Rhizopus)

本病一般是在香蕉成熟後長久地貯藏於通風不良的處所最容易發生。罹病的果實表面先變黑褐色，次使果肉軟化而腐爛。防止的方法，注意貯存處所之通風，並勿使太濕。

6. 酵母之害 (Yeasts)

果實充分成熟後，果肉變為深黃色而軟化，引起酒精發酵。酵母為害，普通是自香蕉中心向外擴張，特別在高溫(82.5°~88°F)時發病最烈，利害時果皮表面會有白色或灰白色略帶粉狀之被膜出現。本菌實際又常與其他病菌尤其是炭疽病菌等接合在一起的時候更易加速果肉之腐敗。所以利用冷藏法防止極為有效。

7. 青膨病 (非寄生性病害)

本病主要是發生在輸送途中，過去香蕉輸日本病佔總病害之 60%，在日本門司、神戶兩港口卸貨時常被引起注意，雖然果皮還是淡綠色，但果肉已成黏色，變軟或液化了。大約五六月開始直到十一月初為止，為本病滋生期，尤其以八至十月間最烈；據日人三宅氏(1942)的報告，本病是果肉澱粉的糖化作用，裝於船艙中特別是在悶熱(87°F 以上)高溫及碳酸氣等的影響下，再加堆壓，更加速本病之進行，使果皮變黃以前果肉就已經有軟化的變徵。防治本病，使儲放處所或船艙溫度下降，增加新鮮空氣之抽換，防止過重堆壓等手段極為有效。

8. 寒害 (非寄生性病患) (Chilling)

本病係起因於過冷(50°F 以下)，在果實未成熟前，外表色澤不良；在相當成熟時，變黃了的果皮呈現污褐色並缺少光澤，而果肉因澱粉糖化作用的障礙，不能成熟，或變質不適於食用。為防止本病之發生，故儲放香蕉之冷藏庫，冷藏艙中保持適當的溫度與通風是必要的。在冬天室溫若低於 50°F 以下則需考慮利用暖氣，以提高保存香蕉之庫(或艙)溫。

由以上諸病害來看，不問香蕉病害是屬於寄生性或非寄生性，大部份的香蕉果實腐敗係發生於果實熟度到某種程度，與澱粉糖化作用略成正比進行。香蕉果實的糖化作用是由於酵素而來的澱粉加水分解，其作用與溫度有很密切的關係。所以，要防止此糖化作用使溫度下降是極好的辦法。再者，為阻止病原菌之發育，冷藏庫和冷氣船對香蕉作長途輸送是必需之重要設備。關於香蕉冷藏溫度下降的速度，亦有一提之必要，一般設計，以每小時溫度下降 1°F 為宜，過速將會引起香蕉“傷風”。致於香蕉冷藏庫(艙)高濕度(85% R.H.)之維持，係防止香蕉脫水而增加熟成困難，或損害熟成後之香蕉品質。

x_2 = 普利龍之厚度，3吋。

k_1 = 磚之熱傳導率 (Conductivity)，取 $5.0 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \cdot \text{in.}$

k_2 = 普利龍之熱傳率，取 $0.217 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \cdot \text{in.}$

故代入後，則

$$U = \frac{1}{\frac{1}{6.0} + \frac{8}{5} + \frac{3}{0.217} + \frac{1}{1.46}}$$

$$= 0.0615 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

(2) 溫差當量 (Equivalent Temperature Difference) Δt :

高雄夏季一日溫度差既為 18°F ，按標準溫度差應為 20°F ，故 $20 - 18 = 2^\circ\text{F}$ 。按規定每少 2°F 溫度差，則溫差當量應加 1°F 。又自數據表中 (註2) 查得 NE 側、SE 側、SW 側、NW 側與庫平台在下午 8 時之溫差當量各為 8°F 、 10°F 、 12°F 、 8°F 與 10°F 。因庫內外溫度差為 $95 - 56 = 39^\circ\text{F}$ ，超過 $39 - 15 = 24^\circ\text{F}$ 。故溫差修正值應各為：

NE 側： $8 + 1 + 24 = 33^\circ\text{F}$

SE 側： $10 + 1 + 24 = 35^\circ\text{F}$

SW 側： $12 + 1 + 24 = 37^\circ\text{F}$

NW 側： $8 + 1 + 24 = 33^\circ\text{F}$

庫平臺： $10 + 1 + 24 = 35^\circ\text{F}$

地基： $75 - 56 = 19^\circ\text{F}$

再者，機房溫度較同時氣溫高出 5°F ，故下午 8 時機房內之溫度為 $88.3 + 5 = 93.3^\circ\text{F}$

(3) 貫透熱之計算：將建築物各面積 A 算出，則貫透熱可按下式計算：

$$Q = UA(\Delta t)$$

經計算之結果，該冷藏庫各面牆壁上下貫透熱負荷如下表所列：

表 1-3 高雄香蕉冷藏庫建築物各面之貫透熱負荷

Table 1-3 Heat gains thru the construction of cold store

建築物各面 (Construction)	結構材料絕熱性			溫差當量 (temp. eq.) $\Delta t (^\circ\text{F})$	面積 (area) A (ft ²)	f_i	f_o	U 值 (Btu/h·ft ² ·°F)	貫透熱 (heat gains) Q (Btu/h)
	磚 X/K (brick)	鋼筋水泥 X/K (reinforced concrete)	普利龍 X/K (insulation)						
NE 側 牆	8/5		3/0.217	33	8,500	1.46	6.0	0.0615	17,000
SE 側 牆	8/5		3/0.217	35	2,720	1.46	6.0	0.0615	5,860
SW 側 牆	8/5		3/0.217	37	7,100	1.46	6.0	0.0615	16,150
NW 側 牆	8/5		3/0.217	33	2,720	1.46	6.0	0.0647	5,523
庫頂平臺 (roof)		8/12	3/0.217	35	84,000	1.2	6.0	0.0643	19,010
機房 (M/C rm)	8/5		3/0.217	37.3	2,180	1.46	1.46	0.326	5,229
地基 (floor)		6/13		19	84,000	1.63			520,300

*下層用厚度約 8 吋沙岩塊 (K = 4.0) 鋪底。

*: Underneath the concrete floor is 8" thick of rocks with sand, K=4.0。

根據表 1-3 之計算，該庫全部貫透熱 $Q_1 = 589,072 \text{ Btu/h}$ 。

4. 香蕉冷藏呼吸熱

每籃香蕉重量規定 45 公斤 (99 磅)，因竹簍材料多少亦有點內發熱產生，故香蕉每籃可按 100 磅計算。冷藏中之香蕉呼吸熱，隨溫度不同而異，如在 50°F 時，香蕉呼吸熱為 $0.0624 \text{ Btu/lb} \cdot \text{h}$ ； 68°F 時則為 $0.174 \text{ Btu/lb} \cdot \text{h}$ 。香蕉入庫時之溫度約為 80°F ，若按最高負荷計算，則香蕉冷藏呼吸熱約為 $0.2 \text{ Btu/lb} \cdot \text{h}$ 之數。故 40,000 籃香蕉之總呼吸熱為

$$Q_2 = 40,000 \times 100 \times 0.2 = 800,000 \text{ Btu/h}$$

3. Estimating Heat Gains.

(1) Estimating Over-all Coefficient Of Heat Transmission (U) Thru Outer Walls, Roof & Floor

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_o} + \frac{x_1}{K_1} + \frac{x_2}{K_2} + \frac{1}{f_i}}$$

The following data will be used in calculating the heat-gains thru the building of Kaohsiung cold store as listed in table 1-3.

f_o = coefficient of air film over outside surface of wall, 6.0

f_i = coefficient of air film over inside surface of wall, 1.46

x_1 = thickness of wall made by brick, 8"

x_2 = thickness of polyethylene over wall, 3"

k_1 = conductivity of wall made by brick, $5.0 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \cdot \text{in}$

k_2 = conductivity of polyethylene foam, 0.217

substituting and getting U value for outer walls

$$U = 0.0615 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

(2) Equivalent Temperature Difference, Δt

Because the daily range of temperature 18 F in Kaohsiung is less than 20 F, $20 - 18 = 2$ F, hence, it must add 1 F to every 2 F lower daily range for correction. For this instance, the equivalent temperature difference (Δt) at 8 PM thru roof and walls of NE, SE, SW, NW, obtained from a suitable table, are 8 F, 10 F, 12 F, 8 F and 10 F respectively. Outdoor minus store design temperature from the base of 15 deg. ie, $95 - 56 = 39$ F, and adding the excess of $39 - 15 = 24$ F to following calculations:

NE wall : $8 + 1 + 24 = 33$ F

SE wall : $10 + 1 + 24 = 35$ F

SW wall : $12 + 1 + 24 = 37$ F

NW wall : $8 + 1 + 24 = 33$ F

Roof : $10 + 1 + 24 = 35$ F

The temperature difference thru floor is $75 - 56 = 19$ F

Furthermore, the temperature of machining room at 8 PM would be 5 deg higher than given condition, hence, its actual temperature at 8 PM is $88.3 + 5 = 93.3$ F.

(3) Calculating Heat Gains

The areas of walls, roof, and floor can be calculated from given terms. Hence, heat gains from previous areas may be estimated by the application of following equation:

$$Q = UA(\Delta t)$$

All the pertinent data from calculations are listed in table 1-3.

Estimated total-heat gain from table 1-3 is $Q_1 = 589,072 \text{ Btu/h}$.

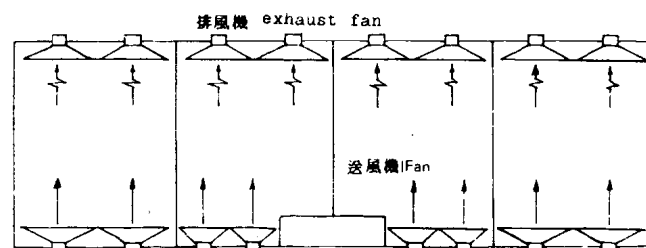


圖 (Fig) 1-2 高雄香蕉冷藏庫新鮮空氣通風與排風系統
Supply and Exhaust Fans in Kaohsiung Boki Store

5. 香蕉冷却熱

香蕉貯入庫中，溫度將自 80°F 降為 56°F。按香蕉之比熱（32°F 以上）為 0.8 Btu/lb°F，惟因香蕉冷却速度每 1 小時祇能容許降下 1°F，故冷却熱應為

$$Q_1 = 40,000 \times 100 \times 1 \times 0.8 = 3,200,000 \text{ Btu/h}$$

6. 照明設備及電動機散發熱

(1) 冷藏庫總面積共 84,000 ft²，故照明之散發熱為

$$Q_2 = 0.3 \times 84,000 \times 3.4 = 85,600 \text{ Btu/h}$$

(2) 電動機每間冷藏庫按 60HP 計，四間共 240HP，故電機散發熱為

$$Q_3 = 240 \times 3,000 = 720,000 \text{ Btu/h}$$

7. 新鮮空氣通風對庫內直接冷負荷的影響

既以下午 8 時為最高負荷量之計算標準，則該時之乾球溫度為 88.3°F，濕球溫度為 79.2°F 絕對濕度為 138 哩，如第 1-2 表及第 1-3 圖之空氣濕度圖 (Psychrometric Chart) 所示。冷藏庫庫內容積

$$V = (128' \times 164' \times 4 - (42.6' + 42.6') \times 23') \times 16.6' \\ = 1,232,000 \text{ ft}^3$$

假若新鮮空氣換氣率為每小時 1 次，則換氣量 $q = 1,232,000 \text{ ft}^3/\text{h}$ ，或 20,580 cfm。換算成重量，則為

$$\text{新鮮空氣量} = 1,232,000 \times 0.07025 \\ = 86,600 \text{ lb/h}$$

新鮮空氣引入庫內之直接顯熱量

$$Q_4 = 86,600 (30.8 - 22.7) = 701,460 \text{ Btu/h}$$

新鮮空氣引入庫內之直接潛熱量

$$Q_5 = 86,600 (43.1 - 30.8) = 1,065,180 \text{ Btu/h}$$

故新鮮空氣對庫內冷負荷之增加量

$$\text{OATH} = 701,460 + 1,065,180 = 1,766,640 \text{ Btu/h} \\ \text{或 } 147 \text{ RT}$$

8. 直接總盈熱量

$$\text{因庫內直接顯熱 } \text{RSH} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \\ = 6,095,532 \text{ Btu/h}$$

$$\text{又庫內直接潛熱 } \text{RLH} = Q_5 = 1,065,180 \text{ Btu/h}$$

$$\text{故直接總盈熱量 } \text{RTH} = \text{RSH} + \text{RLH}$$

$$= 7,160,712 \text{ Btu/h} = 597 \text{ RT}$$

四、高溫度冷藏設計與加濕分析

使香蕉冷藏庫內保持 90% RH 之條件，主要方法有二：一為加濕法，二為大風量法。此二法之採用應先考慮其使用條件，場所及其他各利弊因素等。以本系統採用加濕法為例分析如下：

1. 直接噴霧加濕之計算

先不談本系統採用水霧噴灑直接加濕之原因，試看各演算後可分析圖 1-3 中之一切狀況。

(1) 庫內負荷比線 (RSHF) 與濕度圖：本系統與一般空調系統非僅溫度低濕度高之要求特殊，對引入外氣在庫內與冷風直接混合，以及冷風機與噴霧增濕器在庫內操作，非像一般空調系統另設空調主機供冷卻與加濕並使其出風，回風及外氣皆各由風管及節氣板控制。依本系統條件則庫內負荷比線為

$$\text{RSHF} = \frac{\text{RSH}}{\text{RSH} + \text{RLH}} = \frac{6,095,532}{7,160,712} = 0.85$$

(2) 冷風機露點 (t_{adp}) 及冷風機出口溫度 (t_i) 之決定：既按直接噴霧增濕維持高濕度，則冷風通過冷風機之露點溫度可依二個因素來決定。一曰，以庫內冷氣最大容許噴水量驗算，以經驗法試定露

4. Heat Gain From The Respiration of Banana

Taiwan bananas was packed in baskets (packing with carton box began in 1969) at weighing 45 kg net (100 lb gross) for exportation. Maximum respiration heat of 0.2 Btu/lb.h is based on pulp temperature 80 F on loading-in. Hence, $Q_1 = 40,000 \times 100 \times 0.2 = 800,000 \text{ Btu/h}$

5. Heat Gain liberated by Banana

Use a specific heat of 0.8 Btu/lb F for cooling-down bananas from 80F to 56F so that heat gain will be calculated at a cooling rate of 1 F/h.

$$Q_2 = 40,000 \times 100 \times 1 \times 0.8 = 3,200,000 \text{ Btu/h}$$

6. Sensible Heat Gains From Lights and Fan Motors

(1). Total area of cold store is 84,000 sq.ft. multiplied by 0.3 watts for the heat emission of lights.

$$Q_3 = 84,000 \times 0.3 \times 3.4 = 85,600 \text{ Btu/h}$$

(2). Motors of 60 hp for each section-room, the total hp of four section-rooms is $60 \times 4 = 240 \text{ hp}$

$$Q_4 = 240 \times 3,000 = 720,000 \text{ Btu/h}$$

7. Heat Gain Due To The Introduction of Outdoor Air

The dry-bulb temperature of the outdoor air at 8 PM from table 1-2 is 88.3 F and the enthalpy at that time, from figure 1-3, is 43.1 Btu per lb of dry air which is based on that the humidity ratio 138 grains per lb of dry air remains constant throughout the day from the design conditions given for 3:00 PM. This is a solution during design weather except when a storm occurs or other reasons. The air-conditioned volume of cold store is

$$V = [128' \times 164' \times 4 - (42.6' + 42.6') \times 23'] \times 16.6' = 1,232,000 \text{ cu.ft.}$$

One air change per hour for the purpose of providing ventilation into the air-conditioned store is brought in thru the ventilation fans by which the air flows are imaged as the infiltration load.

The weight of ventilation air is $1,232,000 \times 0.07025 = 86,600 \text{ lb/h}$ or $q = 20,580 \text{ cfm}$. Therefore, the direct sensible and latent heat imposed by outdoor air from figure 1-3 are:

$$Q_4 = 86,600 (30.8 - 22.7) = 701,460 \text{ Btu/h}$$

$$Q_5 = 86,600 (43.1 - 30.8) = 1,065,180 \text{ Btu/h}$$

8. Total Direct-Heat Gain

Total sensible heat gain

$$\text{RSH} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = 6,095,532 \text{ Btu/h}$$

Total latent heat gain

$$\text{RLH} = Q_5 = 1,065,180 \text{ Btu/h}$$

Hence, total heat gain

$$\text{RTH} = \text{RSH} + \text{RLH} = 7,160,712 \text{ Btu/h or } 597 \text{ RT}$$

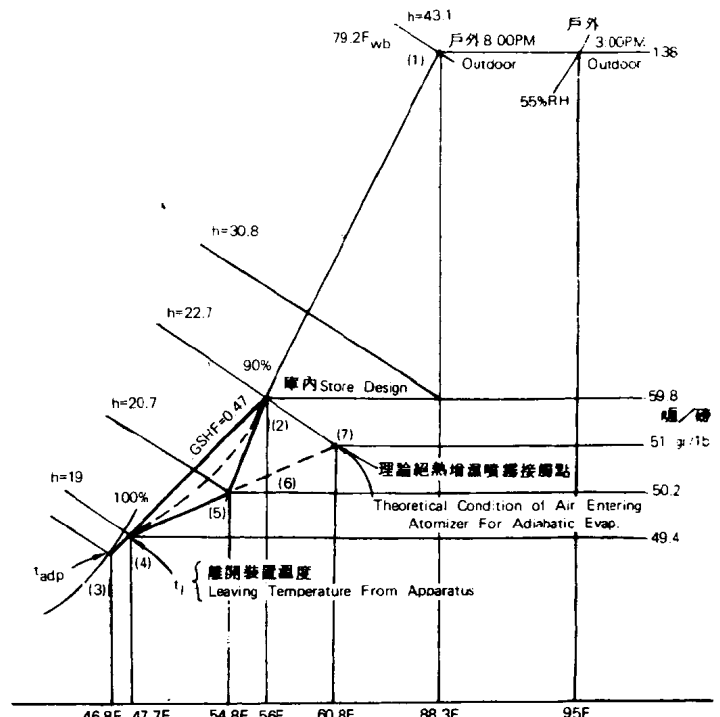


圖 (Fig) 1 - 3 高雄香蕉冷藏濕度圖設計與分析
The Analysis of Cooling, Dehumidification & Water Sprays

點溫度。二曰，依經驗法照圖 1-4 所示當庫溫為 56 F 時，通過冷風機翅片盤管之滴水溫度約為 32.8°F，故進入冷風機之空氣溫度與滴水溫度差 $TD = 56 - 32.8 = 23.2^\circ\text{F}$ 。根據冷風機數據與選用經驗假設冷風機盤管平均表面溫度與滴水溫度差為 14 F，故盤管平均表面溫度或露點溫度 $t_{d,p} = 32.8 + 14 = 46.8^\circ\text{F}$ ，以此溫度作為本設計之裝置露點溫度并另設 $BF = 0.1$ 。冷風機出口冷風溫度 $t_c = 46.8 + (0.1)(56 - 46.8) = 47.7^\circ\text{F}$ 。

就以上條件，自圖 1-3 中以平行綫可繪出 $GSHF = 0.47$ ，這是按室內增濕條件所求得之 $GSHF$ 。

(3) 噴霧增濕所需循環風量：根據直接總負荷盈熱，庫內溫濕度及噴霧所決定之冷氣離開冷風機溫度等條件，則計算冷風循環量應為

$$q_1 = 7,160,712 / (22.7 - 19) = 1,935,328 \text{ bb/h}$$

$$= 27,549,145 \text{ ft}^3/\text{h}$$

$$= 459,152 \text{ cfm}$$

$$(\text{或 } 27,549,145 / 1,232,000 = 22.4 \text{ 倍庫容積})$$

(4) 噴霧增濕接觸水溫之範圍：若以圖 1-3 中點 (7) 作為冷氣與水霧接觸點此為理想絕熱增濕，惟必要將引入之噴霧水溫降到 54.2°F (按本例引用之湖水為 85 F) 並將庫溫升高使超過庫溫設計條件，這當然不理想也不切實際。本例之噴霧水溫必須在 56 F 以上和冷氣接觸溫度必在 56 F 以下，實際冷氣在庫內吸取盈熱，盈濕及增濕係按虛線 (4)~(2) 走，至於線 (4)~(6) 與 (6)~(2) 僅為計算分析方便而假設。以本系統各條件而言，要認真照理想計算則所涉噴霧水溫、水量、接觸冷氣溫度等關係是非常複雜的，非專文不能盡。著者用此法計算在工程設計領域內是合於實用的；若不能瞭解上述各關係，自很難取用數據及驗算其結果。

(5) 增濕噴水量之估算：根據資料，本系統最大安全噴水量以不超過每磅空氣噴灑 16.9 哩，或每立方呎空氣噴灑 1.2 哩為限。本設計採取 9.2 至 10.4 哩/磅之噴水量係以冷氣接觸溫度 47.7~56 F 為依準，如圖 1-3 中假設點 (4)~(6)。經驗算結果以前述已算出之風量與採取 9.2 至 10.4 哩/磅之噴水量 (取平均值 9.6 哩/磅) 得所噴水霧自循環冷風中吸取之潛熱量為

$$Q_L = 9.6 \times 459,152 \times 0.68 = 2,997,344 \text{ Btu/h}$$

此潛熱量係由室內直接顯熱轉換而來，不必列入冷凍機負荷。

加濕噴霧用水量為庫內冷氣循環量乘水霧之吸收率，假設以冷氣接觸溫度 47.7°F 為例，則最大噴霧用水量為

$$W = \frac{459,152(59.8 - 49.4)}{7,000 \times 12.7 \times 8.34} = 6.44 \text{ Gpm}$$

2. 大風量法維持高濕度之分析與比較

雖然本系統未採行大風量法維持高濕度，在 1965 年我發表本文曾提到此法之不適。本系統所採行之直接噴霧加濕法除詳如前述者外，尚有蒸氣增濕因要添置鍋爐且會增加冷負荷量，故也非宜。

前已算出本系統之 $RSHF = 0.85$ ，另設 $BF = 0.1$ ，若不加濕而仍希望能維持庫內 90% RH，則所需循環風量必沿以點 (2) 為始點之 $RSHF$ 線提高為

$$q_2 = 7,160,712 / (22.7 - 22) = 10,229,588 \text{ bb/h}$$

$$= 145,616,910 \text{ cu ft/h} = 2,426,948 \text{ cfm}$$

此值為噴霧加濕所需風量 459,152 cfm 之 5.3 倍，庫內冷風循環量將由每小時 22.4 次增加為 118 次/h，這樣大的風量循環非但送風機要加大電力消耗，由於風速之必然增加易引起香蕉表皮脫水而將降低香蕉熟成品質。

反之，若採行比前述加濕風量更小之循環風量，則噴水量必大量增加，以噴灑量大於 17 哩/磅水霧為例，所需風量將低於：

$$q_3 = 7,160,712 / (22.7 - 16.5) = 274,010 \text{ cfm}$$

B. HIGH RELATIVE HUMIDITY DESIGN FOR KAOHSIUNG COLD STORE

The design conditions of 56 Fdb and 90%RH in Kaohsiung banana cold-store is maintained by the cooling process with mist sprays instead of the circulation drawn thru air unit coolers with excessively high air quantity.

1. Cooling With Sprays

(1) Room Sensible Heat Factor (RSHF) For Kaohsiung Cold Store

This system differs from other conventional air conditioning system due to the outdoor air is brought in and unaltered before mixing with the conditioned air in cold store, but without passing thru the conditioning apparatus. With this understanding the RSHF line can be calculated and plotted on skeleton psychrometric chart as shown in figure 1-3.

$$RSHF = \frac{RSH}{RSH + RLH} = \frac{6,095,532}{6,095,532 + 1,065,180} = 0.85$$

(2) Apparatus Dewpoint Temperature ($t_{d,p}$) & Leaving Conditions At The Apparatus

A brine temperature of 32.8 F vs. room temperature of 56 F in figure 1-4 is down in line with the unit coolers at a differential temperature $TD = 56 - 32.8 = 23.2^\circ\text{F}$. We may use the data from the catalog of unit coolers with the assumption of that a differential temperature between the mean surface temperature of coolers and brine temperature is 14 F. Thus, the mean surface temperature of cooling coils can be sized at $32.8 + 14 = 46.8^\circ\text{F}$ which is also applied as apparatus dewpoint temperature as shown in figure 1-3, ie, $t_{d,p} = 46.8^\circ\text{F}$, when assuming $BF = 0.1$ for the selection of coolers. Therefore, the air leaving temperature at the apparatus is determined by the following calculation:

$$t_c = 46.8 + (0.1)(56 - 46.8) = 47.7^\circ\text{F}$$

When humidification is used in the cold store, $GSHF = 0.47$ could be read from Figure 1-3 by drawing a parallel line thru the alignment circle.

(3) Air Quantity Required For Cooling With Mist Spray

When auxiliary sprays are used for the humidification, the maximum air quantity can be determined by using the data from the psychrometric chart and then by calculation:

$$q_1 = 7,160,712(22.7 - 19) = 1,935,328 \text{ lb/h} = 27,549,145 \text{ cu. ft./h}$$

$$= 459,152 \text{ cfm}$$

or $27,549,145 / 1,232,000 = 22.4$ circulations per hour

(4) The Range Of Spray Water Temperature

Line (7-2) represents the process of evaporating water in air to saturate it that the heat has not been added to or removed from the spray water, ie, adiabatic saturation. If point (7) is assumed as the theoretical condition of air entering the humidification process for which the temperature of water to be cooled down to 54.2 F in order to contact with the air at the temperature would be improper and higher than room design temperature (56 F).

When spraying humidification is performed in the cold store, the room sensible load is decreased by an amount equal to the latent heat added, since the process is merely an interchange of heat from sensible to latent load for the moisture evaporated actually along dotted line (4-2) in the space.

(5) An Amount of Moisture Added For Humidification

Since Kaohsiung banana cold store is to be maintained at the high relative humidity of 90%RH with the auxiliary sprays in the conditioned space instead of an excessive air quantity as mentioned. The recommended maximum moisture added to circulating air by atomizers is not more than 16.9 grains per lb or 1.2 grains per cubic feet of dry-air. Assuming 9.2-10.4 grains of moisture per lb of dry-air is added at the temperature range of 47.7-56 F to which the circulating air should be contacted as plotted in psychrometric chart at point (4) without causing condensation in the cold store.

The maximum amount of make-up water is equal to the amount of moisture evaporated into the circulating air and is determined with an assumption of that the leaving temperature of 47.7 F to which the cold air is contacted.

$$\text{make-up water } W = \frac{q_1(W_1 - W_2)}{7,000 \times 12.7 \times 8.34} = \frac{459,152(59.8 - 49.4)}{7,000 \times 12.7 \times 8.34} = 6.44 \text{ GPM}$$

If the average amount 9.6 gr/lb of water is brought in for spraying humidification, the latent heat will be added to evaporating water,

$$Q_L = 9.6 \times 459,152 \times 0.68 = 2,997,344 \text{ Btu/h}$$

The heat transformation from room sensible load to latent heat for spraying humidification will have no effect on the refrigeration capacity

2. An Analysis For High Room Relative Humidity Maintained by Excessive High Supply Air Quantity Without Humidification

The moisture introduced into the space by steam is another method for humidification but was not used in this system due to the boiler and excessive cooling loads must be avoided.

In case of the application to this instance at a high humidity involves the cooling only without humidification, the $RSHF$ (0.85) line can be plotted on the

此值雖為噴霧加濕所需風量之0.59倍，減少風量幾達一倍。但由於裝置露點溫度低達41°F，滴水溫度將必在30°F以下，則冷風機又將發生結霜與除霜問題。

線上分析本系統採用噴霧量9.6 gr/lb~10.4 gr/lb配合適當風量之設計在學理與實務上，堪稱妥當。

分析至此，細心的讀者也許要問：上述大風量 q_2 與小風量 q_1 各算式中各計算值究如何得來？圖1-3中怎麼未將各計算要值表示出來？這就筆者留給對濕度圖有分析能力之讀者細考的一道小習題吧，祇要詳研本文計算學理與法則，再藉濕度圖必可求得各要值；求得後，請讀者用紅筆依各值繪出 q_2 與 q_1 相關之分析線於圖1-3中。當然亦可用此一道小習題在教學上給學生作放題。關於濕度圖之實際應用與分析理論，請參閱「冷凍與空調工程實務」第七版第15-8節至第15-11節等。

五、香蕉冷藏庫系統設備

1. 冷媒系統設備

(1)冷氣系統由二部各為300 RT之開放式離心壓縮機以冷媒R-11使滴水冷却，循環輸送至各庫冷風機。

(2)四冷藏庫共用32臺吊掛式冷風機離地3公尺對稱排列於各庫，如圖1-1所示；不佔儲放空間，不影響冷氣射程。冷風自冷風機噴射之距離超過65呎。冷風機蛇管每吋6片鱗片，8排，23°F溫差(T.D.)時，約256,000 Btu/h。

(3)將經過離心式壓縮機間接冷却之滴水以泵浦送入3,000公升之滴水槽，待一定溫度達到後，再泵送至各冷風機。滴水槽係用鋼板焊製，外包4吋普利龍，中有隔板分隔出水與回水二間。當單獨開動某一庫之全部冷風機時，滴水管路所需之循環水量與全部開放時之水量不受管路長短及壓力差之影響，因為四庫滴水管路係採用併連反回輪配管(Parallel pipe, Reverse Return)。所有滴水管皆以1吋普利龍保護。

2. 冷却水塔

高雄港海水夏季水溫高達95°F，並有海生物，以氣氣不易全部殺盡，易使水管內生壳造成困難。故該庫採用交流(Cross Flow)冷却水塔供主機冷凝器冷却，淡水由澄清湖引水補充。冷却水塔佔地600平方呎。

3. 通風設備

為沖淡庫內香蕉呼吸所產生之CO₂，引入適當之戶外新鮮空氣以排換庫內空氣是必要的。新鮮空氣引入過少固然影響香蕉品質，過多則增加冷負荷。以高雄香蕉冷藏庫容積之大及儲存香蕉容積百分比而論，其換氣率以每小時1次即可。按該庫通風係在室內與冷氣混合，並不經過冷風機，致對庫內溫度狀態具有影響，故須列入直接庫內負荷(Direct Room Load)計算。致於引入與排出之通風方式應以全庫達到平均為原則，並且連續換氣優於斷續換氣。該庫現裝有引入與排出空氣風扇各八台，如第1-2圖所示。

4. 溫度調節裝置

(1)各冷風機皆裝以電動比例操縱(Modulating Control)之自動三通閥一只，及溫度調節器，以控制滴水旁路(By-pass)。實際因庫內空間頗大，受外界熱之程度不一，香蕉儲入時間不等，存量不均等因素影響，自有某區域先達到預定溫度，而另一區域則否之可能，故自動控制乃有助於庫內溫度之平衡。

(2)溫度控制皆有聯鎖裝置，自動啓停。

(3)以中央系統電路控制，集中操作，管理方便。

(4)以精密電子溫度指示儀裝於中央控制板上，可遙測各庫空氣，戶外空氣、滴水、冷却水等溫度。

psychrometric chart from the point (2) of store design condition to intersect the saturation curve at 52.2 F. Assuming bypass factor 0.1 on RSHF line results in a leaving conditions of 53 Fdb, h=22. Consequently, the air quantity as required is determined:

$$q_2 = 7,160,712 / (22.7 - 22) = 10,229,588 \text{ lb/h} = 145,616.910 \text{ cu.ft./h} \\ = 2,426,948 \text{ CFM}$$

This amount is 5.3 times of the required air quantity 459,152 CFM in comparison with previous method. Increasing the rate of 118 circulations per hour from 22.4 circulations would cause too much sensible heat gain emitted by fans or to increase the power of motors and arise also in troubles of the bananas to be dehydrated.

Furthermore, if more than 17 grains of moisture per lb of dry-air is added for humidification, the required air quantity will be reduced to:

$$q_3 = 7,160,712 / (22.7 - 16.5) = 274,010 \text{ CFM}$$

This amount is the 60% of air quantity required at 10.4 grains of moisture per lb of dry-air to be added. Since the apparatus dewpoint temperature is lowered to 41 F so the temperature of brine may be less than 30 F which would arise with the difficulty of defrost from coils.

An optimum amount ranged 9.6-10.4 grains of moisture per lb of dry-air necessary to maintain 90% RH with the required air quantity of 459,152 cfm results in conclusion.

C. AIR CONDITIONING EQUIPMENTS USED IN KAOHSIUNG BANANA COLD STORE

The equipments used in refrigerating system are listed in table 1-4.

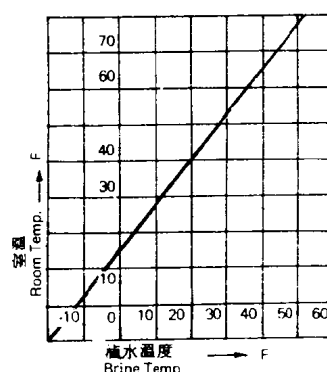


圖 (Fig) 1-4 室溫與滴水溫度之關係
Room Temperature VS Brine Temperature

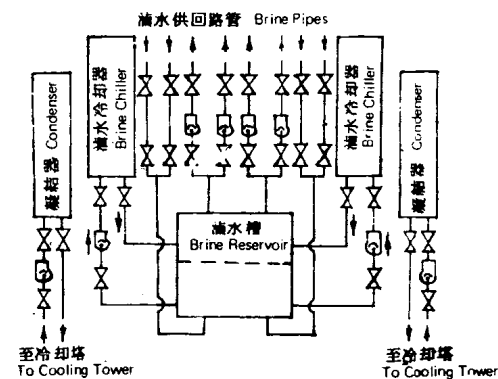


圖 (Fig) 1-5 滴水與冷却水之供配系統
Piping of Brine & Cooling Water

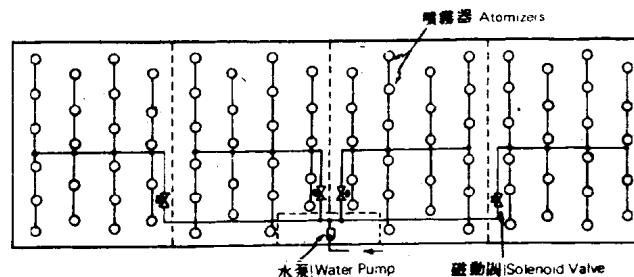


圖 (Fig) 1-6 噴水系統
Water Spraying System

Table 1-4 List of refrigerating equipments used in Kaohsiung banana cold store

Categories	Description	Qty	Remarks
Refrigeration machine	Open type centrifugal compressor, Worthington model 52 EC, 27-26, Refrigerant R-11, capacity of 410 RT each.	2 sets	CaCl ₂ used as brine
Air unit coolers	Krack model CP 2208, 6 fins/in, 8 rows, capacity of 256,000 Btu/h at 23 F T.D.	32 sets	Hung up by bolts, 130 cm below the ceiling
Brine reservoir	Brine of 3,000 gal. is filled in the reservoir to which four thermo-storages are devided in order to circulate the brine between chillers and unit coolers	1 unit	Reservoir is fabricated by steel $\frac{3}{8}$ " th. & insulated with poly. foam 4"
Cooling towers	Cross-flow type, 1,000 gpm	2 sets	Space occupied: 600 eq.ft.
Cooling water pumps	1,000 gpm, 30m pressure head, 40 hp motor driven, with 8" piping	2 sets	To cooling towers thru condensers
Brine pumps for chillers	800 gpm, 20m pressure head, 1-stage, 30 hp motor driven, with 6" piping	2 sets	To brine reservoir thru chillers
Brine pumps for unit coolers	400 gpm, 60m pressure head, 2-stage, 30 hp motor driven, with 5" piping	88 sets	To reservoir thru unit coolers
Atomizers	Centrifugal type, make-up water: 18 l/h or 0.078 gpm is supplied by a pump (1 hp motor)	8 sets	Local made
Ventilation fans	3 hp motor driven, axial-flow type	8 sets	Without duct
Exhaust fans	3 hp motor driven, axial-flow type	8 sets	Without duct
Brine piping	Parallel with reverse return arrangement, all with 4" insulation	8 lines	4 lines each for supply & return
Instruments	Temperature recorder Thermostats with modulating control to 3-way valves Thermometers for dry-bulb temperature Thermometers for wet-bulb temperature Humidistats with solenoid valves Control panel for indicating the temperarues of outdoor, section-rooms, brines, cooling water	1 set 32 units 4 sets 4 sets 4 units 1 set	For temperature & humidity control
Total power required	1,428 hp, 440 v, 3-phase 10 KVA, 110 v, 1-phase		
Water consumption	1). 2 x cooling tower: 1,000 gpm at 3% make-up water 2). 88 x atomizer: Max. 6.44 gpm (total)		Water temperature: 85 F

5. 高濕度調節與加濕控制

(1) 爲使庫內濕度保持 85 至 90 % R.H., 採用噴水霧法加濕, 以每間冷藏庫裝設電動迴轉式噴霧機 22 台, 每台最大噴霧量爲 18 l/h (0.078 GPM)。

(2) 各庫內除電子溫度測定指示器外, 另以四具乾濕球溫度測定器裝於庫之中央, 以測定庫內之濕度。

(3) 濕度控制係以各庫中央所裝設之可調節式濕度控制器 (Humidistat) 控制裝於噴霧器補給水管上之磁動閥 (Solenoid Valve), 當庫內濕度降低時 啓開磁動閥並同時啓動水泵及庫內噴霧機; 當濕度達到預定值後, 加濕設備之操動即自動停止。

6. 所需水電量

(1) 用電: 電力爲三相 440V, 1,428 HP。控制電路爲單相 110 V, 10 KVA。

(2) 用水: 冷却水塔補充水量以 3 % 計, 約 50 GPM。全部 88 臺噴霧機最高淡水需要量約爲 6.44 GPM。

7. 總冷負荷量

全庫總熱負荷量爲

$$Q_T = 7,160,712 \text{ Btu/h} = 597 \text{ RT}$$

因採用溢水槽有蓄冷功能, 計算之 597 RT 爲最高負荷, 但在深夜或清晨, 系統冷負荷較輕; 冷凍機之運轉可將「餘冷」蓄於溢水槽中, 此蓄冷功能可作冷凍機負荷之安全係數。故現採用二台共 600 R.T. 之離心壓縮機當可勝任。

六、結 論

1 香蕉活株及其果實的生長, 是靠亞熱帶或熱帶熾熱的太陽對大蕉葉實行光合作用而促成。但收割後的香蕉, 則要靠冷藏才能延長保存期; 前者天成, 後者人創。「靠天吃飯」機械性適應自然的時代已落伍! 不斷的克服與實用創新, 才是人類生存之道。高雄香蕉冷藏庫之興建, 展示台灣省冷凍或空調工業已具有配合工業及農業生產之相當潛力。其意義包含著冷凍工程設計, 安裝及冷凍設備部份主件之製

造能力等。

2 高雄香蕉冷藏庫之冷凍系統與台灣省現有之空調及化工業冷卻系統比較雖非最龐大最複雜之系統，但以冷藏而論，確係台灣省目前最龐大最複雜者。因該系統係國人安裝，其成敗除關係著香蕉出口品質外，同時對發展冷凍工業之自信心亦頗有影響。

3 假若該系統設計與安裝在原則上沒有什麼不妥，則該庫將來運轉操作記錄是否理想，將全憑該庫保養與操作人員對該設備之了解程度，操作是否熟練，管理制度是否完善以及保養是否切實等而定。尤其庫內標準溫度與濕度之保持與操作修正調整及儀錶記錄等有密切關連。再者，二台開放式離心壓縮機因轉速較一般高速往復式壓縮機高

過將近六倍，且以偶合器（Coupling）在現場接合調整，故保養人員對該二主機儀錶記錄之檢查與適時之保養將影響該機之壽命至鉅。

4 在台灣省尚未有冷藏運蕉船以前，輸日香蕉之腐爛率為5%。但自改用冷氣船運輸後，據說腐爛率仍在5%之譜。這裡面的問題可能要从產地之處理、包裝、碼頭之露天堆放，預冷所達到之標準（在香蕉冷藏庫未興建前無法預冷），以及冷氣船之溫度、濕度、通風量、堆放情況及冷氣設備之操作等，是否使其達到冷藏之水準等各方面去檢討。高雄香蕉冷藏庫之建立，不但可促進台灣香蕉外銷運輸之效果，並且將由於預冷問題之解決，使香蕉裝入船艙有了標準條件，於是進一步研究冷藏艙之效能，則問題之範圍就小多了。

2. 辦公大樓中央空調冷暖系統設計

本例分二部份論述：第一部份為「辦公大樓空調設備計劃與配置」，歸納全部空調設備以現場配置圖展示。第二部份為「辦公大樓空調設計書」將全部空調系統之設計、計算與分析依序陳述。二部份前後貫通，互為一體。

▲第一部份

辦公大樓中央空調設備計劃與配置

本部份包括：1表（表2-1）、10圖（圖2-1至圖2-10）全為本例之空調設備現場配置及歸納；所有數據、編號及圖說，皆與第二部份設計書相貫。

2. AN EXAMPLE OF AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN FOR OFFICE BLDG

The coverage of this example is consisting of two parts.

Part 1- DIAGRAMS OF AIR CONDITIONING EQUIPMENTS FOR OFFICE BLDG illustrates the layout of ducts, piping, controls, as well as the site plan.

Part 2- AIR CONDITIONING SYSTEM DESIGN FOR OFFICE BLDG covers the estimate of cooling loads and heat losses, the selection of A/C equipments, and the analysis of system and operating costs.

PART 1.

DIAGRAMS OF AIR CONDITIONING EQUIPMENTS FOR OFFICE BLDG

This part is concluding 1 tabulation (table 2-1) and 10 diagrams (figures 2-1 thru 2-10) which are apparent to readers that the coverage of diagrams and tabulation are quite thorough continuation of part 2.

圖 2-1 全大樓風管配置

此例為一般小型辦公大樓空調設計之典例，包括供水、排水、衛

生、電氣、風管、中央系統空調機及控制系統等，凡與此同規模之建

築物，可參照本空調設計作範例。

地下室除餐廳以箱型空調機配風管供應冷空氣外，機電室另設通風系統。地下室以上各層辦公室

空調系統採用單風管，在各枝風管末端設有端頭加熱器以控制室溫，效果極為良好；以設備費觀點言，冬季以外鍋爐雖然也有運轉配合之必要（尤其在中國北方），但對有些地區如亞熱帶或熱帶地區，則可用回風旁路法取代端頭再熱法，以節省設備費及運轉費。

排風機 ACE-1 及其風管系統，於中間季可作全室空氣排換；污濁空氣排換操作時，空調機側回風管路之節氣板馬達（MVD）關閉，外氣及排氣節氣板則全開，這樣污濁空氣可以不經空調機，而直接由 ACE-1 排出。

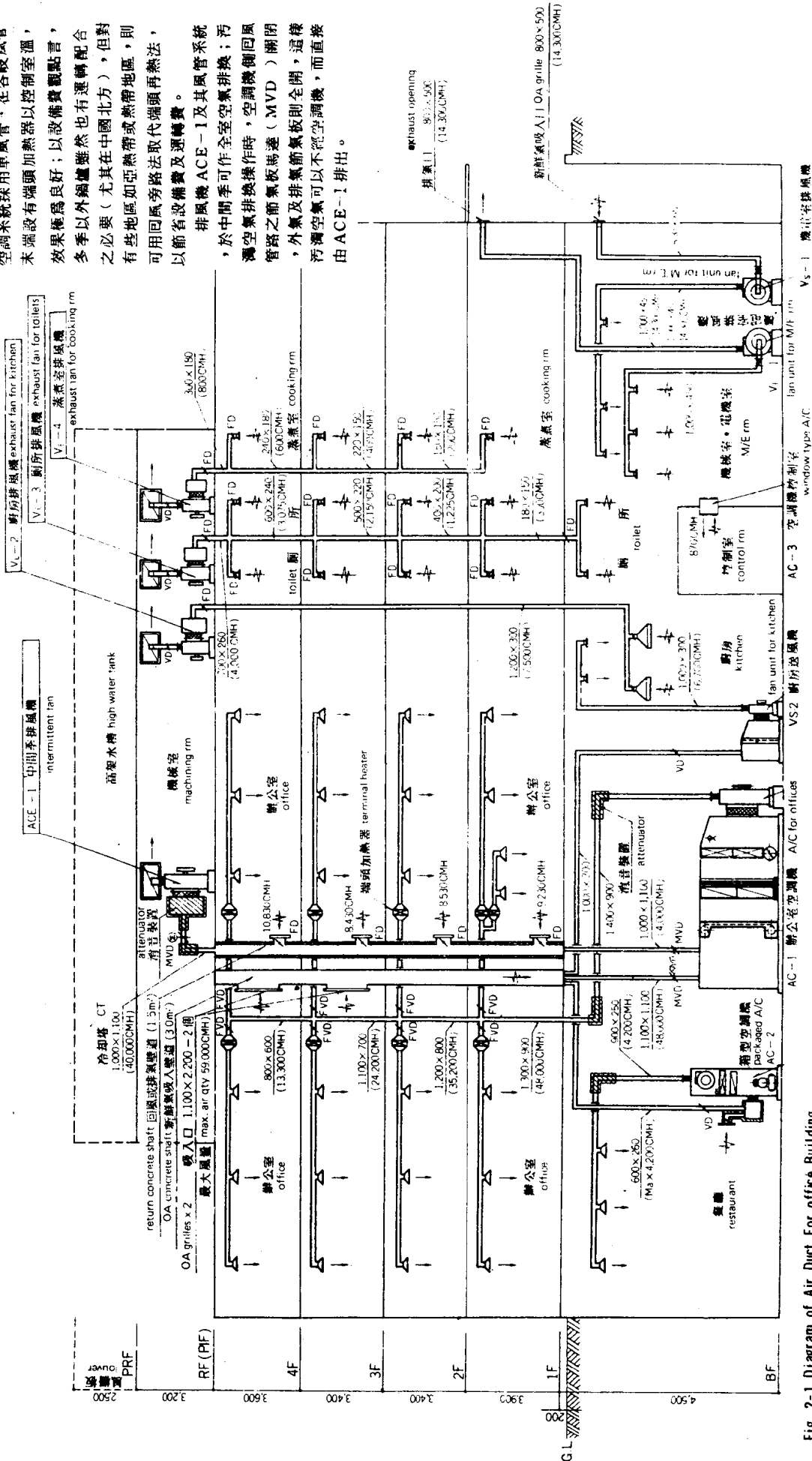


Fig. 2-1 Diagram of Air Duct For office Building

The equipments arrange throughout these situations include piping, duct layouts, central A/C station, controls, electricity and sanitation, etc., these which make good examples of any similar application.

A packaged air conditioner used for the restaurant of basement supplies the conditioned air thru duct. A ventilation system having duct is used separately for

the electricity room of basement. The air conditioning system used for the offices or rooms of every floor above the basement is a single duct system with terminal unit heaters to take care of their temperature. From the cost point of view, the bypass method may be used instead of the terminal reheaters in the South of China. During the intermediate season, the exhaust fan unit ACE-1 will make a draft

thru the assistance of opening both the fresh air and the exhaust dampers as well as closing the return air damper which is adjacent to the unit ACE-1.