

生物學領域における環境調節

環境調節實驗室委員會編



環境調節実験室委員会編

委員 遺伝研農博 松村清二

文部省農博 宮山平八郎

東京大学農博 杉二郎

東京大学農博 川田信一郎

生物学領域における環境調節

は し が き

Phytotronは温湿度や光を人為的に調節する air-conditioning の温室である。この名称は主としてアメリカで用いられている。それは California 州 Pasadena の California Institute of Technology にある Earhart Plant Research Laboratory で、初めてこの種の温室が 1949 年に完成され、Phytotron と呼ばれたからである。カナダでは plant growth chamber とか growth cabinet などと呼んでいる。わが国では調節温室（遺伝研）、環境制御温室（京大）、人工気象室（専売公社）などと称され、東大では植物栽培に限らず動物飼育もやるので Biotron と呼んでいる。

わが国では国立遺伝学研究所の調節温室が小規模ながら 1953 年 4 月に完成し、そのうち専売公社秦野試験場、同岡山試験場、京大農学部、北海道農業試験場、東北大農学研究所、同農学部、北大農学部、東農工大繊維学部、関東東山農事試験場、東京農大育種学研究所、九大農学部、東大農学部、名大農学部など十数箇所はこの種の施設が作られた。これらの施設は文部省科学研究費（機関研究）によって作られたものが多く、今村・松村・宮山そのた編著“温湿度および光の調節装置とその利用”（技報堂、1957 年版）にそれらの詳細が紹介されている。これらの実験室をもつ研究者のお互いの施設改善や研究連絡のために 1957 年に環境調節実験室委員会が作られ、年に少くとも 2 回の会合が有意義に行なわれている。昨年（1961 年）春からは実験動物飼育の方々や建築、気象などの関係の方々も委員会に加わって頂き、さらに膨脹した。

この委員会の総括班の 1 事業として、これら各地の実験室の実態調査を行ない、現在の状態と将来の希望をまとめた。上記の書物の姉妹篇という意味で出版することになった。I 部は前回と異なり Phytotron などの環境調節の原理とそれら要素の測定や装置について、杉研究室のそれぞれ若手の専門家に執筆して頂いた。II 部は外国のものの紹介である。III ~ V 部がわが国の施設で、各機関より実態調査として設計図や写真を多くして報告されたものを、主として松村と宮山が出版形式にまとめたものである。また研究成果はその概要を頂いたものが多かったが、残念ながら紙面の都合で表題だけにした。各位の御了承をえたい。こんな内容となったので一部の方々には便利であろうが、一般性のないものとなり、そのため限定版となった。それにもかかわらず出版をあえてして頂いた技報堂に感謝するとともに、御尽力を頂いた同社の山口義孝氏と原稿整理や校正を手伝わられた原雅子氏に心からお礼申し上げる次第である。

1962 年 2 月

松村清二

目次

I 環境調節装置	1
1 温度および湿度	1
A 加熱および冷却の負荷	1
B 温・湿度調節装置	7
C 温・湿度の測定と制御	15
2 光	27
A 太陽放射 (Solar radiation)	27
B 人工光線	30
C 光の測定と制御	37
3 空気の循環	54
A 空気の輸送と配分	54
B 空気の清浄化	56
4 Greenhouse の環境と制御	58
A 空気の流れと換気 (Air movement and ventilation)	58
B 温度の調節	62
C Greenhouse における光	69
5 Controlled chamber の環境と制御	75
A 温・湿度の調節	75
B Controlled chamber における光	81
II 欧米の環境調節実験施設	91
1 カナダとアメリカの環境調節装置	91
A Plant Growth Cabinet	91
B Ottawa 中央農事試験場	92
C Earhart 植物研究所 (加州工科大学)	94
D 室内育草器	96

2 目 次

E 国立種子貯蔵研究所 (National Seed Storage Laboratory)	98
F Great Western Sugar Co. Experiment Station	99
G California University の Phytotron	101
2 アメリカの実験動物飼育施設	101
A 国立保健衛生研究所 (National Institute of Health)	101
B チャールス・リバー育成研究所 (Charles River Breeding Laboratory, Inc.)	104
C ジャクソン記念研究所 (Roscoe B. Jackson Memorial Laboratory)	105
D ウィスコンシン同窓研究財団 (Wisconsin Alumni Research Foundation)	107
E 無菌動物より SPF 集落の作成	108
3 ヨーロッパにおける環境調節装置	109
A 植物生理学用条件制御装置	109
B バリ国立ファイトトロン	111
Ⅱ わが国の植物実験用の施設	113
1 京都大学制御温室	113
2 東京大学農学部バイオトロン	119
3 九州大学農学部環境自動制御実験室	125
4 国立遺伝学研究所	134
A 調節温室	134
B 隔離温室	137
C 水田温室と短日圃場	144
5 農林省北海道農業試験場	152
A 人工気象室	152
B てん菜隔離温室	156
6 名古屋大学農学部ファイトトロン	165
7 北海道大学農学部環境調節実験室	169
8 日本専売公社	176
A 秦野タバコ試験場空気調和ガラス室	176
B 岡山タバコ試験場人工気象室	178
9 東北大学農学部冷害実験室	185
10 関東東山農業試験場凍霜害実験室	188
11 蚕糸試験場桑栽培実験室	194
12 信州大学環境調節実験室	195
13 東北大学農学研究所環境調節実験室	198
14 東北大学農学部幼植物人工栽培装置	211
15 東京大学農学部小型環境調節室	213
16 愛媛大学農学部環境制御研究室	216
17 東京農業大学箱型恒温湿照明装置	223

18 専売公社恒温恒湿器	224
A 秦野試験場電気恒温恒湿器	224
B 秦野試験場恒温器第 1, 2 号その他	225
C 鹿児島試験場恒温恒湿器	226
D 宇都宮試験場電気低温恒温恒湿器	226
19 木原生物学研究所小型コイトロン	227
IV わが国の動物実験用の施設	229
1 東京農工大学繊維学部温湿度調節蚕室	229
2 蚕糸試験場温湿度調節蚕室	230
3 国立遺伝学研究所特別蚕室	231
4 東北大学農学部女川水産研究所アクアトロン	236
5 東北大学農学部乳牛環境調節代謝測定装置	240
6 東京医科歯科大学人工気象室	249
V わが国の実験動物飼育施設	255
1 国立遺伝学研究所ネズミ飼育舎	255
2 北海道大学実験用動物研究室	266
3 東北大学純系動物飼育施設	271
4 東京大学伝染病研究所繁殖研究室	279
5 千葉大学医学部無菌動物飼育施設	282
索引	289

I 環境調節装置

I.1 温度および湿度

I.1.A 加熱および冷却の負荷

a) 冷却負荷の分類

冷却を行なう際に必要な冷却負荷をつぎのように大別できる。

(冷却負荷) = (室内取得熱量) + (機器内取得熱量) + (再熱負荷および新鮮空気負荷)

このうち室内取得熱量としては、

- 1) 壁, 床, 天井からの熱量
- 2) 窓ガラスからの熱量
- 3) 隙間風による熱量
- 4) 動植物体の発生熱量
- 5) 器具の発生熱量

が考えられる。また機器からの取得熱量としてはつぎの2つが主である。

- 1) 送風機からの取得熱量
- 2) duct からの熱量

b) 壁体からの取得熱量

太陽からの放射をうける外壁, または屋根からの侵入熱量は次式により計算しうる。

$$Q_w = K \cdot A \cdot \Delta t_e \dots \dots \dots (1-1)$$

ただし Q_w : 外壁または屋根からの侵入熱量 (kcal/hr)

K : 熱貫流率 (kcal/m²・hr・°C)

Δt_e : 相当温度差 (°C)

A : 壁面積 (m²)

壁, 床, 天井の熱貫流率は表 I-1 (a), (b), (c) および (d) に示してある。また表 I-2 (a) および (b) は東京地区の 8 月中旬における相当温度差 Δt_e の値であるが, 北海道を除く地方においては, これを用いて計算して大差ないようである。ただし本表は室温 $t_r = 27^\circ\text{C}$, 外気温は表 I-3 の標準外気温 t_o によって計算しているから外気温 t_o' , 室温 t_r' のときには補正を必要とする。

$$\Delta t_e' = \Delta t_e + (t_o' - t_o) - (t_r' - t_r) \dots \dots \dots (1-2)$$

ただし $\Delta t_e'$ は外気温 t_o' , 室温 t_r' のときの相当温度差である。

日蔭の外壁, 間仕切壁などは表 I-2 の北側の値を代入して計算するのがよい。

c) 窓ガラスからの取得熱量

窓ガラスからの取得熱量は, 窓ガラスから熱伝導で伝わる熱量と窓ガラスから侵入する太陽の放射の和として

表 I-1 (a) 外壁の熱貫流率

壁の構造		外壁の熱貫流率 kcal/m ² ・hr・°C	
木造外壁	内部仕上	外部下見板	外部スタッコ塗
	木摺	1.29	1.48
	メタルラス	1.35	1.35
	漆喰板	1.28	1.48
コンクリート壁	厚 10 cm	4.40	
	◇ 15 cm 内部プaster仕上	3.50	
	◇ 20 cm ◇	3.14	
	◇ 25 cm ◇	2.84	
	◇ 40 cm ◇	2.15	
	◇ 15 cm 1/2" 防熱プaster仕上	1.28	

表 I-1 (b) 間仕切壁の熱貫流率

壁の構造		壁の熱貫流率 kcal/m ² ・hr・°C		
木造	表面仕上	両面木摺仕上	メタルラス	漆喰板
	一重壁	3.00	3.36	3.00
	二重壁	1.66	1.90	1.66
コンクリート壁, 厚 10 cm 両面プaster仕上		1.96		

表 I-1 (c) 屋根の熱貫流率

屋根の構造		屋根の熱貫流率 kcal/m ² ・hr・°C	
傾斜屋根	野地板ルーフィング トタン葺	1.76	
	野地板ルーフィング スレート葺	2.44	
	野地板引掛葺	1.90	
	野地板銅板葺	2.24	
	野地板波形スレート	1.71	
陸屋根	厚 (cm)	化粧天井なし	メタルラス漆喰天井
	コンクリート 5	4.0	2.05
	◇ 10	3.5	1.95
	◇ 15	3.12	1.80
	木造 2.5	2.4	1.56

示される。

$$Q_G = Q_{GR} + Q_{GT} \dots \dots \dots (1-3)$$

ただし Q_G : ガラスからの取得熱量

Q_{GR} : 太陽の日射および空からの散乱光による取得熱量

Q_{GT} : 内外温度差による取得熱量

表 I-1 (d) 天井および床の熱貫流率

構 造	熱貫流率 kcal/m ² ·hr·°C
木造床板 - 板張り (8分厚)	2.20
同上に天井板張り (3分厚)	1.37
同上に天井メタルラス漆喰仕上	1.47
同上に天井木ズリ漆喰仕上	1.36
コンクリート床厚さ 8 cm	3.40
同上に天井メタルラス漆喰仕上	1.86
コンクリート床 15 cm 厚さ	2.90
同上に天井メタルラス漆喰仕上	1.86
コンクリート床 25 cm 厚さ, 天井メタルラス漆喰仕上	1.61

表 I-2 (a) 外壁に対する相当温度差

外壁の構造	時刻	相当温度差 Δt_e (°C)									
		H	N	NE	E	ES	S	SW	W	WN	
コンクリート壁またはブロック壁	厚 5 cm	8	15.4	5.4	19.0	24.7	18.4	1.5	2.1	1.7	4.8
		12	41.6	6.0	12.5	13.1	18.1	14.2	12.1	6.5	6.3
		16	37.5	7.6	7.8	7.9	10.5	11.5	25.8	29.3	23.3
	厚 10 cm	8	8.2	5.5	15.6	16.7	12.8	0.6	1.9	1.9	5.0
		12	32.0	4.5	15.8	19.1	18.6	8.5	8.3	5.4	5.4
		16	38.7	7.0	7.7	7.9	11.9	13.3	19.3	17.5	14.6
	厚 15 cm	8	5.1	0.7	2.0	3.2	2.7	1.0	3.0	3.2	2.6
		12	22.0	4.7	13.9	17.4	15.1	4.1	6.8	5.6	6.6
		16	34.3	5.8	6.9	7.4	11.0	11.8	7.8	7.5	7.5
	厚 20 cm	8	7.2	0.8	3.1	4.3	3.6	1.4	4.1	4.1	3.6
		12	15.7	4.6	12.2	14.0	12.3	2.9	5.5	5.3	6.4
		16	29.6	4.9	9.2	10.2	12.1	9.2	10.3	7.2	6.8
	厚 30 cm	8	10.6	1.5	4.6	5.7	5.4	2.4	6.2	5.5	5.3
		12	11.1	1.9	4.6	5.9	5.4	2.8	6.2	5.9	5.3
		16	19.1	4.0	9.6	11.2	10.6	4.2	7.5	6.9	7.0
	厚 40 cm	8	13.3	2.7	5.6	6.7	6.4	3.5	7.3	6.9	6.6
		12	13.2	2.6	5.6	6.7	6.3	3.3	7.2	6.8	6.5
		16	14.3	3.7	7.7	8.7	8.0	3.6	7.5	7.0	7.4
軽量コンクリート壁	厚 5 cm	8	8.2	5.5	15.8	16.6	12.7	0.9	1.8	3.4	5.0
		12	33.5	4.6	15.1	18.0	18.1	9.5	9.2	5.8	5.6
		16	38.1	7.0	7.6	8.0	11.7	12.8	21.1	19.4	16.4
	厚 10 cm	8	4.7	0.2	1.7	2.6	2.2	0.7	2.5	2.4	2.3
		12	24.7	4.4	15.0	18.8	16.5	4.9	6.2	5.2	5.9
		16	36.2	6.1	7.1	7.4	11.4	12.5	11.6	10.4	9.7
	厚 15 cm	8	6.9	0.6	2.6	4.0	3.4	1.3	5.6	3.8	3.3
		12	13.5	4.7	12.5	13.6	11.7	2.6	9.6	4.9	6.2
		16	29.2	4.6	11.5	11.4	12.8	8.8	9.8	7.0	6.9
木造壁	外面モルタル 内面プaster	8	15.5	5.3	19.5	26.4	19.3	1.6	1.7	1.8	4.5
		12	42.6	6.1	12.2	14.6	18.2	14.7	12.4	6.3	6.4
		16	37.6	7.7	7.8	7.9	10.4	11.4	27.1	30.8	24.4

表 I-2 (b) 屋根に対する相当温度差

屋根の構造		相当温度差 Δt_e (°C)		
		8時	12時	16時
コンクリート屋根	コンクリート厚 5 cm モルタル防水	5.6	32.1	38.9
	〃 厚 10 cm	5.4	21.1	34.2
	〃 厚 15 cm	7.7	13.7	18.4
	コンクリート厚 10 cm アスファルト防水	8.4	11.8	26.2
	〃 厚 15 cm	11.4	11.4	18.4
木造屋根	鉄板葺 野地板	24.5	46.1	30.7
	〃 (木毛板 1枚内張)	19.9	45.0	34.5
	瓦葺 (保温なし)	20.9	45.0	34.7

表 I-3 標準外気温

時刻	標準外気温 t_o (°C)
1	25.2
2	25.1
3	25.0
4	25.1
5	25.2
6	25.5
7	26.1
8	27.0
9	28.0
10	29.1
11	30.2
12	31.1
13	31.7
14	32.0
15	31.8
16	31.1
17	30.2
18	29.1
19	27.9
20	26.9
21	26.2
22	25.7
23	25.4
24	25.3

表 I-4 日除の遮蔽率

日除の種類	色	一重ガラス窓の場合の遮蔽率 (全閉)
内側のローラー日除	白	0.45
	クリーム色	0.50
	暗い色	0.80
内側のベネシャンブラインド	白	0.60
	クリーム, アルミニウム	0.68
	薄い灰色	0.75
外側のベネシャンブラインド	クリーム色	0.30
	任意色	0.40

Q_{GR} はガラスを透過する放射量 I_{GR} をしることによって次式で計算しうる。

$$Q_{GR} = I_{GR} \cdot k_s \cdot A_g \dots \dots \dots (1-4)$$

ただし A_g : ガラス面積

k_s : 遮蔽率 (表 I-4)

太陽からの直達放射および空からの散乱光をも含めてガラスを透過する放射量 I_{GR} は、つぎのように示される。

$$I_{GR} = (\tau_d + a_d) I_d + (\tau_s + a_s) I_s \dots \dots \dots (1-5)$$

ただし I_d, I_s : 太陽からの直達放射および空からの散乱光

τ_d, a_d : 直達放射に対するガラスの透過率および吸収率

τ_s, a_s : 空からの散乱光に対するガラスの透過率および吸収率

一般に $a_d = 0.06$, $\tau_s = 0.79$, $a_s = 0.06$ と考えてさしつかえない。また τ_d は太陽の透射角によって変わるが、表 I-5 の値を使用するのがよい。

なお日除, ブラインドのあるときは表 I-4 に示す遮蔽率をかける。二重ガラス, 三重ガラスについては、さらに減少率 k_p (表 I-6) をかける。

表 I-5 直達日射量に対するガラスの透過率

太陽の透射角 θ	0°	20°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
τ_d	0.87	0.86	0.85	0.83	0.77	0.65	0.41	0

表 I-6 二重, 三重ガラスの減少率

一重ガラスを透過する放射量 kcal/m ² ·hr	二重ガラスの減少率	三重ガラスの減少率
300 以上	0.95	0.88
250	0.87	0.78
200	0.83	0.73
150	0.82	0.71
100	0.76	0.63
50	0.66	0.51

窓ガラスからの熱伝導で伝わる熱量 Q_{GT} は次式より求めうる。

$$Q_{GT} = K_G \cdot A_G \cdot (t_o - t_i) \dots \dots \dots (1-6)$$

ただし K_G : ガラスの熱貫流率 (表 I-7)

t_o, t_i : 外気および室内温度

表 I-7 窓ガラスの熱貫流率

種	類	熱貫流率 kcal/m ² ·hr·°C
一重ガラス		5.5
二重ガラス	ガラス間隔 3/4 in	2.2
	〃 1/2 〃	2.8
	〃 1/4 〃	3.0
三重ガラス	ガラス間隔 3/4 〃	1.4
	〃 1/2 〃	1.8
	〃 1/4 〃	2.1

d) 隙間風による取得熱量

隙間風による取得熱量は、隙間風による顕熱取得量と潜熱取得量よりなる。したがって、

$$Q_I = Q_{IS} + Q_{IL}$$

$$= c_p G_I (t_o - t_i) + G_I (x_o - x_i) r \dots \dots \dots (1-7)$$

ただし Q_{IS} : 隙間風による顕熱取得量 (kcal/hr)

Q_{IL} : 隙間風による潜熱取得量 (kcal/hr)

G_I : 隙間風の量 (kg/hr)

t_o, t_i : 屋外室内の温度 (°C)

x_o, x_i : 屋外室内の絶対湿度 (kg/kg)

r : 水の蒸発潜熱 (kcal/kg)

c_p : 乾燥空気の定圧比熱 (kcal/kg·°C)

e) 室内器具からの発生熱量

表 I-8 電灯, 電気器具からの発生熱量

器具の種類	発生顕熱
電灯 1 W 当り	0.86 kcal/hr
電熱 1 kW 当り	860
蛍光灯 出力 kW 当り	1,000
電動機	
1/8~1/2 HP (HP当り)	1,060
1/2~3 HP	920
3~20 HP	740

室内には電燈や電動機などの熱を発生する機器がある。これらの機具の発生する熱量は顕熱のみと考えればよく、その値は表 I-8 に示してある。

f) 機器からの取得熱量

送風機からの熱取得は室内取得熱量の 5~13%, duct からの熱量は室内取得熱量の 3~7% として概算してよい。

g) 再熱負荷と新鮮空気負荷

空気冷却器からでた冷却空気の湿度が高過ぎると

ときには、再熱して相対湿度を低下させることがある。この再熱のための熱の取得を償うための冷凍負荷が、再熱負荷である。

再熱負荷は、つぎのごとく表わされる。

$$Q_R = c_p \cdot G \cdot (t_2 - t_1) \dots \dots \dots (1-8)$$

ただし Q_R : 再熱負荷 (kcal/hr)

G : 送風量 (kg/hr)

t_2, t_1 : 再熱器出口, 入口の空気温度 ($^{\circ}\text{C}$)

新鮮空気負荷は冷却される室に送入する外気を冷却するのに要する冷却負荷で、つぎのようになる。

$$Q_F = Q_{FS} + Q_{FL} \\ = c_p \cdot G_F \cdot (t_o - t_i) + G_F \cdot r \cdot (x_o - x_i) \dots \dots \dots (1-9)$$

ただし Q_F : 新鮮空気負荷 (kcal/hr)

Q_{FS} : 新鮮空気顕熱負荷 (kcal/hr)

Q_{FL} : 新鮮空気潜熱負荷 (kcal/hr)

G_F : 新鮮空気量 (kg/hr)

t_o, t_i : 外気, 室内空気の温度 ($^{\circ}\text{C}$)

x_o, x_i : 外気, 室内空気の絶対湿度 (kg/kg)

c_p : 乾燥空気の定圧比熱 (kcal/kg $\cdot^{\circ}\text{C}$)

h) 暖房負荷

暖房負荷は室の損失熱量と新鮮空気の加熱に必要な熱量の和として示される。

$$(\text{暖房負荷}) = (\text{室の損失熱量}) + (\text{新鮮空気負荷})$$

室の損失熱量はつぎの 2 つに大別される。

- 1) 壁, 床, 天井, 窓から熱伝導により失われる熱量
- 2) 隙間風によるもの

壁, 床, 天井, 窓からの熱伝導によって失われる熱量は次式で示される。

$$Q_T = K \cdot k \cdot (t_i - t_o) \cdot A \dots \dots \dots (1-10)$$

ただし Q_T : 伝導による損失熱量 (kcal/hr)

K : 壁の熱貫流率 (kcal/m 2 ·hr $\cdot^{\circ}\text{C}$)

k : 方位係数

t_o, t_i : 室内, 屋外温度 (°C)

A : 壁の面積 (m²)

方位係数 k は北の場合 1.2, 西および東の場合 1.1, 南の場合 1.0 としてよい。

隙間風によるもの, および新鮮空気負荷は冷房の場合と同様にして計算される。

$$Q_{IS} = c_p G_I (t_i - t_o) \dots\dots\dots(1-11)$$

$$Q_{IL} = G_I \cdot r \cdot (x_i - x_o) \dots\dots\dots(1-12)$$

$$Q_{FS} = c_p \cdot G_F (t_i - t_o) \dots\dots\dots(1-13)$$

$$Q_{FL} = G_F \cdot r \cdot (x_i - x_o) \dots\dots\dots(1-14)$$

ただし上記の記号は, 冷房の場合と全く同様とする。

I. 1. B 温・湿度調節装置

a) 空気の状態変化

温・湿度の調節を考える場合, 空気の温・湿度変化を空気線図によって表わすのが普通である。空気線図をみれば, 調節される空気はどのような状態変化をするかが一目でわかり, 調節機器の設計も速に行なうことができる。空気線図にはいろいろあるが, ここでは, もっともよく用いられる温度—絶対湿度線図 ($t-x$ 線図) について述べよう (図 I—1 参照)。

$t-x$ 線図には, 横軸に乾球温度が, 縦軸に絶対湿度 (kg/kg 乾燥空気 1 kg 中に含まれる水蒸気のkg数) が目盛っており, 飽和曲線, Enthalpy 関係湿度などが表わされている。いま, 点Aに相当する温湿度, Enthalpy をもつ空気を仮定すると, その空気に加温変化のみが与えられると空気線図上横軸に平行な矢印1の方向にA点は移動する。冷却のみの場合はその反対の矢印3の方向に移動する。また温度変化が全くなくて空気中の水蒸気量のみが増加, または減少したときにはA点はそれぞれ矢印2, または矢印4の方向に移動する。しかし実際に環境調節装置の温湿度調節を行なう場合には, A点がこの4方向だけに移動することはほとんどなくて, 温度と水蒸気量変化が同時に起こるのが普通である。A点が矢印1・2の作る角度の範囲内に移動するときは, 加温, 加湿が同時に起こったことを表わし, 2・3の間のときは冷却と加湿が, 3・4の間のときは冷却と除湿が, 4・1の間のときは加温と除湿が同時に行なわれたことを示している。

おのおの場合について例をあげよう。

1) 水蒸気量の変化がなく単なる加熱または冷却の場合 (矢印の方向が1および3)

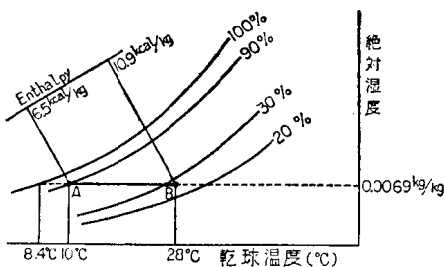


図 I—2 $t-x$ 線図

空気を加熱または冷却し, しかも水蒸気量に変化がない場合, すなわち加熱器で蒸気や温水などの spray がなく, また冷却器で水の凝結がないときを考えてみる。たとえば (図 I—2 参照) 乾球温度 10°C, 関係湿度 90% (A点) の空気を加熱して乾球温度 28°C となって加熱器をでてきた場合を考えると, 空気はA点から横軸に平行に矢印の方向に動いてB点 (28°C) に達する。この空気は関係湿度としては 90% から 28% に減少したが, 乾燥空気 1 kg 中

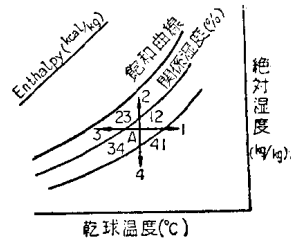


図 I—1 $t-x$ 線図

に存在する水蒸気量（絶対湿度）は 0.0069 kg/kg で変わらないし、露点温度も 8.4°C で変わらない。しかし乾燥空気 1 kg の有するエネルギー、すなわち Enthalpy をみると A 点の約 6.5 kcal/kg から B 点の約 10.9 kcal/kg まで約 4.4 kcal/kg 増加している。すなわち加熱器で 4.4 kcal/kg の熱が加えられたことによって空気は A 点から B 点の状態に移ったのである。逆に B 点の空気を冷却器で 4.4 kcal/kg だけ冷却すれば、空気の水蒸気量や露点が変わることなしに A 点に達する。

2) 水蒸気量の変化を伴う加熱または冷却の場合（矢印の方向が 1・2, 2・3, 3・4, 4・1 の間にあるとき）

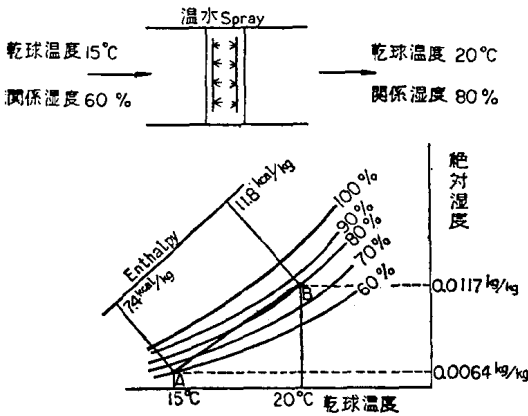


図 I-3 t-x 線図

図 I-3 のように温水 spray によって 15°C, 60% の空気を 20°C, 80% に変化させた場合には、温度が 5°C 上昇し関係湿度が 20% 増加するので前述の 1・2 範囲、すなわち、加温、加湿が同時に行なわれたことが空気線図上でははっきり示される。そして、関係湿度の増加は 20% であるが、実際には絶対湿度が 0.0064 kg/kg から 0.0117 kg/kg まで 2 倍近く増加し、空気のもつエネルギーは 7.4 kcal/kg から 11.8 kcal/kg までふえたことがわかる。A 点から B 点への path は温水 spray の種類、温度条件そのたによって

異なるが、空気の入口と出口だけを問題にする場合には、普通、直線で結んでその直線上を空気が状態変化するものと考えている。

つぎに水蒸気量、乾球温度がともに変化する場合のうち、特殊な状態変化として湿球温度一定の変化を考えてみよう。たとえば（図 I-4 参照）乾球温度 20°C、湿球温度 15°C、60% の空気が 15°C の spray water のなかを通過して充分飽和され、出口側で乾球温度 15°C、湿球温度 15°C、関係湿度 100% となったとすれば、この場合の Enthalpy は不変であり、絶対湿度のみが 0.0087 kg/kg から 0.0106 kg/kg に増加したことが示

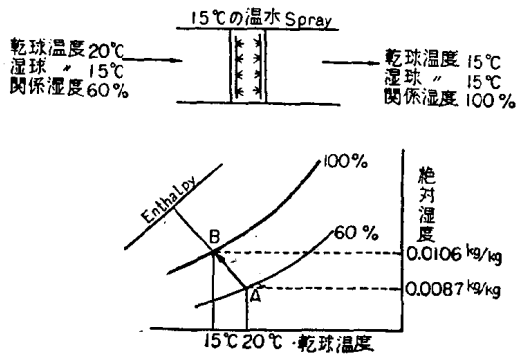


図 I-4 t-x 線図

される。そして変化の方向は冷却と加湿が同時に行なわれた 2・3 方向である。

つぎに一般の空気調節において広く採用されている湿度調節の 1 つの方法として、図 I-5 に示すような

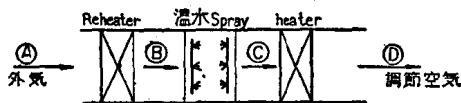


図 I-5 温湿度調節の 1 例

reheater→温水 spray→heater という一連の機器によって所定の温湿度をもつ空気をうる方式があるので、この場合の状態変化を考えてみよう。外気を ①, reheater 出口を ②, 温水 spray 出口を ③, 調節空気を ④ とし、表 I-9

表 I-9 空気の状態変化

	①	②	③	④
乾球温度 (°C)	5	10	15	19
関係湿度 (%)	45	32	90	70

の④の状態の外気を導入して①の空気をうるものと仮定する。④は reheater によって空気中の水蒸気量に変化なしに⑤状態に達するが、reheater で与えるべき熱量は⑤点の Enthalpy 3.8 kcal/kg と④点の Enthalpy 2.5 kcal/kg との差 1.3 kcal/kg である。

⑤の空気が温水 spray を通過して③点の状態になったとすれば、温水 spray で与えるべき熱量は③点の Enthalpy 9.3 kcal/kg と⑤点の Enthalpy 3.8 kcal/kg の差 5.5 kcal/kg である。また温水 spray を通過させることによって空気中の水蒸気量は⑤点の絶対湿度 0.0025 kg/kg から 0.0095 kg/kg まで増加する。③点の空気を heater を通過させると heater によ

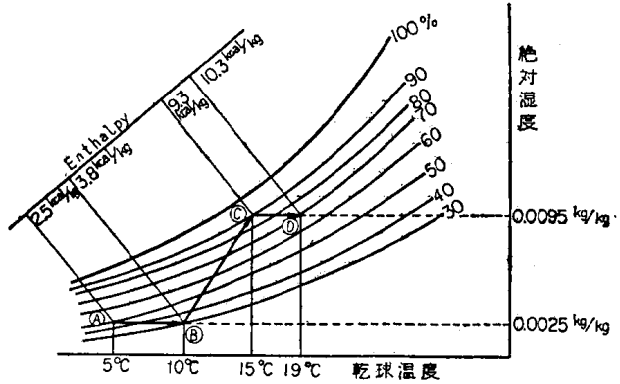


図 I-6 t-x 線図

表 I-10 空気の状態変化

区 分	④	⑤	③	①
乾球温度 (°C)	5	10	15	19
関係湿度 (%)	45	32	90	70
Enthalpy (kcal/kg)	2.5	3.8	9.3	10.3
Enthalpy の増減 (kcal/kg)		+1.3	+5.5	+1.0
絶対湿度 (kg/kg)	0.0025	0.0025	0.0095	0.0095
絶対湿度の増減 (kg/kg)	なし		+0.0070	なし

て Enthalpy が与えられて希望の空気 (19°C, 70%) がえられる。以上の空気の状態変化を表にすると表 I-10 になる。

b) 温湿度調節機器

温湿度調節機器は、ある空気を機器に導入して、これをわれわれが希望する温湿度をもったものに変化させる機器であって、つぎに述べるそれぞれの機器によって構成されてい

る。すなわち (1) preheater, (2) precooler, (3) air cooler or dehumidifier, (4) humidifier, (5) reheater, (6) air filter および (7) fan である。Preheater, reheater および precooler は空気の熱交換器の働きを、air washer, dehumidifier, humidifier は空気の水分交換器の働きをする機器で、加熱は (1) (5) に内蔵されている heating coil により行なわれ、冷却と減湿は (2) (3) に内蔵されている air washer, または fin 付 air cooling coil により行なわれ、加湿は (4) に内蔵されている air washer がそれぞれその役割を果すのである。そして (6) の air filter は循環空気の清浄を、(7) の fan は空気の輸送をうけもつ。

以下空気の温湿度調節装置の設計に最小限必要な程度に、熱交換器、水分交換器について述べよう。

1) 加熱器および冷却器

(a) Heating coil ((1) (5) に内蔵されている)

Heating coil は螺旋状、または板状 fin のついた coil からなるが、coil 内に蒸気を通す場合と温水を通す場合の2つがある。

(i) 蒸気用螺旋状 fin heater

蒸気で加熱する場合には、通称 6 型と名づける螺旋状 fin を用いることが多いが、これは fin 間隔 1/6 in, fin 高さ 1/4 in, 表面積/前面積・列当りは 9.5 m²/m³ 1 列である。設計は前面積 A (m²), 通過風量 Q (m³/hr), 出入口の空気温度 t₂ (°C) および t₁ (°C), 蒸気温度 t_s (°C), 熱貫流率 K (kcal/m²・hr・°C), heater の

表面積/前面積・列 a ($\text{m}^2/\text{m}^2 \cdot \text{列}$) (6型では $9.5 \text{ m}^2/\text{m}^2 \cdot \text{列}$), 必要列数 N とし, N を決めれば (1-15) 式

$$N = \frac{0.28 Q (t_2 - t_1)}{K_a A \left(t_2 - \frac{t_1 + t_2}{2} \right)} \dots \dots \dots (1-15)$$

と井上 (空気調和ハンドブック) の図 I-7 によって t_2 が決まる。蒸気消費量 (kg/hr) は $0.28 Q(t_2 - t_1)/532$

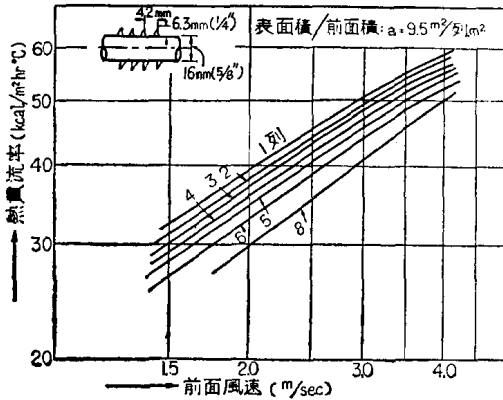


図 I-7 空気加熱器の K

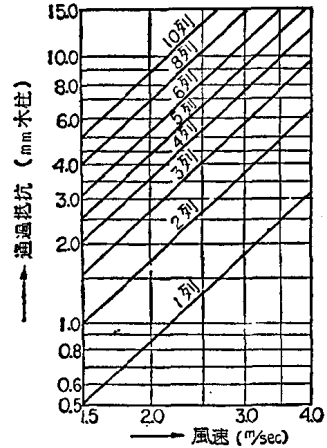


図 I-8 空気加熱器の通過抵抗

によって, 通過する空気の抵抗 (mmH_2O) は井上 (空気調和ハンドブック) の図 I-8 によって求めればよい。

(iii) 温水用螺旋状 fin heater

この場合は通称 8 型 (fin 間隔 $1/8$ in, fin 高さ $13/32$ in, 表面積/前面積・列 $15.95 \text{ m}^2/\text{m}^2 \cdot \text{列}$) を用い設計は冷水 coil とほぼ同じである (冷水 coil 参照)。

(b) Cooling coil ((2),(3) に内蔵されている)

(c) で後述するように, 熱負荷の小さいときは air washer によっても空気を冷却できるが, 一般に冷却には fin 付 cooling coil を用いる。Cooling coil には $0^\circ \sim 15^\circ \text{C}$ の水を通してその温度差によって空気を冷却する冷水型 coil と freon, ammonia などの冷媒を直接膨脹させ, その蒸発熱によって空気を冷却する直接膨脹 coil があるが, 手近かに冷水が多量にえられる場合以外は環境調節装置に冷水型 coil を用いられないので, ここでは省略する。

設計上注意すべき点を 2, 3 あげると, ① 冷媒の流れは空気流と逆流になるようにとる。② 冷却負荷が最大のおける冷媒の蒸発温度を 5°C 以上にとる。これを 3°C 以下にとるときは容量の調整が可能な冷凍機を用いない限り, 冷却負荷が減少したとき coil 表面の温度が下り coil 表面に結氷するおそれがある。③ 冷凍機の動力費を小さくするためには, coil 列数をふやして, なるべく高い蒸発温度を用いる。④ coil 通過風速 v_a は $v_a = \frac{Q}{3,600A}$ (Q : 風量 (m^3/hr), A : 前面積 (m^2)) によって求めるが, v_a は $2 \sim 3 \text{ m/sec}$ がもっとも経済的である。冷却負荷が著しく大きいときには 2 m/sec 程度に下げるとよい。こうすれば coil に付着した水膜が空気に同伴して duct 内に入ることも避けられる。

設計のあらましを乾き coil (coil の表面温度がそこを通過する空気の露点温度より高い場合) と湿り coil (coil の表面温度がそこを通過する空気の露点温度より低い場合には coil の外表面に水蒸気が凝縮し, 熱伝達と凝縮によって伝熱が行なわれる) の場合に分けて述べる。

(i) 乾き coil の場合

まず上記の配慮をして v_a を定め、 A を求める。螺旋状 fin か板状 fin のどちらを採用するかによって井上(空気調和ハンドブック)による表 I-11 を用いて管長 (l) と全幅 (B) を選び、この表の A によってふたたび正確な v_a を計算しなおす。

表 I-11 Cooling coil の前面積 (m²)

管 長 (l)	螺 線 状 fin			板 状 fin		
	$B=20 \frac{9}{16}$ in	29	$37 \frac{7}{16}$	$b=18$ in	24	30
2	0.244	0.366	0.49	0.28	0.37	0.46
2½	0.306	0.465	0.72	0.35	0.47	0.58
3	0.375	0.562	0.75	0.42	0.56	0.70
3½	0.440	0.660	0.88	0.49	0.65	0.82
4	0.505	0.756	1.01	0.56	0.74	0.93
4½	0.570	0.855	1.04	0.63	0.84	1.05
5	0.635	0.953	1.27	0.70	0.93	1.16
5½	0.705	1.05	1.40	0.77	1.02	1.28
6	0.765	1.15	1.53	0.84	1.12	1.40
6½	0.830	1.25	1.66	0.91	1.21	1.51
7	0.900	1.345	1.80	0.98	1.30	1.63
7½	0.960	1.445	1.92	1.05	1.40	1.74
8	1.03	1.545	2.05	1.12	1.49	1.86
8½	1.09	1.640	2.18	1.19	1.58	1.98
9	1.16	1.740	2.31	1.26	1.67	2.09
9½	1.22	1.835	2.44	1.32	1.77	2.21
10	1.285	1.930	2.58	1.40	1.86	2.31

つぎに乾き coil の列数 (N) を、coil の冷却負荷 q_T (kcal/hr) と、冷媒と空気対数平均温度差 M. T. D (logarithmic mean temperature. difference) から求める。

すなわち $N=q_T/K_D \cdot A \cdot a$ (M. T. D), ただし $q_T=G(i_1-i_2)$, M. T. D= $t_1-t_2/\log_e \frac{t_1-t_r}{t_2-t_r}$ による。この式で K_D (熱貫流率 kcal/m²(表面積)・hr・°C) は井上(空気調和ハンドブック)の図 I-9 より求め、 a は螺旋状 fin 8 型なら $a=15.95$ を、板状 fin なら 22.90 をとる。 i_1, i_2 は入口および出口空気の Enthalpy (kcal/kg), t_1, t_2 は入口、および出口の空気の乾球温度, t_r は冷媒蒸発温度 (°C) で、前述のように 5°C 以上の値を用いる。

(ii) 湿り coil の場合

(i)と同様にして求めた v_a を用いて N を適当に仮定して井上(空気調和ハンドブック)による表 I-12 より contact factor (c_F) を求め i_c (coil の平均表面温度に相当する空気の Enthalpy (kcal/kg)) を ($i_c=i_1-\frac{q_T}{G} \cdot \frac{1}{c_F}$) 式により算出する。表 I-12 の c_F は優秀品についての値であるから一般には c_F をこれより多少低めにとる。

つぎに次式により t_r (冷媒の蒸発温度 °C) を算出し、 t_r が 5°C 以下にならなければよいとする。($t_r=t_c-\frac{q_T \cdot R}{a_i \cdot A \cdot a \cdot N}$) ただし R : 外表面積/内表面積, a_i : coil 内面の熱伝達率 1,000~1,500 kcal/m²・hr・°C

(c) Air washer ((2) (3) および (4) に内蔵されている)

Air washer は図 I-10 のように風上側に spray chamber が、それより風下側に鈍板をジグザグに曲げた

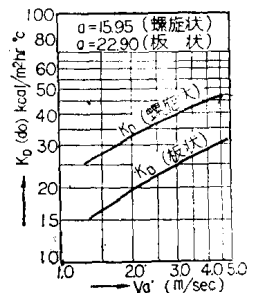


図 I-9 直接膨脹 coil (乾き表面) の K