

高湿度を伴う工場の換気計画と実証

Planning and Experiment of Ventilation for Factories with High Humidity

宮田 寛明*
Hiroaki Miyata

要 約

大規模空間をもった工場建家内の壁面等の結露対策のため、理論的な手法により換気の検討を行い実施設計並びに施工を行った。しかし効果の実証は、実際操業中での計測値との対比分析が必要であり、その結果今回の静的換気計算手法による理論値が、ほぼ計測値と近似していることがわかった。これにより大局的な動向を予め把握して設計を行う場合には、こうした計算手法が十分有用であると結論づけられる。

また今回特に二重天井内換気方式を新しい試みとして採用したが、その効果大であることが実証確認できた。

目 次

- §1. はじめに
- §2. 換気計算の方法
- §3. 計算結果
- §4. 計画概要
- §5. 温湿度測定
- §6. 換気設備の効果実証
- §7. おわりに

§1. はじめに

水蒸気発生を伴う大規模工場内の外壁面等での結露防止対策として種々の工夫がなされるが、外壁面すべてに断熱材を施すことは建設費的にやや無理を生じ、反面局所機械換気や自然換気のみでの方式では確実性に欠け、またプロセスプラントから室内への水蒸気の洩れなどにより、結露現象が発生する恐れがある。

今回某ビール会社製品工場建設を設計施工で行う機会が与えられ、結露及び高温対策について特別の考慮を行った。そこで当工場の換気設備の設計及び計測結果について概要を述べ、効果について計画と実証との対比を試みた。

1-1 ビール製品工場

当製品工場は、その名の通りビール製造の最終末端

部での壘詰工場であり、Fig.1 に示す生産ラインのように、工程上、多量の水蒸気や温水が、洗壘機、温壘機及びケースウォッシャー等で消費され、ラインで発生した熱と共に場内に拡散し、工場内の温湿度はともに高くなる。さらにその結果、外壁や天井面に結露が生じた場合、ビール酵母菌等が附着してカビが発生し表面仕上げ部分が汚れたりするが、これは食品工場としてのイメージを損ね、先ず衛生面からも絶対好ましいことではない。

1-2 温湿度とカビの発育との関係

一般に建物内に発生するカビは、露点すなわち結露発生条件以下でも十分に発育することが可能である(Fig.2)。従ってカビの発生を防止するには、工場内の温湿度条件が満足されないよう換気計画等の面で考慮する必要がある。

§2. 換気計算の方法

* 設備部設備課副課長

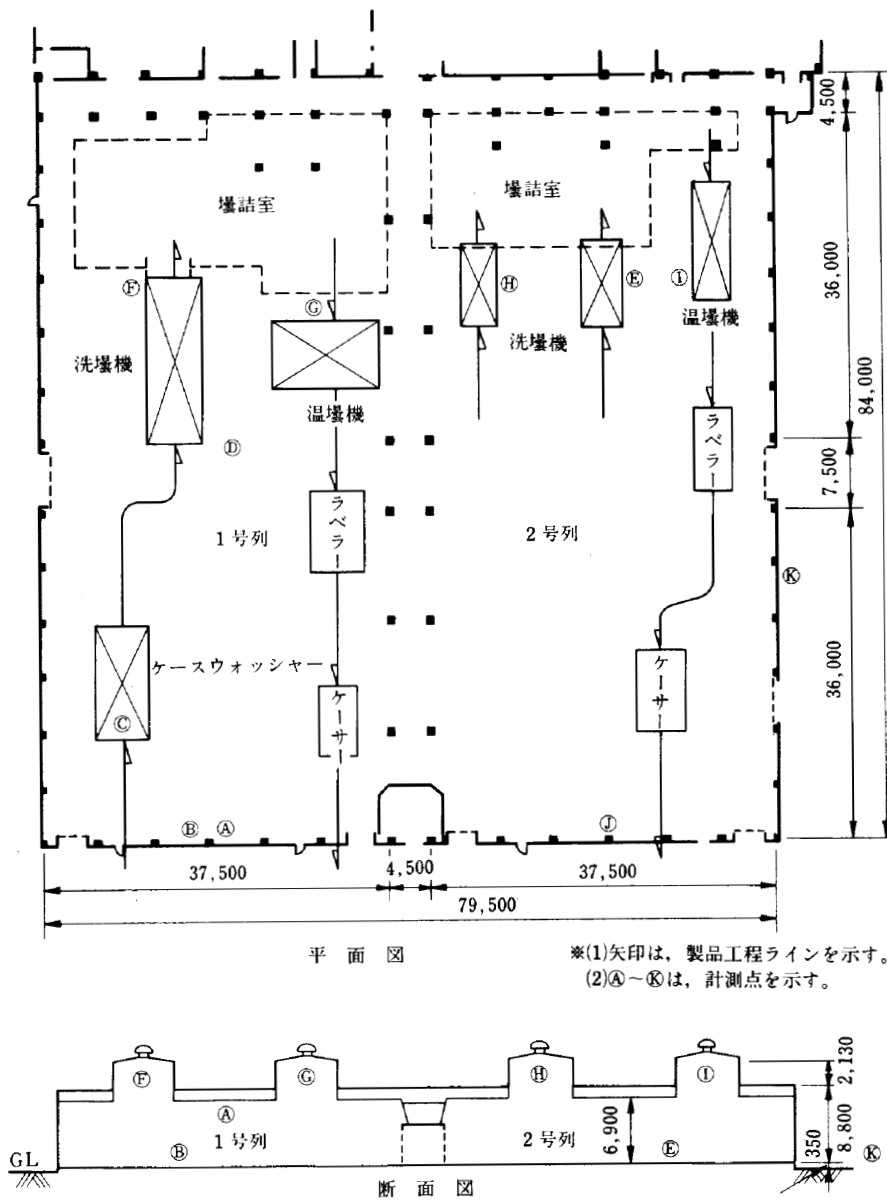


Fig.1 製品工場平面図, 断面図

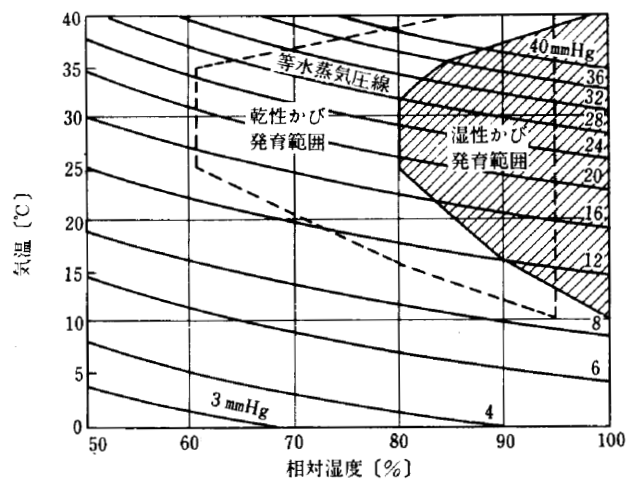


Fig.2 温湿度とカビの発育範囲

工場の製造プロセスの実態を考えると、室内の水分負荷量及び取得熱量を把握し、換気量を算定することが基本的に必要である。必要換気量は、建物の形状、発生水蒸気量、床部分の濡れ面積、ローカル換気量、外壁面等からの熱損失及び自然換気量等のファクターを考慮して求められる。

2-1 設計と条件

- (1) 建物形状、方位、面積 (Fig.1 及び 3)
- (2) 壁体の熱抵抗 R 及び透湿抵抗 R_v (Table 1)
- (3) 気象条件 (Table 2)
- (4) 工場内操業データ

- (a) 機器発生熱量 H_C (kcal/hr) (Table 3)
- (b) 場内発生水蒸気量 G_S (kg/hr)

$$G_S = 14,000 \text{ kg/hr} \times 10 (\%) \times 0.8 = 1,120$$

- (c) 換気量 Q_P (Nm^3/hr)

$$Q_P = Q_L + Q_N$$

ここに Q_L = ローカル機械換気量 = 1,300

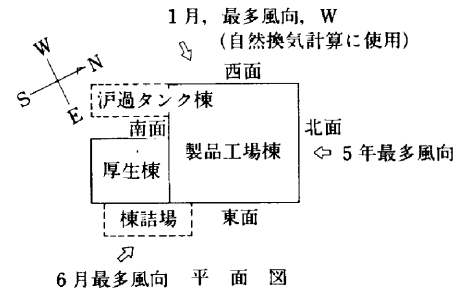
Q_N = 自然換気量 (この計算については後述)

- (d) 操業率

計算に当り、この地域の平均気象データに基づき基

準条件として1月を想定した。ただし、ビール工場のフル稼働期は、5月、6月と想定されるので、結局1、5、6の各月について試算を行うものとする。

1. 製品工場棟の配置と方位



2. 建物規模

- ・工場床面積 6,151.5 m^2 (有効床面積 5,640 m^2)
- ・工場空容積 42,140 m^3
- ・外壁面積 (東側) 672 m^2
- (北側) 640 m^2
- (西側) 672 m^2
- (南側) 200 m^2
- ・屋根面積 4,150 m^2

Fig.3 建物の配置、方位、規模

Table1 壁体の熱抵抗 R , 透湿抵抗 R_v

部 位	熱抵抗 R ($\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C} / \text{kcal}$)	透湿抵抗 R_v ($\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{mmHg} / \text{g}$)	熱貫流率 ($\text{kcal} / \text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}$)
1 越屋根	塩ビ鋼板 0.6mm フレキシブルロックウールサンドイッチ 28mm		
	$R=0.483$	$R_v=3.1$	$K=2.07$
2 屋 根	塩ビ鋼板 0.4mm ウレタンホーム 4mm 空気層 1,200~500mm グラスウール 50mm (ビニールシート付) アスベスト板 12mm		
	$R=1.77$	$R_v=76.9$	$K=0.57$
3 外 壁(天井隅角)	プレキャスト コンクリート 200mm 吹付タイル 2mm		
	$R=0.398$	$R_v=60.6$	$K=2.51$
4 外 壁	プレキャスト コンクリート 120mm 吹付タイル 2mm		
	$R=0.291$	$R_v=36.4$	$K=3.44$

Table2 外気気象条件

月	日最低月平均気温	平均相対湿度	最多風向	平均風速
1	0.5℃	59%	W	3.1m/sec
5	14.1℃	72%	NE	2.0m/sec
6	18.4℃	79%	S	2.0m/sec

Table3 発生熱量H(kcal/hr)

機器名	負荷容量	計 算	発熱量 H(kcal/hr)
排気ファン類	25kW	$H_F = \frac{25kW \times (1-0.85)}{0.85} \times 0.8 \times 860$	3,000
生産機器	1,000kW	$H_M = \frac{1,000}{0.9} \times 0.8 \times 860 \times 0.6$	459,000
水蒸気	14,000kg/hr × 0.1	$H_S = 1,400kg/hr \times 535 \times 0.8$	599,000
合計		$\Sigma H =$	1,061,000

2-2 計算式

(1) 建屋よりの静的熱損失または取得量 q_1 (kcal/hr)

$$q_1 = K_1 \cdot K_2 \cdot \Delta te \cdot A \quad \text{--- (2.1)}$$

ここに K_1 = 壁面等の熱貫流率(kcal/m²・hr・°C)

K_2 = 各壁面の方位係数 = 1.0~1.2

Δte = 相当温度差(°C)

A = 各壁面等の面積(m²)

(2) 建屋内発生熱量

(a) 電動機による発生熱量 q_2 (kcal/hr)

$$q_2 = 860 \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot p / \eta m \quad \text{--- (2.2.a)}$$

ここに φ_1 = 所要動力/定格動力 = 0.8

φ_2 = 電動機の稼働率 = 0.6

p = 電動機定格出力(kw)

ηm = 電動機効率 = 0.85

(b) 水蒸気による発生熱量 q_3 (kcal/hr)

$$q_3 = q_L \cdot G_w \cdot \varphi_3 \cdot \varphi_4 \quad \text{--- (2.2.b)}$$

ここに q_L = 水蒸気潜熱 = 535kcal/kg

G_w = 水蒸気消費量(kg/hr)

φ_3 = 水蒸気の室内への漏れ率 = 0.1

φ_4 = 生産機器の稼働率 = 0.8

(3) ぬれ床面よりの水蒸気発生量 G_F (kg/hr)

$$G_F = c \cdot (P_w - P_r) \cdot A_F \quad \text{--- (2.3)}$$

ここに c = 水面状態による定数

P_w = 水面の水蒸気分圧(mmHg)

P_r = 室内の水蒸気分圧(mmHg)

A_F = ぬれ床面積 = 1,900m²

(4) 壁表面温度 T_s (°C)

$$T_s = T_r - \frac{r_1}{R} (T_r - t_0) \quad \text{--- (2.4)}$$

ここに T_r = 室内温度(°C)

r_1 = 壁面熱抵抗(m²・hr・°C/kcal)

R = 壁体熱抵抗(m²・hr・°C/kcal)

t_0 = 外気温度(日最低月平均値)(°C)

(5) 換気による顕熱量 q_4 (kcal/hr)

$$q_4 = 0.28 \cdot Q \cdot (t_r - t_0) \quad \text{--- (2.5)}$$

ここに Q = 一般換気風量(Nm³/hr)

(6) 自然換気量 Q_N (Nm³/hr)

建屋内外圧力差によるクロス法により自然換気量 Q_N を算出する。各月別の平均風向における窓、出入口等の風圧係数, 流量係数から室内圧 P_w を下式を用い仮定条件より設定し, 建物への流入及び流出風量の合計差が 0 になるように計算した値が Q_N となる。

$$P_w = C_1 \cdot \frac{\gamma_0}{2g} \cdot V^2 \quad \text{--- (2.6)}$$

ここに C = 風圧係数

γ_0 = 空気の比重量(1.2kgf/Nm³)

g = 重力加速度(9.8m/sec²)

V = 外気の通過風速(m/sec.)

(7) 静的室内温度 t_r (°C)

$$H_T - H_L = 0.28 \cdot Q_0 (t_r - t_0) \quad \text{--- (2.7)}$$

ここに H_T = 工場内発生熱量(kcal/hr)

H_L = 壁体等からの顕熱損失量(kcal/hr)

$Q_P = Q_N + Q_M$

Q_N = 自然換気量(Nm³/hr)

Q_M = 機械換気量(Nm³/hr)

(8) 室内絶対湿度 x_r (kg/kg')

$$x_r = \frac{G_S}{1.2 \times Q_P} + x_0 \quad \text{--- (2.8)}$$

x_0 = 外気温度 t_0 °C における絶対湿度。(kg/kg')

(9) 水蒸気発生による必要換気量 Q_{MR} (Nm³/hr)

$$Q_{MR} = G_S / 1.2 (x_r - x_0) \quad \text{--- (2.9)}$$

ここに x_r = 壁面等が結露しないための室内における絶対湿度(kg/kg')

§ 3 . 計算結果

機械換気なしの場合と, これを行った場合とについて, 2-2 に示した計算式により, 室内温湿度を算出した結果を以下に示す。

3-1 自然換気量 Q_N (Nm³/hr)

2-2(6)に述べたクロス法を用い, Fig.1 及び 3 に示した建物形状及び配置の条件から自然換気量を算出した(Table 4)。

Table4 自然換気量 Q_N (Nm³/hr)

月	Q_N
1	16,300
5	48,700
6	82,300

3-2 場内温湿度

自然換気量 Q_N とローカル機械換気量 Q_L のみによる場合の場内温度を式 (2.7) より、また室内絶対湿度を式 (2.8) より求め、さらにこれから露点温度を求める (Table 5)。また、各壁面での内表面温度を式 (2.4) により計算する (Table 6)。

Table 5 及び 6 より、 $Q_N + Q_L$ のみでは、1 月時には工場内表面が全体的に結露するので、機械換気設備を設ける必要があると判定される。

Table5 場内温湿度環境 (ローカル機械換気+自然換気による。)

月	ライン稼働状況	日最低月平均外気温 °C	屋外平均相対湿度 %	平均場内温度 °C	場内平均絶対湿度 kg/kg'	露点温度 °C
1	100%	0.5	59	16.5	0.0123 (100% R.H.以上)	16.5
5	100	14.1	72	29.4	0.0144 (56% R.H.)	19.5
6	100	18.4	79	31.4	0.0168 (58% R.H.)	22.0

Table6 壁体内表面温度

月	越屋根	外壁	外壁(天井隅角部)	結露判定
1	12.1°C	7.1°C	7.7°C	結露する
5	25.2	20.5	20.9	なし
6	27.8	23.8	24.2	なし

3-3 計画機械換気量 Q_M (Nm³/hr)

Table 5,6 より各壁体内表面 (外壁, 天井隅角部, 越屋根) の結露限界は、室内温度が 16.5°C の場合、相対湿度は 57~75% と算定されるので、室内相対湿度は 50% 程度を設計目標と設定する。

(1) 必要換気量 Q_{MR} (Nm³/hr)

下記に示す値にて (2.9) 式より計算を行う。

$$G_s = 1,120 \text{ kg}$$

$$x_r = 0.0057 \text{ kg/kg}' (16.5^\circ\text{C } 50\% \text{ R.H.時})$$

$$x_0 = 0.0024 \text{ kg/kg}' (0.5^\circ\text{C } 59\% \text{ R.H.時})$$

$$\therefore Q_{MR} = 282,800 \text{ Nm}^3/\text{hr}$$

(2) 計画機械換気量 Q_M (Nm³/hr)

Q_{MR} の値は、結露しないための最低風量であり、その他の負荷及び換気効率を考慮して 20% 割り増ししたもの

を Q_M とする。ゆえに $Q_M = 339,000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ とする。

3-4 計画機械換気量による場内温湿度

計画機械換気量 Q_M による各月別の場内温湿度状態を式 (2.7), (2.9) 及び (2.3) により算出し、合わせて外壁内表面の結露判定を式 (2.4) により行う。Table 7 及び 8 にそれらの値を示す。

Table7 機械換気量 Q_M による場内温湿度状況

月	外気温度 °C	外気相対湿度 R.H.%	外気絶対湿度 kg/kg'	室内平均温度 °C	室内平均相対湿度 %	室内平均絶対湿度 kg/kg'	露点温度 °C
1	0.5	59	0.0028	9.2	70	0.0052	4.1
5	14.1	72	0.0071	21.6	63	0.0101	13.8
6	18.4	79	0.0105	25.3	67	0.0134	18.6

Table8 機械換気量 Q_M による壁体内表面温度(°C)

月	越屋根	外壁	外壁(隅角部)	屋根天井
1	6.8	4.3	4.4	8.5
5	19.5	17.2	17.5	21.0
6	23.4	21.3	21.5	24.8

この 2 つの表から、計画換気量 Q_M によって十分結露対策がはかれると判断される。勿論これらの数値は場内の平均値であり、大規模空間の各部分において、温湿度状態に偏差が表れると部分的に結露現象が発生する可能性がある。それゆえ、換気量 Q_M を十分に、効果的かつ均一に流布させる必要がある。また水蒸気の発生箇所は局部的であるので、できるだけ工場内への拡散を防ぎ、さらに拡散しても外壁内表面に水蒸気が滞留しないように考慮しなければならない。

§ 4 . 計画設計

§ 3 で述べたように、計画機械換気量 Q_M は、時間当たり工場容積の 8.6 倍の大容量となるので、工場全体を効果的に換気するには以下に述べるような方式を採用する。

4-1 設計上の問題点

結露を防ぐには機械換気と一部に断熱材を併用して計画する。

ここで当製品工場において、結露現象が生じ易い箇所とその主な原因を推察する。

(1) 天井面の隅角部

隅角部の廻りは、他の部分より熱損失が大きく、空気が滞留し易いので壁面温度が下がる。すなわち Fig.4 の A 部のような箇所は、非常に結露し易い。

(2) 二重天井面

天井面に断熱材がない場合表面温度は低くなり、工場

内で発生した暖かい水蒸気が容易に透湿した場合、表面のみでなく二重天井内までも、結露が発生する恐れがある。ゆえに天井材は、透湿性の高いものは選定できない。

(3) 越屋根面

工場内で発生した水蒸気が集中する箇所なので絶対湿度も大きく、結露が生じ易い。(Fig.4 B部分)

以上の3箇所は、しかるべき結露対策が必要となる。Fig.1のように平面的広がりをもった建物形状では、壁面からの給排気では不十分な部分が生じるので、屋根面よりの給排気を採用する。

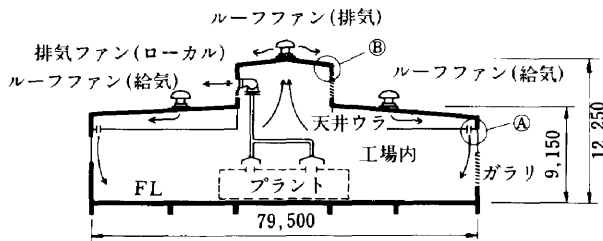


Fig.4 建物断面形状

4-2 換気設備の計画

工場に使われる全体換気設備機器としては、ルーフファンが雨仕舞において確実に一般的であり、平面的に大きな建物の場合、中央部に直接外気を取り入れるのに簡便である。また、外壁部に設けたガラリは、工場内の換気バランスがとれる程度にとどめる。外壁面の結露対策を考慮する場合、Fig.4のような空気流が得られるようにすれば、ほぼ満足したものとなる。特にこの方式は、二重天井内を換気し、場内から透湿した水蒸気を速やかに工場内に還流できる。また、Table 1のようにビニールシートつき断熱材を用い、天井材表面は防湿性の高い塗装を行って透湿防止を図る。そして、二重天井内は、エアーチャンバー及びダクトの役目をするので、正圧となり、水蒸気の進入を防ぐ目的も持つ。さらに蒸気ヒーター等の加熱装置があれば、相対湿度(R.H.)を下げるので、結露防止上有利となるのであるが、イニシャルコスト及び省エネの面から採用しなかった。

Fig.4に示すように、天井隅角部に外気からの吹出口を設けることは、屋根(金属折板)からの太陽熱吸収によりわずかではあるが、乾燥空気を吹き出すことになり、隅角部の結露防止に役立つばかりでなく、外壁内表面に沿って、空気が流れ出すようにすれば、外壁内表面の結露も防ぐことになる。

また、同じくFig.4に示すように、天井隅角部での結露をできるだけ防ぐには、外壁面に沿って、滑めらかな気流が生じるようにしなければならない。すなわち

Fig.5に示すように「コアンダ効果」といわれる壁面への附着流を生じさせることが必要である。それゆえ、吹出口の形状、寸法及び吹出速度等の選定は、重要であり、実験によってその仕様を確かめなければならない。この実験状況をPhoto 1に示す。その結果、ユニバーサルH型レジスターを選定することにした。

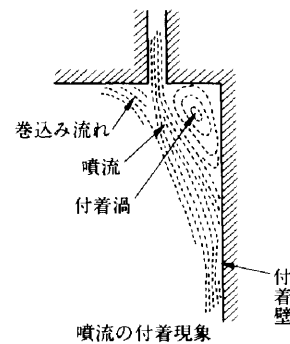


Fig.5 コアンダ効果

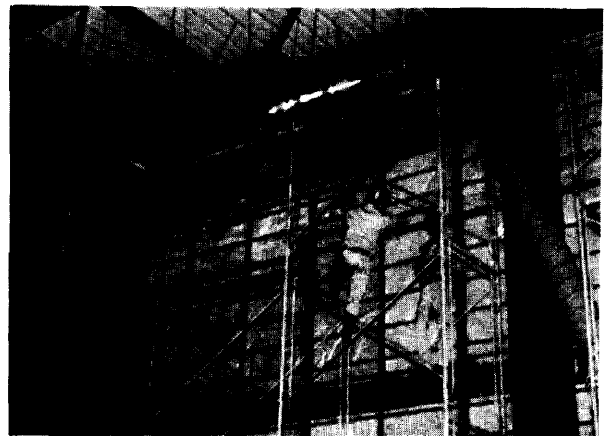


Photo 1 壁面附着流の測定状況

4-3 ルーフファンの選定

製品工場の換気計画を効果的に行うため、工場内の給排気バランスは、給気量>排気量を基本とする。

(1) 給気ファンの選定

前述の計算結果から、給気量は計画換気量とする。

Fig.6にルーフファンの配置を示す。

(a) 二重天井内押し込み給気ファン

二重天井内を工場内に対して正圧とするため、天井隅角部よりの吹出口及び天井部分の隙間を想定して、その部分から流出する以上の外気を二重天井内に押し込んでやればよい。これらを考慮して、給気ファンを選定するとFig.6のようになる。

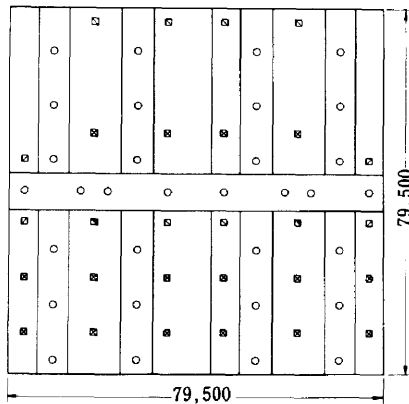
(b) 直接給気ファン

工場への直接給気量は計画給気量 Q_M (339,400

CMH=5,657CMM)から、二重天井への給気量(3,040 CMM)を差し引いた量となる。Fig.6の配置計画から、1台当りのルーフファンの給気量は160CMMとなり、RF-600φを選定する。

(2) 排気ファンの選定

Fig.6のルーフファンの配置計画から、RF-500(排気量 $Q_E=115\text{CMM}$)を32台選定する。



工場換気用ルーフファン

記号	名称	個数	型式	性能
○	排気用ルーフファン	32	RF-500φ	115CMM
⊗	給気用ルーフファン(工場内へ)	16	RF-600φ	160CMM
⊠	給気用ルーフファン(二重天井内へ)	2	RF-900φ	440CMM
⊡	" " " < " >	6	RF-750φ	260CMM
⊢	" " " < " >	4	RF-600φ	160CMM

Fig.6 ルーフファン配置図

4-4 給気用ルーフファンの気流プロフィールについて

Fig.4に示すように、製品工場内の中央部には屋根より直接外気を取り入れるので、矢印のように床面近くまで、外気が到達できるよう計画する必要がある。

Fig.7において、床上1.5mの点における気流プロフィールを求める。計算法は割愛するが(参考文献3)参照、その結果はFig.8のようになる。これによれば外気は屋根面より直接床面に到達できることがわかる。

4-5 天井面の結露対策

天井面の結露対策は前述したように天井内に透湿又は空隙進入させないようにすべきである。

従って天井材は、結露対策を重点的に考慮し吸音性を犠牲にして、やや硬目の透湿性の低いものを選定した。

Fig.9に天井部の断面図を示す。

(1) 各境界面の温湿度の計算

3-3で、計算したTable 5の温湿度条件で、下の式(4.1)及び(2.4)式(ただし $R=熱抵抗=1,826\text{m}^2\cdot\text{hr}\cdot^\circ\text{C}/\text{kcal}$ とする)により計算した結果をTable 9に示す。

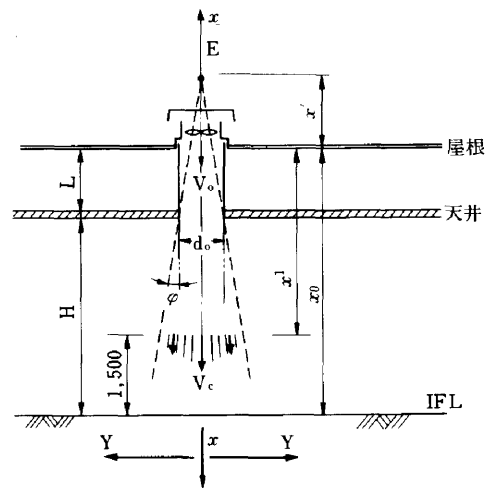


Fig.7 吹出流の展開図

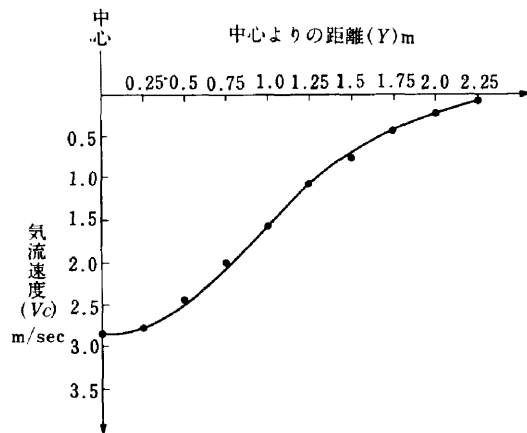


Fig.8 距離と気流速度の関係

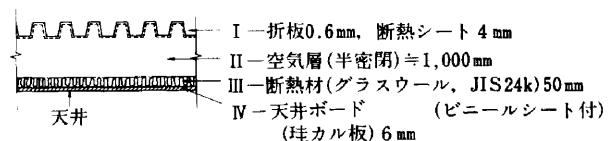


Fig.9 屋根断面図

$$f_x = f_r - \frac{R_{vx}}{R_v} \times (f_r - f_0) \quad (4.1)$$

ここに f_x = 各層境界面の水蒸気分圧(mmHg)

f_r = 工場室内水蒸気分圧(mmHg)

f_0 = 外気の水蒸気分圧(mmHg)

R_{vx} = 各天井材及び表面の透湿抵抗($\text{m}^2\cdot\text{hr}\cdot\text{mmHg}/\text{g}$)

R = 天井の全透湿性抵抗= $43.35(\text{m}^2\cdot\text{hr}\cdot\text{mmHg}/\text{g})$

Table 9より、二重天井内の空気の流れがないとしたならば、天井裏を機械換気しなくても、上記の仮定条件では表面及び内部は結露しないと判断できる。

Table9 各部材表面の温湿度

	表面温度 ℃	飽和水蒸気圧 mmHg	表面水蒸気圧 mmHg
天井表面	7.9	8.03	6.35
Ⅳ - Ⅲ	7.8	7.9	2.8
Ⅲ - Ⅱ	2.04	5.28	2.8
Ⅱ - Ⅰ	1.75	5.20	2.8
屋根表面	0.66	4.8	2.8
備考：屋内温湿度 9.2℃ 73% R.H. (6.36 mmHg) 屋外温湿度 0.5℃ 59% R.H. (2.8 mmHg)			

§ 5. 温湿度測定

工場の結露対策としての換気設備が効果的に働いているかどうか、§3及び§4で述べた計画値と比較する目的で、次の要領で測定作業を行った。前述の計算結果との対応から、測定作業は1月に行うのがよいが、実際の製造ラインは閑散期であり連続測定作業ができないので、6月の最盛期に1週間かけて行い、その換気効果を考察した。

5-1 測定概要

- (1) 測定日時 昭和57年6月21日～26日
- (2) 測定点 製品工場内 10ヶ所
製品工場外部軒下 1ヶ所
Fig.2に測定点(A~K)を示す。
- (3) 測定機器 自記記録式温湿度計 11台
アスマン温湿度計 1台
- (4) 測定環境 測定期間中の換気設備機器の稼働状況をTable 10に示す。

5-2 測定方法

測定点は、工場内の雰囲気の特徴が顕著に現われると考えられる点を10ヶ所選定し、各々に自記温湿度計を配置した。自記温湿度計の計器格差を考慮して、測定作業前に全部を一ヶ所に集め、アスマン温湿度計による補正及び調整作業を24時間以上行い、整合をはかった。また、測定期間中は自記温湿度計の誤差調整は行わず、1日1回アスマン計との較差を読み取り記録した。Photo 2にその測定作業を示す。

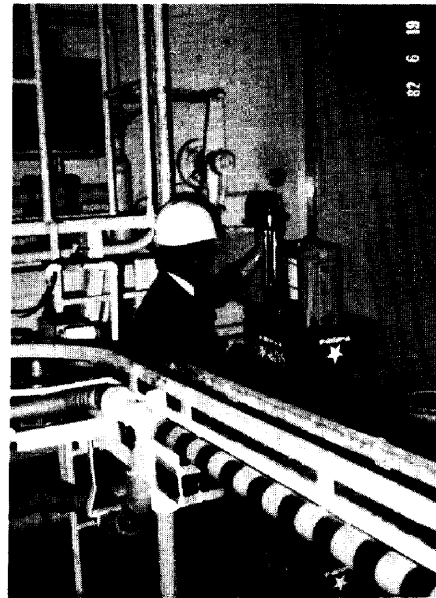


Photo2 計測作業

なお、本測定の目的は、工場内の結露の可能性についての実証を得ることであるから、設備された換気機器の間欠発停運転スケジュールリングを行い、その換気動向と

Table10 換気系統運転記録

項目	6/21	6/22	6/23	6/24	6/25	6/26
A. ローカルファン						
1号列						
開栓機						
洗機機	7:45 11:58 12:52 17:30	7:45 11:58 12:53 17:07	7:45 9:00 13:37 17:35	7:45 8:20 12:52 17:00	7:45 12:00 13:00 17:00	7:45 12:00 13:00 17:00
温機機	8:15 12:12 13:05 17:46	8:15 12:15 13:06 17:08	8:15 9:00 13:06 17:10	8:15 8:20 13:05 16:57	8:15 12:15 13:10 17:20	8:15 12:15 13:10 17:20
ケースウォッシャー	7:45 11:58 12:52 17:30	7:45 11:58 12:53 17:07	7:45 9:00 13:37 17:35	7:45 8:20 12:52 17:00	7:45 12:00 13:00 17:00	7:45 12:00 13:00 17:00
2号列						
リンサー	7:45 20:40	7:45 21:00	7:42 9:00 13:37 21:00	8:15 8:20 13:00 21:00	7:45 21:00	7:45 21:00
3号列						
洗機機						
温機機	7:40 20:50	7:40 21:00	7:40 9:00 13:37 21:00	7:40 8:30 13:00 21:00	7:40 21:00	7:40 21:00
B. ルーフファン						
1号列	8:15 17:30	7:45 17:07		8:15 17:30	7:45 17:30	7:45 17:20
2, 3号列	7:45 17:30	7:45 21:00	7:41 9:00	8:15 21:00	7:45 21:00	7:45 21:00

その効果を把握する必要がある。そこで機器をローカル系統とルーフファン系統とに分け、Table 11 のような運転モデルを設けた。

Table11 機器運転モデル

日	時	ローカルファン系統	ルーフファン系統
6月23日	午前	停止	停止
	午後	運転	停止
6月24日	午前	停止	運転
	午後	運転	運転

5-3 測定結果と考察

自記温湿度計による測定記録を入力し、電算機により計算した結果のうち、測定点 E, F の2点を代表として Fig.10,11 に示す。また、外気状態を Fig.12 に示す。

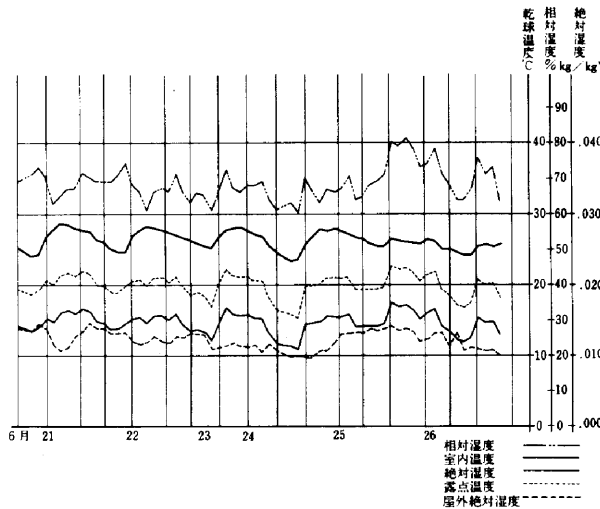


Fig.10 温湿度測定記録 測点(E)

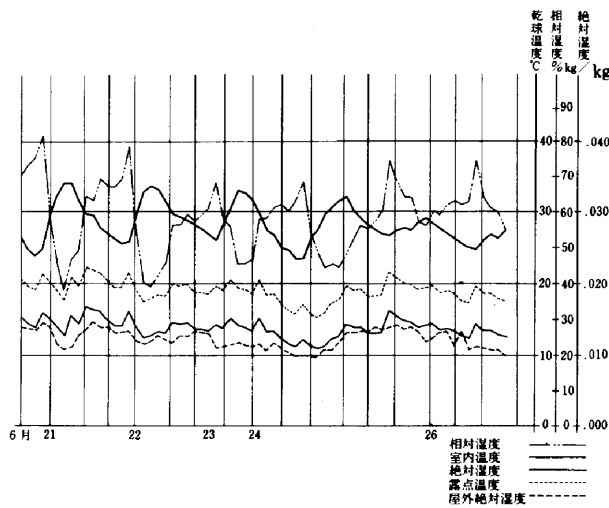


Fig.11 温湿度測定記録測点(F)

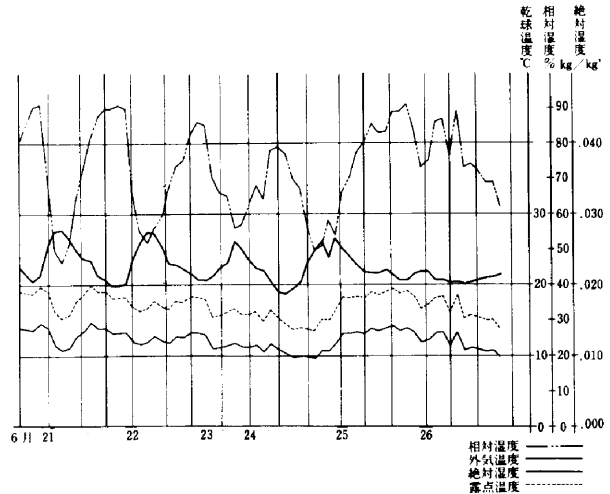


Fig.12 温湿度測定記録 測点(K)

(1) 測定点 E, F の考察

外気は、6月の平均気温より高く、また、相対湿度も高く90%を越える時もあり、典型的な梅雨気候であることが Fig.12 に示されている。

E 点は、床面より1.4mの高さでありながら、操業中の相対湿度は高い。これは冷却された水蒸気が床面に滞留していることを示し、特に23日には温湿度が外気と比較して上昇していることは、Fig.10の測定結果より明らかである。また、ラインの終業後も絶対湿度が下らないのは、換気機器の運転停止を同時に行ってしまうためである。E 点は湿性カビの発生範囲に入る環境条件下の日が多い。

F 点は、洗機機上部の越屋根に設けた測定点であるので、操業中は絶対湿度が上がるのが予想されたが、Fig.11 に示すように下っているので、換気効果良好といえる。

(2) 全般的な考察

測定期間が、湿度の高い梅雨期にもかかわらず比較的良好な結果を得ることができた。一般にローカルファン系統よりも、ルーフファン系統の工場全体換気運転の方が結露対策上効果が大きいことが、24日のモデル運転結果より明らかとなった。勿論大空間の工場であるので、C, E, F 点等ではわずかではあるが、湿度上昇が見られるところもある。

全般的に、操業前後には各測定点で湿度が上っているのが観察される。Fig.11 の F 点の記録によくその傾向が示されている。これは製造ラインの運転に合わせて換気運転をしたため、ラインの操業前後の準備又は清掃作業等に使われた水蒸気が工場内に拡散してしまうからである。

越屋根部は、太陽輻射熱が加わり室温上昇と共に、相対湿度は下がる傾向となる。しかし夜間には熱放射により温度は下がり、前述の残留した水蒸気と共に相対湿度が上がるのが観察される。

また、各測定点での温度は、全般に計算値より上昇が低く、内部発熱が少ないことがわかる。

天井吹出口からの外気が外壁内側に沿って流出するため、コアンダ効果により A, B 点では絶対湿度がほぼ外気に等しいことが測定により判明した。

本計画の換気設備は、

- (イ) 工場棟内発生水蒸気の除去
- (ロ) 工場棟内発生熱の除去

の目的があるが、水蒸気の除去については、ほぼ設計段階での予測値どおりといえる。ただし、操業ラインの稼働時間と換気設備機器の運転時間が同じため、場内に水蒸気が滞留してしまうので、操業準備作業時から換気設備を運転させ、終業後もある一定時間タイマー等を使って換気運転する必要がある。

工場内で発生する熱については、結露防止を目的とした換気量からは問題は生じ得ない。特に建築構造上、越屋根部分は場内で発生した熱が上昇、集中しやすく、外気温度や太陽輻射による侵入熱量も摺えやすいので、有効に排熱作用が行われることが記録より確認された。

§ 6. 換気設備の効果実証

§ 4 で計画した換気設備の測定値から、ほぼその効果の実証が得られた。しかし、年間の環境条件としては1月が厳しいので、6月の測定値から1月の温湿度環境を推察する必要がある。ここに計画上の不確定要素であった工場内の発生水蒸気量 G_{SA} (kg/hr) 及び発生熱量 H_{TA} (kcal/hr) を測定値より算出し、1月の環境を § 3 と同じ計算手法により推察する。

6-1 工場内での水蒸気発生量 G_{SA} (kg/hr)

場内に実際に発生した水蒸気量の総和 G_{SA} は、実測データ及び下記の条件より概算することができる。

$$G_{SA} = Q_M \times (X_m - X_f) \times \alpha \quad \text{--- (6.1)}$$

ここに Q_M = 工場の総機械給気量 (kg/hr)

X_m = 工場内の平均絶対湿度 (kg/kg)

X_f = 外気の平均絶対湿度 (kg/kg)

α = 時間当りの水蒸気量に対する補正值 = 1,125

上式 (6.1) の条件は、

(a) 計算する対象日は、外気の絶対湿度が比較的安定していた6月25日とする。

(b) X_m の値は、各ラインそれぞれ4ヶ所の測定値の加重平均値とする。(越屋根部分の値のみを1/2評価)

(c) X_f の値は、測定点 K による。

(1) 1号列の発生水蒸気量 G_{SA1} (kg/hr)

測定点 C, D, E 及び F 点の加重平均値 X_m は 14.63g/kg であるので

$$G_{SA1} = 169,200 \text{ Nm}^3/\text{hr} \times 1.2 \text{ kg}/\text{Nm}^3 \\ \times (0.01463 - 0.0134) \\ \times 1,125 = 281 \text{ kg/hr}$$

(2) 2号列の発生水蒸気量 G_{SA2} (kg/hr)

測定点 E, H, I 及び J 点の加重平均値 X_m は 15.3g/kg であるので

$$G_{SA2} = 169,200 \text{ Nm}^3/\text{hr} \times 1.2 \text{ kg}/\text{Nm}^3 \\ \times (0.0153 - 0.0134) \\ \times 1,125 = 433 \text{ kg/hr}$$

(3) 自然換気による水蒸気散逸量 G_{SA3} (kg/hr)

$$G_{SA3} = (G_{SA1} + G_{SA2}) \times \left(\frac{Q_N + Q_{MS1} + Q_{MS2}}{Q_{MS1} + Q_{MS2}} - 1 \right)$$

ここに Q_{M1} , Q_{M2} = 各号列の機械給気量 = 169,200 Nm³/hr

Q_N = 6月の平均自然の換気量 = 82,300 Nm³/hr

$G_{SA3} = 174 \text{ kg/hr}$ となる。

ゆえに $G_{SA3} = G_{SA1} + G_{SA2} + G_{SA3} = 888 \text{ kg/hr}$

この値は、前述の計画値 (2-1(b) の 1,120 kg/hr) より 20%ほど少ない値となる。

6-2 工場内の発生熱量 H_{TA} (kcal/hr)

前述の (2.7) 式より H_{TA} を算出する。

$$H_{TA} = H_L + 0.28 \cdot Q_T (t_r - t_0)$$

$H_L = 244,328 \text{ kcal/hr}$

Q_T = 総換気量 (420,700 Nm³/hr)

t_r = 工場内平均温度 (測定値) 24.8°C

t_0 = 外気温度 (測定値) 21.0°C

$$H_{TA} = 692,000 \text{ kcal/hr}$$

この値は、前述の計画値 (Table 3, 1,061,000 kcal/hr) より 35%ほど少ない値となる。

6-3 1月の温湿度環境と結露

前項で計測値から場内発生水蒸気量 G_{SA} 及び場内発生熱量 H_{TA} が推察されたので、これらの条件から1月の平均温湿度を2-2の計算式より算出し、再度外壁面等の結露判定を行う。

2-2項に示した各計算式について、下記の値により計算を行う。また、1月の外気条件は2-1(3) Table 2 による。

(1) 1月の発生水蒸気量 G_{SAJ} (kg/hr)

6-11で計算した G_{SA} より1月及び6月のぬれ床面よりの発生水蒸気量差 G_{Fd} kg/hr を差引くと G_{SAJ} となる。

$$G_{SAJ} = G_{SA} - G_{Fd} = G_{SA} - (G_{F6} - G_{F1}) = 770 \text{ kg/hr}$$

(2)1月の総給気量 Q_{T1} (Nm³/hr)

Q_{T1} は、前述の機械給気量 Q_M と1月の自然換気量の和となる。

$$Q_{T1} = 338,400 \text{ Nm}^3/\text{hr} + 16,300 \text{ Nm}^3/\text{hr} = 354,700 \text{ Nm}^3/\text{hr}$$

(3)1月の温湿度

前述(1), (2)項及び場内発生熱量 $H_{TA} = 692,000 \text{ kcal/hr}$ 、床面温度 6.0°C とした時、工場内の温度 T_r は 6.2°C 、湿度 X_m は 0.0049 kg/kg すなわち $78\%(\text{R.H.})$ となる。この時の壁内表面温度は Table 12 のようになる。

Table12 実証値による1月の工場内温湿度状況

	外気温度 ℃	外気相対 湿度 %	場内平均 温度 ℃	場内平均 相対湿度%	室内露点 温度 ℃
場内温 湿度状況	0.5	59	6.2	78	2.7
壁内表面 温度 ℃	越屋根	外壁	外壁(隅角部)	屋根	天井
	4.6	2.9	3.1	3.1	5.8

この表より、工場外壁内表面は結露しないことが推察できる。ただし、これらの値はあくまで6月の実測値をもとに静的に解析したものであり、動的には複雑なものとなり不明確な要素もあるので、今後の実測作業で明らかにしたい。

§7. おわりに

大規模空間をもった工場棟の理論換気計算値と、実際操業運転から実証的に得られた計測値との比較分析を行ったが、これは屋内10ヶ所の測定点のみのサンプリング値であり、実際の空気の流れや熱・水蒸気の動向は今回の測定作業では把握していない。理論解析を厳密に行うとすれば、例えば空気の流れを知るだけでも、風洞を用いた模型実験を行わねばならないなど複雑さわまりない。しかし幸いにも、今回の測定値は静的理論計算による値にほぼ近いものであり、大きな動向を掴もうとする場合には十分利用できる換気計算手法といえる。

また、今回計画された二重天井内換気方式は新しい試みであったが、関係各位の努力により、設計、施工さらに実証作業まで行えたことを感謝する次第である。

参考文献

- 1) 空気調和衛生工学便覧〔I〕基礎編〔II〕空気調和編
改訂 第九版 空気調和・衛生工学会編
- 2) 空気調和・衛生工学 第50巻第6号
「VAV方式の概要」 望月正雄著
空気調和・衛生工学会編
- 3) 建築換気設計 (朝倉書店)
石原正雄著
- 4) 「カマクラ ルーフファン」
(株)鎌倉製作所