



Title	プラスチック成形工場の環境改善設計例
Author(s)	岡垣, 理; 浅野, 賢二
Citation	衛生工学, 11, 11-21
Issue Date	1965-10
Doc URL	<a href="http://hdl.handle.net/2115/36173">http://hdl.handle.net/2115/36173</a>
Type	bulletin (article)
File Information	11_11-22.pdf



[Instructions for use](#)

# プラスチック成形工場の環境改善設計例

岡垣 理\*

浅野 賢二\*\*

An Improvement Plan for the Environment of  
a Plastics Operation Factory

Osamu Okagaki

Kenji Asano

## Abstract

A following problem occurred at plastics operation factory. The workers complain of headache and discomfort on account of bad odour. If an air exhauster is provided in order to remove the odour, in winter the room temperature will drop. But it is not desirable for the quality of the products. Then it is demanded that a suitable air exhauster is planned and the capacity of a supplementary heater is decided.

To solve these problems, the authers tried to analyze the conditions of the rooms by the air flow circuit and the heat balance.

## 1 ま え が き

ある強化プラスチック成形工場において、溶剤や塗料から、あるいはプラスチックの硬化の際発生すると思われる臭気のため、工員が頭痛、不快を訴えるという問題が発生した。その臭気の医学的有害性は未だに明らかではないが、生産性向上の観点からもその対策が必要となつた。

また、臭気対策を行なう場合、冬期においては品質監理上、現状の温度条件を変えることは好ましくない。そこで、臭気除去のための適切な排気装置の設計と、増設すべき暖房設備の容量を決定することが必要となつた。

筆者はこの問題を解決するため通気回路と熱平衡を併用して室環境の熱および通気の状態を解析することを試みた。

---

\* 衛生設備工学講座 助教授

\*\* 同 上 助 手

## 2 現状の解析

品質監理上、熱的条件の最も厳しい成形室Aを中心に解析する。

現在の通気状況を図-1に示す。图中①, ②, ③, ④, ……は空気流通部分, a, b, c, ……はダクト吹出口, 且は室高である。

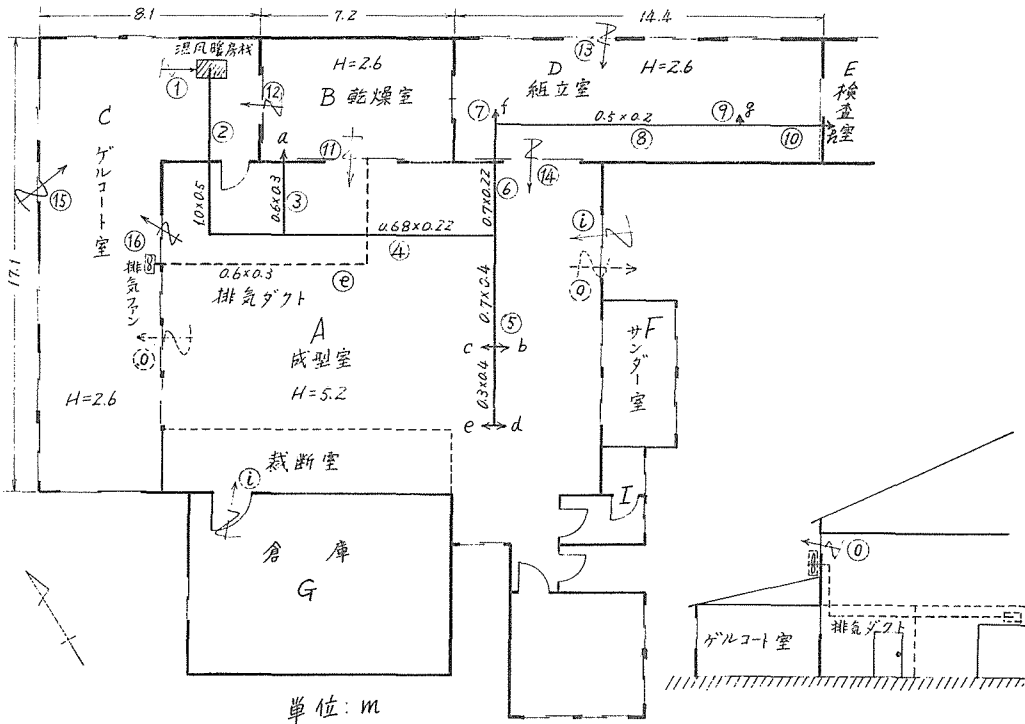


図-1 工場平面・断面

隣室を経て、あるいは屋外から直接、室Aに流入した外気は、温められて上昇し、主にゲルコート室、またはサンダー室上方の高窓の隙間から屋外へ流出する。温風暖房機によって加熱された空気はダクト系統を経て各室に吹出されるが、乾燥室Bに吹出された温風は出入口⑪を経て成形室Aに、⑫を経て暖房機に戻る。

臭気の発生は主に、乾燥室におけるプラスチックの重合に起因するものと思われる。そこで、臭気はB室に吹出された温風に伴って、直接、室Aに、あるいは暖房機・ダクト系統を経て、各室に分配されることになる。

乾燥室Bの出入口⑪, ⑫は、操業状況によって開閉され、それに従って臭気の循環状態も異なる。その循環を阻止するために室Bから強制排気を行なうものとする、それに必要な排気量も異なるので、次の3つの場合を考える。

(1) 出入口⑪, ⑫が両方共閉じられている場合。

- (2) 一方が閉じられ、他方が開かれている場合。
- (3) 両方共開かれている場合。

(1)の場合は隙間からの漏えいを見れば、衛生的に安全側であり、排気を必要としない。この場合の必要排気量  $V_e$  は、吹出風量  $V_3$  に等しい。(3)の場合は吹出風量以上でなければならない。従つて、最も危険な状態となる両出入口が開かれている場合について、可能な測定を行ない、現状を解析する。

2-1) 通気回路

図-1の通気状況を回路図によつて表わすと図-2のようになる。

ただし、

$V$  : 流量 [  $m^3/s$  ]

$R^*$  : 流通抵抗 [  $Kg s^2/m^8$  ]

添字が図-1に記入されたそれぞれの通気部分を示す。

$H_F$  : 温風暖房機内蔵の両吸込シロツコファンの全圧 [  $mm A q$  ]

$H_e$  : 排気ファンの全圧 [  $mm A q$  ] (後出)

$H_{tc}^{**}$  : 室Aの屋内、屋外の温度差による天井面附近の正圧 [  $mm A q$  ]

$H_{tf}^{**}$  : 室Aの屋内・屋外の温度差による床面附近の負圧 [  $mm A q$  ]

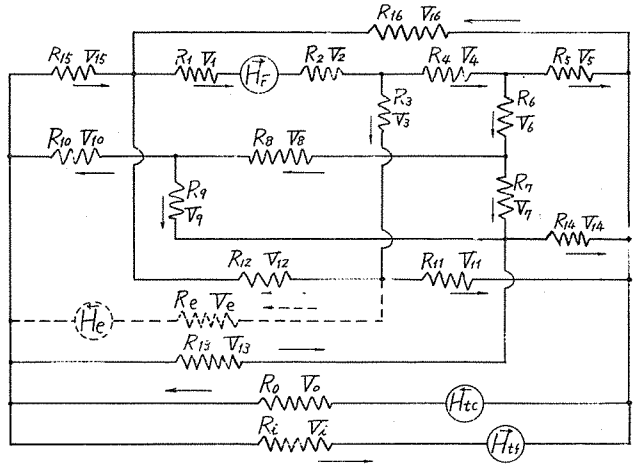


図-2 通気回路

圧力損失  $\Delta P$  [  $Kg/m^2$  または  $mm A q$  ] は  $\Delta P = R \cdot V^2$  によつて求められるものとする。

なお、屋外風速は、気象台資料によると、北西約  $5 m/s$  であり、当工場付近においては約  $3 m/s$  位と推定されるが、建物の通気口となるであろう窓の位置等を考慮すれば、その通気にあずかる効果も少いと思われ、また通気力の算出も困難であるので、それを無視した。

\* 図中、 $R_1, R_0, R_5, R_{13}, R_{15}, R_{16}$  などは、合成抵抗であり、

$$\frac{1}{R} = \left( \frac{1}{\sqrt{R_1}} + \frac{1}{\sqrt{R_2}} + \frac{1}{\sqrt{R_3}} + \dots + \frac{1}{\sqrt{R_n}} \right)^2 \text{ である。}$$

\*\* 室内温度分布と外気温の関係のみによる中性帯の位置を天井高さの  $1/2$  と仮定して、温度分布を  $t = 1.852h + 13.37 [^\circ C]$  で近似し、 $H_{th} = 353h \left( \frac{1}{273+t_0} - \frac{1}{273+t_m} \right) [mm A q]$  <sup>1)</sup> ただし、 $h$  : 床面からの高さ [  $m$  ]

$t_0$  : 外気温 [  $^\circ C$  ]

$t_m = \frac{1}{h} \int_0^h t dh [^\circ C]$

によつて算出した。

この通気回路から次の諸式が成立する。

$$R_0 V_0^2 = H_{tc} + R_8 \cdot V_8^2 + R_{10} \cdot V_{10}^2 - R_7 \cdot V_7^2 - R_{14} \cdot V_{14}^2 \quad (1)$$

$$V_{13} = V_{14} - V_7 - V_9 \quad (2)$$

$$R_{13} = \frac{1}{V_{13}^2} (H_{tc} - R_0 \cdot V_0^2 - R_{14} \cdot V_{14}^2) \quad (3)$$

$$R_1 \cdot V_1 = H_{tc} + H_{tf} - R_0 \cdot V_0^2 \quad (4)$$

$$R_{15} \cdot V_{15}^2 = H_F + H_{tc} - (R_0 \cdot V_0^2 + R_1 \cdot V_1^2 + R_2 \cdot V_2^2 + R_4 \cdot V_4^2 + R_6 \cdot V_6^2 + R_7 \cdot V_7^2 + R_{14} \cdot V_{14}^2) \quad (5)$$

$$V_{11}^2 = \frac{1}{R_{11}} \{ H_F + H_{tc} - (R_0 \cdot V_0^2 + R_{15} \cdot V_{15}^2 + R_1 \cdot V_1^2 + R_2 \cdot V_2^2 + R_3 \cdot V_3^2) \} \quad (6)$$

$$V_{12}^2 = \frac{1}{R_{12}} (R_0 \cdot V_0^2 + R_{15} \cdot V_{15}^2 + R_{11} \cdot V_{11}^2 - H_{tc}) \quad (7)$$

$$V_1 - V_0 + V_{15} = V_{10} - V_{13} \quad (8)$$

$$V_{16} + V_{15} = V_1 - V_{12} \quad (9)$$

ここで、測定と計算によつて求めた各通気部分の流通抵抗と流量を表-1に示す。

流通部分	流量 $V \{ \frac{m^3}{s} \}$	流通抵抗 $R \{ \frac{Kgs^2}{m^8} \}$
1	1.245	3.870
2	1.527	1.627
3	1.025	1.856
4	0.512	3.874
5	0.284	11.00
6	0.154	9.16
7	0.097	7.15
8	0.120	7.10
9	0.020	13.70
10	0.066	12.95
14	0.140	0.0165

表-1 各部流量と流通抵抗

また、暖房機の全圧  $H_F = 1.20 \text{ mmAq}$ ，屋内・外温度差による天井付近の正圧力  $H_{tc} = 0.293 \text{ mmAq}$ ，床付近の負圧力  $H_{tf} = 0.240 \text{ mmAq}$  である。

これらの数値から、上記の諸式を計算すると

$$R_0 \cdot V_0^2 = 0.292 \quad \left\{ \frac{Kg}{m^2} \right\} \quad (1')$$

$$V_{13} = 0.023 \quad \left\{ \frac{m^3}{s} \right\} \quad (2')$$

$$R_{13} = 1.322 \quad \left\{ \frac{Kgs^2}{m^8} \right\} \quad (3')$$

$$R_1 \cdot V_1^2 = 0.241 \quad \left\{ \frac{Kg}{m^2} \right\} \quad (4')$$

$$R_{15} \cdot V_{15}^2 = 0.300 \quad \left\{ \frac{Kg}{m^2} \right\} \quad (5')$$

$$V_{11} = 0.289 \quad \left\{ \frac{m^3}{s} \right\} \quad (6')$$

$$V_{12} = 0.736 \quad \left\{ \frac{m^3}{s} \right\} \quad (7')$$

$$V_1 - V_0 + V_{15} = 0.0433 \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (8')$$

$$V_{16} + V_{15} = 0.509 \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (9')$$

ところで、室Aから室Cへの流量  $V_{16}$  は微少であると思われるので

$$V_{16} \approx 0$$

とすれば、式(9') から

$$V_{15} = 0.509 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

したがって式(5)から

$$R_{q5} = 1.157 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^2/\text{m}^3]$$

式(8)から

$$V_0 - V_1 = 0.713 \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (8'')$$

となる。

## 2-2) 熱平衡による相当外気流入量の算出

前節において室Bから室Aへの通気量  $V_{11}$  が求められたので、室Aの熱平衡から相当外気流入量が求められる。

なお、現状の測定値を表-2に示す。

吹出口	吹出風量 $\text{m}^3/\text{min}$	吹出温度 $^{\circ}\text{C}$	室	気温 $^{\circ}\text{C}$
a	6.150	8.0	A	1.8
b	2.78	6.1	B	3.6
c	4.80	6.2	C	2.3 ~ 3.3
d	4.70	5.4	D	2.0
e	4.73	5.4	E	-1.5
f	5.84	6.1	F	1.2
g	3.22	5.4	G	0
h	3.97	4.5	I	-2
			屋外	-4.5

表-2 現状の実測値

表中の室気温は各室の平均高さにおける平均気温を示す。室Cの気温は位置による相違が大きい。また室Aでは床上で約1.2 $^{\circ}\text{C}$ 、天井近くで約2.3 $^{\circ}\text{C}$ であった。

室Aの貫流失熱を  $Q_{LC}$  [ $\text{Kcal}/\text{h}$ ]、気温が室Aよりも低い隣室、または屋外から流入する空気による失熱を  $Q_{Lf}$  [ $\text{Kcal}/\text{h}$ ] とすれば、室Aの失熱量  $Q_L$  [ $\text{Kcal}/\text{h}$ ] は

$$Q_L = Q_{LC} + Q_{Lf}$$

$$Q_{LC} = \sum K_n (t_1 - t_n) S$$

$$Q_{Lf} = \sum C_p \gamma V_n (t_1 - t_n) \quad n = 1, 2, 3, \dots$$

ただし、 $K$  : 熱貫流率 [ $\text{Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$ ]

- $t_i$  : 当該室気温〔℃〕  
 $t_n$  : 隣室または外気温〔℃〕  
 $S$  : 熱貫流面積〔 $m^2$ 〕  
 $V_n$  : 隣室または屋外からの流入空気量〔 $m^3/h$ 〕  
 $C_p$  : 空気の定圧比熱〔 $Kcal/Kg \cdot ^\circ C$ 〕  
 $\gamma$  : 空気の比重量〔 $Kg/m^3$ 〕

以下、 $C_p \cdot \gamma = 0.3$ 〔 $Kcal/m^3 \cdot ^\circ C$ 〕とする。

隣室から当該室Aへの貫流熱量を $Q_{Sc}$ 〔 $Kcal/h$ 〕、気温が室Aより高い隣室からの気流による給熱量を $Q_{Sf}$ 〔 $Kcal/h$ 〕、ダクト吹出口からのそれを $Q_{Sa}$ 〔 $Kcal/h$ 〕、ダクト表面からの放熱量を $Q_{Sd}$ 〔 $Kcal/h$ 〕とすれば、給熱量 $Q_S$ 〔 $Kcal/h$ 〕は

$$Q_S = Q_{Sc} + Q_{Sf} + Q_{Sa} + Q_{Sd}$$

$$Q_{Sc} = \sum K_n (t_n - t_i) S_n$$

$$Q_{Sf} = \sum C_p \gamma \cdot V_n (t_n - t_i)$$

$$Q_{Sa} = \sum C_p \gamma \cdot V_a (t_a - t_i)$$

$$Q_{Sd} = \sum C_p \gamma \cdot V_d (t_i - t_2)$$

ただし、 $V_a$  : ダクト吹出口からの風量〔 $m^3/h$ 〕

$t_a$  : ダクト吹出口の温度〔℃〕

$V_d$  : ダクト内の流量〔 $m^3/h$ 〕

$t_1$  : ダクト初端の温度〔℃〕\*

$t_2$  : ダクト終端の温度〔℃〕\*

\* ダクト初端、終端の温度は

$$\frac{T}{T_a} = 1 + \left( \frac{T_1}{T_a} - 1 \right) \exp(-\zeta \cdot \frac{\ell}{D}), \quad \zeta = \frac{K}{900 \cdot C_p \cdot \gamma \cdot W} \quad 2)$$

ただし、

$T_1$  : 初端温度〔 $^{\circ}K$ 〕

$T$  : 初端から $\ell$ 〔 $m$ 〕の位置における温度〔 $^{\circ}K$ 〕

$T_a$  : ダクト周囲の気温〔 $^{\circ}K$ 〕

$D$  : 直径〔 $m$ 〕

ここでは $D = \frac{2ab}{a+b}$ とした。

ただし、 $a$ 、 $b$ はダクトの巾と高さ〔 $m$ 〕

$K$  : 熱貫流率〔 $Kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ 〕

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_0}$$

$\alpha_1, \alpha_0$  : ダクト内・外面の熱伝達率〔 $Kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ 〕

$\lambda$  : ダクトの熱伝導率〔 $Kcal/m \cdot h \cdot ^\circ C$ 〕

$\delta$  : ダクト材料の厚さ〔 $m$ 〕

ここでは $\alpha_1 = \infty$ 、 $\lambda = \infty$ 、 $\alpha_0 = 8$ とした。

$C_p$  : 空気の定圧比熱〔 $Kcal/Kg \cdot ^\circ C$ 〕

$\gamma$  : 空気の比重量〔 $Kg/m^3$ 〕

ここでは $C_p \cdot \gamma = 0.3$ とした。

$W$  : ダクト内の流速〔 $m/s$ 〕

これらの式から、それぞれの熱量を計算すると

- 貫流給熱量  $Q_{Sc} = 1,013 \text{ [Kcal/h]}$
- 隣室からの温気流入による給熱量  $Q_{Sf} = 5,923 \text{ [Kcal/h]}$
- 吹出口からの温気による給熱量  $Q_{Sa} = 12,340 \text{ [Kcal/h]}$
- ダクト表面からの放熱量  $Q_{Sd} = 14,580 \text{ [Kcal/h]}$

したがって総給熱量  $Q_S = 33,856 \text{ [Kcal/h]}$

一方、貫流失熱量  $Q_{S'} = 21,208 \text{ [Kcal/h]}$

故に、隣室または屋外からの空気流入による失熱量  $Q_{Lf} = 12,648 \text{ [Kcal/h]}$  となる。

ところで、

$$Q_{Lf} = \sum C_p \gamma \cdot V_n (t_i - t_n)$$

において、各隣室あるいは屋外からの入気量  $V_n$  ( $n = 1, 2, 3, \dots$ ) は知り得ないので

$$\sum C_p \gamma \cdot V_n (t_i - t_n) = C_p \gamma \cdot V'_1 (t_i - t_o)$$

として、相当外気流入量  $V'_1$  を求めると

$$V'_1 = 1.873 \text{ [m}^3/\text{h]} = 0.521 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

となる。

前節の式(8)'' から

$$V'_0 = 1.234 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

したがって、式(1), (4)より

$$R'_0 = 0.1913^* \text{, } R'_1 = 0.889^* \text{ [Kg s}^2/\text{m}^8 \text{]}$$

となる。

\* 相当外気流入量から求められた流通抵抗  $R'_1$  が、定数になることの証明

図のようなモデル室を考える。外気は室 I, II を経てそれぞれ  $T_1, T_2$  に温められて、当該室に流入する。

このとき、換気熱負荷  $q$  は

$$q = C_p \gamma \cdot \{ V_1 (T_1 - T_1) + V_2 (T_1 - T_2) \} \quad (i)$$

相当外気流入量  $V'$  で表現すると

$$q = C_p \gamma \cdot V' (T_1 - T_o) \quad (ii)$$

室内・外の圧力差  $\Delta P$  は

$$\Delta P = R_1 \cdot V_1^2 \quad (iii)$$

$$= R_2 \cdot V_2^2 \quad (iv)$$

$$= R'_1 \cdot V'^2 \quad (v)$$

式(i), (ii)から

$$V' = \frac{V_1 (T_1 - T_1) + V_2 (T_1 - T_2)}{T_1 - T_o}$$

式(iii), (iv), (v)を代入

$$R'_1 = \frac{(\Delta P / R'_1)^{1/2} = \frac{(\Delta P / R_1)^{1/2} (T_1 - T_1) + (\Delta P / R_2)^{1/2} (T_1 - T_2)}{T_1 - T_o}}{\left( \frac{T_1 - T_1}{\sqrt{R_1}} + \frac{T_1 - T_2}{\sqrt{R_2}} \right)^2}$$

したがって、室温の変化を無視すれば  $R'_1$  も定数とみてよい。  
また、 $R'_0$  についても近似的に定数とみなせる。



### 3 改善策

前述の如く、臭気は主に室Bで発生するものとみて、室Bから室Aあるいは室Cへ流出する空気量を零または負にするだけの強制排気を室Bについて行なう。そのとき必要な排気ファン容量を算出する。

また、その排気を行なうことによつて、室Aあるいは室Bへの給熱量が減少し、外気流入量が増加するので、室Aあるいは室Bを現状の温度条件に保つには補助暖房装置が必要となる。その必要容量も算出することにする。

図-1に点線で示すように、排気ダクトは、熱回収のために室Aを貫通させる。これは通気回路図-2における点線に相当する。

回路から次の方程式が成立する。

ただし、 $V_{16} = 0$ とする。

$$V_{10} + V_0 + V_e = V_{15} + V_{13} + V_1 \quad (10)$$

$$V_5 + V_{14} + V_{11} + V_1 = V_0 \quad (11)$$

$$V_{15} + V_{12} = V_1 \quad (12)$$

$$V_3 = V_e + V_{12} + V_{11} \quad (13)$$

$$V_7 + V_9 + V_{13} = V_{14} \quad (14)$$

$$H_e = R_e \cdot V_e^2 + R_{15} \cdot V_{15}^2 - R_{12} \cdot V_{12}^2 \quad (15)$$

$$R_0 \cdot V_0^2 = H_{tc} + R_{10} \cdot V_{10}^2 + R_8 \cdot V_8^2 - R_7 \cdot V_7^2 - R_{14} \cdot V_{14}^2 \quad (16)$$

$$R_1 \cdot V_1^2 = H_{tc} + H_{tf} - R_0 \cdot V_0^2 \quad (17)$$

$$R_{13} \cdot V_{13}^2 = H_{tc} - R_0 \cdot V_0^2 - R_{14} \cdot V_{14}^2 \quad (18)$$

ここで、排気装置を新設することによる既設ダクト系統の各流量の変化は無視できるものと仮定する。また、室Aの温度分布の変化による通気力 $H_t$ の変化もわずかであるものとみて、その変化を無視する。

式(12)、(15)から

$$(R_{15} - R_{12}) \cdot V_{12}^2 - 2 R_{15} \cdot V_1 \cdot V_{12} + R_e \cdot V_e^2 + R_{15} \cdot V_1^2 - H_e = 0$$

表-1および前節で求めた既知数を代入して、 $V_{12}$ について解けば、

$$V_{12} = \frac{1.44 \pm \sqrt{2.072 - 0.6(1.79 + 10.3 \cdot V_e^2 - H_e)}}{0.6}$$

ここで、

$$V_{12} \leq 0$$

でなければならぬが、右辺を0とおくと、

$$H_e = 10.3 V_e^2 + 1.79$$

ここで、

$$V_e = 1.033 \left[ \frac{m^3}{s} \right]$$

とし、また排気ダクトを図-1に示したように $300 \text{ mm} \times 600 \text{ mm} \times 13 \text{ m}$  (流通抵抗  $R_e = 10.3$ ) とすれば、

$$H_0 = 12.44 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$$

式(12), (13)より,

$$V_{11} \approx 0, \quad V_{15} = V_1 = 1.245 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

式(16), (18)より

$$R_{13} \cdot V_{13}^2 = 0$$

$$\therefore V_{13} = 0$$

したがって式(14)から

$$\begin{aligned} V_{14} &= V_7 + V_9 \\ &= 0.1174 \text{ [m}^3\text{/s]} \end{aligned}$$

式(11)から

$$V_0 = V_1 + 0.4014$$

これを式(17)に代入して解けば

$$V_1 = 0.614 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

したがって

$$V_0 = 1.015 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

以上によつて求められた排気ダクト設置前・後の各部流量を表示すると表-3のようになる。

項 目	改 善 前	改 善 後
室Aへの外気流入	0.521	0.614
室Aから屋外への流出	1.234	1.015
室Cへの外気流入	0.509	1.245
室Dへの外気流入	0.023	0
室Dから室Aへの流入	0.140	0.117
室Bから室Aへの流出	0.289	0
室Bから室Cへの流出	0.736	0
排気ダクト		1.033

表 - 3 各 部 の 流 量 [m<sup>3</sup>/s]

この結果を用いて、改善後の室Aの熱平衡を考えると、失熱量の増加 $\Delta Q_{Lf}$  [kcal/h] は、流入外気の増加(0.093 m<sup>3</sup>/s)によるもの

$$\Delta Q_{Lf} = 2,210 \text{ [kcal/h]}$$

一方、給熱量の変化 $\Delta Q_S$  [kcal/h] は、室Bからの流入温気量の変化によるもの

$$\Delta Q_{Sf} = -5,620 \text{ [kcal/h]}$$

排気ダクトからの回収熱によるもの

$$Q_{Se} = 3,350 \text{ [kcal/h]}$$

故に、給熱量変化の総量は

$$\Delta Q_S = -2,270 \text{ (Kcal/h)}$$

したがって、室Aの補助熱源容量は

$$\Delta Q_{Lf} - \Delta Q_S = 4,480 \text{ (Kcal/h)}$$

となる。

なお、室Dから室Aへの通気量の変化による給熱量の変化は、室Dへの流入外気量の減少によつて室Dの気温が高められることによつて補われるものとみて省略した。

また、室Cも現状の温度条件を維持するためには、外気流入量の増加 ( $0.736 \text{ m}^3/\text{s}$ ) による熱損失の増加  $23,500 \text{ Kcal/h}$  と室Bからの温気流入量の変化による給熱量減少  $7,157 \text{ Kcal/h}$ ，計  $30,650 \text{ Kcal/h}$  に等しい補助熱源容量を必要とする。

以上の熱平衡を再録すると、表-4のようになる。

項 目		改 善 前	改 善 後
給 熱	貫流給熱量	1,013	1,013
	隣室からの温気によるもの	5,923	303
	ダクト吹出口からの温気によるもの	12,340	12,340
	ダクト表面からの放熱によるもの	14,580	14,580
	排気ダクト表面からの放熱によるもの		3,350
	補助熱源によるもの		4,480
	合 計	33,856	36,066
失 熱	貫流失熱量	21,208	21,208
	外気流入によるもの	12,648	14,858
	合 計	33,856	36,066

表 - 4 室 A の 熱 平 衡 (Kcal/h)

結局、排気ファン容量は、風量  $62 \text{ m}^3/\text{min}$ ，静圧  $13 \text{ mm Aq}$ ，室Aに新設すべき補助暖房装置容量は  $4,480 \text{ Kcal/h}$ ，室Cに新設すべき暖房装置容量は  $30,650 \text{ Kcal/h}$  となる。

#### 4 あとがき

室の熱平衡と通気回路を用いて工場内の通気状況を解析し、排気装置の略設計を行なつたが、この解析方法には多くの問題点がある。

1. 室内・外温度差による換気力  $H_t$  を、ここで行なつたように通気回路にとり入れることが正しいかどうか。
2. 現実の工場の操業状態においては、室出入口の開閉によつて、外気侵入量、室間の空気流通量、またある場合には、ダクトからの吹出風量も変化する。したがって、ここで行なつたような定常的取扱いには無理があること。
3. 通気回路において、外風による通気力の効果を見逃した点、また流通抵抗  $R$  の正確な設定が

困難であること。

などの理由から、実際との幾分の隔たりはまぬがれないであろう。

しかし、本稿に述べた改善策を実施することによつて、乾燥室Bから成型室Aへの気流量変化(したがつて給熱量変化)が抑えられるので、室温変動は小さくなり、また臭気の分散も抑制される。それはプラスチック製品の質の向上と作業員の衛生管理に非常に有益なことである。

## 文 献

- 1) 新津 靖：屋内空気状態の衛生学的研究．衛生工業協会誌，第24巻第1～2号，昭25-1・2，P15．
- 2) 岡垣 理：塵芥焼却炉における通風力の検討．衛生工学，第7号，昭37-10，P2