紙 料 脱 気 装 置 (5)

森村商事株式会社 技術士 山 本 寿 彦

Stock Deaerater

Kotohko Yamamoto

Morimura Shōji Co., Ltd.

3.5.3 含有空気に対する水蒸気量

Dalton の法則から湿り空気の圧力 P は、水蒸気分圧 P_s と純粋な空気の圧力 P_a との総和であたえられる。すなわち、

$$P = P_s + P_a$$

空気の分圧は直接決定することはむづかしいが、水蒸気分圧は容易に計算できるものである。もしも、空気が飽和しているか、または過飽和であれば、水蒸気表から空気の温度に対応する水蒸気圧力を求めるために空気温度を定めればよい。不飽和の空気においては、あらゆる場合に水蒸気の圧力は上限をなす値よりも小である。紙料脱気装置の設計にあたっては、脱気タンクに流入する紙料温度を空気温度として、水蒸気表から空気温度に対応する水蒸気圧力 P_s を求めればよい。(第 3-7 表参照)

ゆえに、紙料温度 $t^\circ\text{C}$ において、脱気タンクに流入する紙料中の含有空気量 A_d に対する水蒸気量は次式であたえられる。

$$S = A_d \times 0.622 \times \frac{P_s}{P_a} \quad \text{kg/min}$$

ただし、

- (1) 水蒸気の重量と空気の重量との比は

$$S = \frac{18.016}{28.95} \times \frac{P_s}{P - P_s} = 0.622 \frac{P_s}{P_a}$$

- (2) 18.016 は水の分子量

- (3) 28.95 は空気の分子量

- (4) P_s mm Hg Abs は紙料温度における水蒸気分圧 (第 3-7 表)

- (5) P_a mm Hg Abs は紙料温度における空気分圧

3.5.4 紙料中から排除する全気体量

脱気装置において、排除さるべき全気体の重量と体積は次のとおりである。

全気体の重量 $M = A_d + S$ kg/min

全気体の容積 $V_T = A_d v_a + S v_s$ m³/min

ただし、

- (1) v_a m³/kg は、脱気タンク内の紙料温度と真空に対する空気の比体積で、第 3.5.2 項に記載のとおりである。

- (2) v_s m³/kg は、脱気タンク内の紙料温度と真空

に対する水蒸気の比体積である。

3.6 真空発生装置

真空発生装置は、第 1-1、1-2、1-3 図にみるとおり、スチーム・エゼクタ、バロメトリック・コンデンサ、真空ポンプの結合からなっており、抽出発除すべき全気体の容積によってその能力を算定する。

3.6.1 スチーム・エゼクタ

A 設計諸元の決定

スチーム・エゼクタは、脱気装置の能力に対する設計諸元を算定して専門の処で製作すればよい。このために必要な諸元は次のとおりである。

抽気温度	(°C)	16	21	30	45
乾燥空気量	(kg/hr)	A_d			
水蒸気量	(kg/hr)	S			
合計抽気量	(kg/hr)	M			
入口圧力	(mm Hg abs)	21.2	26.2	39.4	79.5
出口圧力	(mm Hg abs)	127	127	127	127
水蒸気圧力	(kg/cm ² ・g)				
コンデンサの種類		バロメトリック・デ エット・コンデンサ			
冷却水温度	(°C)				

ただし、

- (1) 記入の数字は実例を示す。

(2) 脱気タンク、コンデンサ、スチーム・エゼクタ、真空ポンプの連結を第 3-11、3-12 図のとおりとする。

(3) 入口圧力 (吸入真空度) は紙料温度に相当する圧力とし、出口圧力 (放射真空度) は紙料温が著しく高い場合を除き抄紙の現状においては 127 mm Hg とする。

(4) バロメトリック・コンデンサをスチーム・エゼクタの前後に設備する場合には、脱気タンク内の水蒸気を第一コンデンサで除き、残余の水蒸気とスチームエゼクタで使用された水蒸気とを第二コンデンサで除くものとする。

B 形状および特性

スチーム・エゼクタの主要部分は、ノズルとディフューザでその性能は形状および寸法によって変化する。

第3-7表 飽和水蒸気表

温 度 (°C)	圧 力		比 体 積 (m ³ /kg)	比 重 (g/m ³)	気 圧 熱 (kcal/kg)	全 熱 量 (kcal/kg)
	mm Hg Abs	kg/cm ² Abs				
0	4.58	0.006225	206.4	4.80	596.8	596.8
5	6.54	0.008888	147.2	6.80	594.0	599.0
10	9.21	0.0125	106.4	94.0	591.3	601.3
11	9.84	0.0134	99.7	10.03		
12	10.52	0.0143	93.7	10.67		
13	11.23	0.0153	87.9	11.38		
14	11.99	0.0163	83.0	12.05		
15	12.79	0.0174	77.9	12.83	588.6	603.6
16	13.64	0.0186	73.2	13.66		
17	14.5	0.0197	69.0	14.49		
18	15.5	0.0211	65.1	15.36		
19	16.5	0.0224	61.4	16.29		
20	17.5	0.0238	57.8	17.3	585.8	605.8
21	18.6	0.0254	54.5	18.3		
22	19.8	0.0270	51.4	19.4		
23	21.1	0.0287	48.6	20.6		
24	22.4	0.0305	45.9	21.8		
25	23.8	0.0324	43.4	23.0	583.1	608.1
26	25.2	0.0343	41.0	24.4		
27	26.7	0.0363	38.8	25.8		
28	28.3	0.0386	36.8	27.2		
29	30.0	0.0408	34.8	28.7		
30	31.8	0.0432	32.9	30.4	580.2	610.2
31	33.7	0.0458	31.2	32.0		
32	35.7	0.0486	29.6	33.8		
33	37.7	0.0513	28.0	35.7		
34	39.9	0.0543	26.6	37.6		
35	42.2	0.0573	25.2	39.6	577.5	612.5
36	44.6	0.0606	23.9	41.8		
37	47.1	0.0641	22.7	44.0		
38	49.7	0.0676	21.6	46.3		
39	52.5	0.0715	20.5	48.8		
40	55.3	0.0752	19.5	51.2	574.8	614.8
41	58.4	0.0795	18.6	53.8		
42	61.5	0.0836	17.7	56.5		
43	64.8	0.0882	16.8	59.5		
44	68.3	0.0930	16.0	62.5		
45	71.9	0.0978	15.3	65.5	572.0	617.0
46	75.7	0.103	14.6	68.5		
47	79.6	0.105	13.9	71.9		
48	83.7	0.114	13.2	75.8		
49	88.0	0.120	12.6	79.4		
50	92.5	0.126	12.0	83.0	569.2	619.2

ディフューザ内の流動状態は幾つかの状態をとるが、エゼクタが高い吸入真空度で効率よく働くためには、ノズルの駆動水蒸気と吸入気体の混合物が、ディフューザの咽喉部入口に音速以上の流速で流入することが必要である。スチーム・エゼクタについて参考事項を化学工学便覧（化学工学協会編）から抜粋すれば次のとおりである。

スチーム・エゼクタは、ノズルから高压水蒸気を噴射し、その圧力を速度エネルギーに転換するとともに吸引ガスと運動量を交換して、ディフューザ中で減速して再び圧力エネルギーに転換して外部に圧送する作用によるものである。第3-8表のように多段式に使用すれば真空度1～3 mm Hgで大容量の排気を行うことができる。多段式に使用する場合の中間コンデンサとし

ては、通常バロメトリック・コンデンサが用いられているが、小容量のものには水ゼット・コンデンサを用いて設備を簡略にすることができる。スチーム・エゼクタは水蒸気など凝縮性ガスを多量に排気することができ、また故障を生じないから一般工業用に最も適している。エゼクタに関しては速水（速水恵次—化学機械技術第8集）高島（高島洋一—化学工業）の報文が有用である。抽気量 100 kg/hr（空気と水蒸気）を大気圧まで排気する場合の水蒸気と冷却水消費量の概略値を示すと第3-8表のとおりである。ただし、冷却水温度は 22°C、水蒸気圧力は 8 kg/cm²g である。このほかの水蒸気圧力についての水蒸気消費量は補正係数 α をかければよい。

第3-8表 水 蒸 気 消 費 量 と 冷 却 水 量（速水）

吸入圧力 (mm Hg・abs)	エゼクタ型式	抽 気 中 の 空 気 量 (kg/hr)							
		100		75		50		25	
		水 蒸 気 消 費 量 (kg/hr)	冷 却 水 量 (t/hr)	水 蒸 気 消 費 量 (kg/hr)	冷 却 水 量 (t/hr)	水 蒸 気 消 費 量 (kg/hr)	冷 却 水 量 (t/hr)	水 蒸 気 消 費 量 (kg/hr)	冷 却 水 量 (t/hr)
1	2 段ブースタ式	1,200	90	1,030	78	850	65	670	52
3	4 段エゼクタ	950	68	820	63	670	51	530	41
5	"	730	51	620	46	510	38	400	31
10	"	580	39	490	34	400	29	300	23
	3 段エゼクタ	720	45	590	38	460	31	330	23
25	"	430	27	350	23	270	19	190	14
	2 段エゼクタ	620	22	530	20	440	18	350	16
50		330	13	290	12	240	12	190	11
水 蒸 気 圧 力 (kg/cm ² ・g)		3	4	5	6	8	10	12	
水 蒸 気 消 費 量 補 正 係 数 α		1.4	1.22	1.14	1.07	1.0	0.96	0.93	

代表的な寸法比は第3.7図のとおりである。形状の中でエゼクタの性能に最も影響をあたえるのは咽喉面積比 Ar （咽喉面積／ノズル面積）である。エゼクタの性能は機械的ポンプと全くおもむきを異にしている。

第3-7図 エゼクタの形状

第3-8図 性能曲線

第3-9図 効率最高時の咽喉面積比と真空度との関係

第3-8図は特性の一例で、2種類の咽喉面積比について最高吸入真空度 $(760 - P_2)$ mm Hg と最低放射真空度 $(760 - P_3)$ mm Hg と抽気量との関係を表わしたもので、抽気量が増加すれば吸入真空度は低下するが放射真空度はあまり低下しない特長をもっている。また吸入ガスの分子量の影響も分子量 50 (空気の分子量は 28.97) 以下では殆んどない。咽喉面積比は性能に最も影響する因子で、これが選定がエゼクタの効率を支配するものである。高真空段用ほど咽喉面積比を大に選ぶ。吸入および放射真空度があたえられている場合にその最適の咽喉面積比を第3-9図から求めることができる。

昭和 47 年 5 月

C 蒸気エゼクタの簡易計算法

第3-10図は速水略算線図で、吸入圧力 15 mm Hg 以上の蒸気エゼクタの計算に対して便利である。この線図は使用水蒸気圧力 5 kg/cm²g 以上のものに適用できるもので、使用法はつぎの例題に示すとおりである。

水蒸気圧力 5 kg/cm²g (飽和)、吸入圧力 50 mm Hg abs, 放射真空度大気圧, 抽気量 100 kg/hr (空気水蒸気混合体), 抽気中の空気量 25 kg/hr, 冷却水温度 25°C に対する2段エゼクタを設計すれば次のとおりである。

多段エゼクタを設計するには、各段の圧力比を種々に変更して全水蒸気消費量を算出し、その最小値を選定するのであるが、簡易法として各段圧縮比を同一に分割してよい。この場合には第一段エゼクタの放射真空度を 160 mm Hg abs に選定する。

(a) 第一段エゼクタ

最低放射真空度を 160 mm Hg abs とすると、①→②→④と③→④の交点④に相当する抽気量曲線の数字からディフューザ咽喉単位面積あたり抽気量は 5.3 kg/cm² hr, つぎに②を下にたどってディフューザ咽喉単位面積あたり水蒸気消費量 7.3

kg/cm² hr を得る。よって咽喉面積は、 $\frac{100}{5.3} = 18.9$ cm² で、咽喉径は 49 mm となる。水蒸気消費量は、 $7.3 \times 18.9 \div 138$ kg/hr となり、ノズル穴径は

$$d = \sqrt{\frac{5}{K \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{P}{V_s}}}} = \sqrt{\frac{138}{0.74 \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{6}{0.321}}}} \div 7.4 \text{ mm}$$

ただし、(1) $P = 6$ kg/cm² abs は噴射気蒸気圧力

(2) $S = 138$ kg/hr は水蒸気量

(3) $V_s = 0.321$ m³/kg は噴射蒸気の比体積

(4) $K = 0.74$ (飽和水蒸気), 0.572 (過熱水蒸気)

第3-10図 簡易設計用線図 (連水)

なお、ノズルの膨脹比は正規膨脹に近い値とする必要がある。

$$\text{咽喉面積比} = \left(\frac{49}{7.4}\right)^2 = 44$$

(b) 第二段エゼクタ

吸入気体温度 26°C ，吸入真空度 140 mm Hg abs (前後放射真空度より低くなる) とすると，抽気量は，

$$M = A_d \{1 + r_s(273 + t)/0.465(P_2 - P_3)\}$$

$$= 25 \{1 + (0.0244 \times 299)/0.465 \times 115\} = 29\text{ kg/hr}$$

ただし，(1) $A_d = 25\text{ kg/gr}$ 空気量

(2) $t = 26^\circ\text{C}$ はエゼクタの吸入気体温度

(3) $r_s = 0.0244\text{ kg/m}^3$ は 26°C の飽和水蒸気の比重量

(4) $P_2 = 140\text{ mm Hg abs}$ は吸入真空度

(5) $P_3 = 25\text{ mm Hg abs}$ は 26°C の飽和水蒸気圧
最低放射圧力を大気圧より 100 mm Hg 高くすると，

再び第3-10図から咽喉単位面積あたり抽気量 $13.8\text{ kg/cm}^2\text{ hr}$ 水蒸気消費量 $38\text{ kg/cm}^2\text{ hr}$ を得る。よって咽喉面積は $\frac{29}{13.8} = 2.1\text{ cm}^2$ ，咽喉径 16.35 mm ，水蒸気消費量 $38 \times 2.1 = 80\text{ kg/hr}$ ，ノズル径 5.63 mm ，咽喉面積比 $\left(\frac{16.35}{5.63}\right)^2 = 8.5$ となる。

(c) 全水蒸気消費量

$$S = 138 + 80 = 218\text{ kg/hr}$$

(d) 中間コンデンサの冷却水量

$$M = \frac{(S_1 - S_2)(t_1 - t_2)}{1,000 \times (t_1 - t_2)} = \frac{(218 - 4) \times 624}{1,000 \times 12} = 10.9\text{ t/hr}$$

ただし，

(1) $S_1 = 138 + (100 - 25) = 213\text{ kg/hr}$ は前段エゼクタの放射水蒸気量

(2) $S_2 = 29 - 25 = 4\text{ kg/hr}$ は次段エゼクタの吸入水蒸気量

(3) $i_1 - i_2 = 624\text{ kcal/kg}$ は，放射水蒸気のエンタルピ， i_2 は $t_2^\circ\text{C}$ の水のエンタルピ

(4) $t_1 - t_2 = 12^\circ\text{C}$ は冷却水の出入口温度差

3.6.2 ジェットコンデンサ

A 装備要領

コンデンサは水蒸気を復水して装置の外に排除し乾燥空気だけを真空ポンプの負荷とするためのものである。(第3-11図参照) また第3-12図にみるとおりコンデンサを2個装備し，第一コンデンサでは脱気タンク内の空気水蒸気混合体がスチーム・エゼクタに吸引される前に，水蒸気の一部を復水して除きスチーム・エゼクタの負荷を軽減するためのものである。そして第二コンデンサでは，残りの水蒸気とスチーム，エゼクタで使用した水蒸気とを復水して除き真空ポンプには空気だけの負荷を負はしめるものである。コンデンサには，通常ジェット式を使用するが，この式では冷却水に含まれている空気も真空ポンプの負荷となる。したがって，触面式で伝熱面積に比較して容積が小さい螺旋式第二型を使用すると，冷却水に含有されている空気量に対する心配はない。いづれにしてもコンデンサの設計は，主として水蒸気量 $S + \alpha\text{ kg/hr}$ に対

第3-11図 一段式ジェット・コンデンサ

第3-12図 二段式ジェット・コンデンサ

して行いものである。

B 形状と寸法

ジェット・コンデンサの構造は第3-13図に示す。各部寸法はその直径を d 、胴平行部の長さを l とすると次式によって算出することができる。

$$d = \sqrt{\frac{A_d v_a + S v_s}{3,600 \cdot \pi \cdot v_1}} \div \sqrt{\frac{1.13 \cdot V_T}{3,600 v_1}} \text{ m}$$

$$l = (2.0 \sim 3.0) d \text{ m}$$

ただし、

$$(1) V_T = A_d v_a + S v_s (\text{m}^3/\text{hr})$$

は混合気体量

$$(2) A_d, v_a, S, v_s \text{ は } 2.2, 2.3, 2.5 \text{ 項参照}$$

$$(3) \frac{V_T}{3,600} = a v_1 \text{ m}^3/\text{sec} \text{ は混合気体の流量}$$

$a \text{ m}^2$ はコンデンサ胴部横断面積

$$(4) v_1 = 5.0 \sim 7.0 \text{ m/sec} \text{ はコンデンサ内混合気体流速}$$

ジェット・コンデンサの設計

は一般のものと何等差異はなくむしろ簡単な構造のものである。いま紙料温度を 38°C とし、この温度に対する湿り空気中の水蒸気分圧を $49.05 \text{ mm Hg. Abs.}$ 、湿り空気中の空気分圧をと 7.62 mm Hg. Abs. 仮定すると、脱気タンクに流入する紙料の流量に対するジェット・コンデンサの大きさは概ね第3-9表のとおりとなる。しかし、同一条件においても冷却水として清水を使用する場合、白水を使用する場合、または白水を使用して脱気タンクに戻す場合などがありその大きさを異にする。第3-9表は、脱気タンクに流入する紙料の量に対応するジェット・コンデンサの寸法である。

C 冷却水量

コンデンサに使用する冷却水には、清水または白水を使用する。コンデンサに流入する水蒸

第3-9表 コンデンサの寸法

脱気タンク への流入量 (m ³ /min)	コンデンサの寸法 (d×l mm)	
	清水使用の場合	白水使用の場合
6	400φ×900	500×1,500
6~15	500 × (1,200~1,500)	600 × (1,000~1,800)
15~40	600 × (1,800~2,100)	750 × (2,100~2,400)
40~57	750 × (1,800~2,100)	900 × (2,100~2,400)
57~95	900 × (1,800~2,100)	1,000 × (2,400~2,700)
95~150	1,000 × (2,100~2,400)	1,200 × (2,400~2,700)
備 考	封水槽を使用する。コンデンサに使用した白水を脱気タンクに戻す。

第3-13図 ジェット・コンデンサ

気は低温であり冷却水との温度差が、地方または季節によって極めて小さい場合があるので、その使用量も比較的大となる。使用冷却水量は次式により算出する。

$$M = \frac{S \times L + S(t_1 - t_2) + A_d C_p \times (t_1 - t_2)}{t_1' - t_2} \times K \text{ kg/hr}$$

ただし、

- (1) M kg/hr は冷却水量
- (2) S kg/hr は水蒸気量
- (3) L kcal/kg は水蒸気の潜熱
- (4) t_1 °C は混合気体入口温度
- (5) t_2 °C は空気と復水の出口温度
- (6) $t_1' - t_2$ °C は冷却水出入口温度差
- (7) A_d kg/hr は空気量
- (8) C_p kcal/kg °C は空気の比熱
- (9) K は係数 (設計者が定める)

コンデンサは、バロメトリックに装備する必要がある。その高さは次のとおりである。

$$h = 10.336 \frac{p}{760} + h_1 \text{ m}$$

ただし、

- (1) p mmHg はコンデンサ内の真空
- (2) 10.336m は復水排出管内の水柱 (大気圧) の高さ
- (3) h_1 復水流速、管径、管長、重力加速度、管の流体摩擦係数などより算出する。

3.6.3 触面コンデンサ

コンデンサはバロメトリックに装備する関係上、少しでも重量容積が小さいものが適するので管式触面復水器の使用は装備上煩わしいが、管式に比較して同一伝熱面積の場合にその容積が四分の一ないし七分の一に減少する螺旋式触面コンデンサ (第3-15図) を使用すれば、冷却水に混入あるいは吸引されてくる空気量に対する真空ポンプの負荷は考慮にいれる必要はない。螺旋式コンデンサの伝熱面積に対する概略の大きさを示せば第3-10表のとおりとなる。

この螺旋式コンデンサは、2個の螺旋流路を形成しているが、冷却水の流路はその両端ともに溶接して完

第3-14図

第3-15図 螺旋型コンデンサ

第3-10表 螺旋型復水器の大きさ

全伝熱面積 (m ²)	螺旋流路の高 h (mm)	螺旋流路の直 径 d (mm)	全重量 (kg)
25	60	750	950
50	800~1,200	900~750	1,900
100	1,200	1,200	3,000

全に閉鎖してある。したがって、冷却水は螺旋流路を流れ、気体の流路は両端ともに開いているので気体と冷却水は互に交叉して流れる。これは低圧大容積の凝縮性蒸気に対する触面コンデンサ（還流器）として使用されるものである。冷却水は外周から螺旋流路に這入り、加熱されて中心部から上方に出る。気体は上部から這入り冷却水と交叉流しながら凝結して下部の復水出口から出る。下部には別に非凝結性ガスの排出口

が設けてある。この場合両媒体間における熱量の授受は第3-14図のとおりである。

$A_d + S$ kg/hr は空気水蒸気混合体

M kg/hr は冷却水量

t_1 °C は空気水蒸気混合体温度

$(t_1 - t_2)$ °C は冷却水出入口温度差

$$\text{平均温度差 } \Delta t_m = \frac{(t_1 - t_1') - (t_2 - t_2')}{\log \frac{t_1 - t_1'}{t_2 - t_2'}} \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{伝熱面積 } F = \frac{S \times L}{K \cdot \Delta t_m} \text{ m}^2$$

ただし、 K は熱貫流率にしてこのコンデンサにおいては、1,000~1,300 kcal/m²・hr・°C とする。

$$\text{冷却水量 } M = \frac{S \times L}{t_2' - t_1'} \times C \text{ kg/hr}$$

技協誌 6 月特集号内容について

協会発足 25 年を記念して 6 月号を特集号として編集します。主要内容は次の通りです。（受付順）

(1) 新資源の利用

- ① コスタリカ産広葉樹のパルプ原料適性
.....山陽パルプ
- ② コート紙・上質紙に対するマングローブの
使用経験.....神崎製紙
- ③ ユーカリを原料とする BKP について
.....十条製紙
- ④ カナダ材のパルプ化とその特性.....本州製紙
- ⑤ 溶解用竹パルプの製造について.....国策パルプ
- ⑥ 新聞用紙原料開発の推移
——苦小牧工場のあゆみ——.....王子製紙
- ⑦ ソースダストを原料とした BKP について
.....東洋パルプ
- ⑧ パルプ紙生産に対する熱帯産広葉樹材の混合使用
.....林業試験場
- ⑨ グアテマラ材のクラフトパルプ化.....東海パルプ
- ⑩ 象牙海岸共和国の森林資源.....日本パルプ
- ⑪ ゴム材のパルプ化について.....北越製紙

(2) 排水処理技術

- ① KP 排水の活性汚泥法による処理.....三菱製紙
- ② 十条製紙における排水処理の現状と計画
.....十条製紙
- ③ 大蔵省印刷局の排水処理の現状と計画.....印刷局