研 究

冷凍除湿器における凝縮水分離・排出能力の除湿性能に及ぼす影響*

後 藤 洋 康**, 一ノ瀬 健 夫**
丹 沢 祥 晃***, 橋 詰 匠***

Effect of Separation and Drainage of Condensate
on Dehumidification in a Refrigerated Dryer

Hiroyasu GOTO, Takeo ICHINOSE
Yoshiaki TANZAWA, Takumi HASHIZUME

The refrigerated dryer mentioned in this paper is one of the most popular ones among compressed air dryers. It consists of a precool-reheater, a main cooler and a refrigerator. The steam contained in the compressed air condenses due to cooling in the main cooler and the precooling side of the precool-reheater. If the condensate is not completely separated and drained, the dew point of the compressed air at the dryer outlet will increase, not allowing for the expected air condition to occur. In this paper, the effect of separation and drainage of the condensate regarding dehumidification of a refrigerated dryer is clarified in relation to the rating capacity of each heat exchanger and air temperature in the dryer through theoretical and experimental investigations.

Keywords: Refrigerated dryer, Dehumidification, Dry compressed air, Condensate separation, Drainage

1. ま え が き

圧縮空気用除湿器の形態は多岐にわたるが、その代表的形態の一つに冷凍除湿器が挙げられる。冷凍除湿器は、冷凍機の作動冷媒によって空気を十分低温に冷却し、これによって加圧下露点を下げ、その後再び加熱することによって相対湿度の低い、いわゆる乾燥空気をえるものである。冷凍除湿器本体は通常は2つのユニット、すなわち予冷・再熱器と主冷却器よりなる。前者では、アフタークーラを出た比較的高温な空気と主冷却器を出た低温な空気とが熱交換を行う。主冷却器では、予冷・再熱器の予冷却部を出た空気が冷凍機冷媒等の低温流体によって加圧下露点に相当する温度まで冷却される。予冷・再熱器に供給される空気の状態によっても若干の差異はあるが、多くの場合、予冷・再熱器の予冷却部と主冷却器において凝縮水の発生を見ることになる。したがって、除湿器本体を構成する

予冷・再熱器と主冷却器とが十分な冷却能力を有し、また適切なシステム構成であったとしても¹⁾、ここに発生する凝縮水の分離、排出が十分でなければ、当然のことながら所期の乾燥空気をえることはできない。一方で、凝縮水の分離・排出機能が十分であれば、直接接触式熱交換器のように従来にない形態の熱交換器を主冷却器等に採用することも可能となり、冷凍除湿器の構成ユニットの形態の選定は多様になる。そこで本研究では、まず冷凍除湿器における凝縮水の分離・排出能力が除湿性能に及ぼす効果を、主冷却器と予冷・再熱器の体格や各部の空気温度との関連のもとに明らかにすべく、算定と実験調査とを通して検討を加えている²⁾。従来のこの種の研究はドレン（ミスト）セパレータ本体の高性能化に着目するものが多く、ドレン（ミスト）の分離・排出能力が除湿性能に及ぼす効果を、除湿器の構成、構成ユニットの形態および運転条件等との関連のもとに論じたものは少ない^{3)~6)}。

2. 記 号 表

C: 湿り空気中の乾燥空気の単位質量流量当たりの熱コンダクタンス $[(W/K)/(kg/s)]$, h : 比エンタルピー $[kJ/kg]$, Q : 湿り空気中の乾燥空気の単位質量流量当たりの交換熱量 $[W/(kg/s)]$, S_L : 負荷軽減率%,

*平成6年5月30日 原稿受付

**SMC(株)

***早稲田大学

(所在地 〒162 東京都新宿区喜久井町17 早稲田大学理工学総合研究センター)

Fig. 1 Main components in a refrigerated dryer.

S_D : 凝縮水分離率%, V : 標準状態下の空気の体積流量 [m^3/s], x : 絶対湿度 [kg/kg], x' : 湿り飽和状態における絶対湿度 [kg/kg], θ : 温度 [$^{\circ}\text{C}$], θ_D : 加圧下露点 [$^{\circ}\text{C}$], $\Delta\theta$: 対数平均温度差 [K]. 添字について, A : 空気, H : 高温側流体, I : 入口, L : 低温側流体, M : 主冷却器, O : 出口, P : 予冷・再熱器, W : 水, 1: 除湿器入口, 2: 主冷却器入口, 3: 主冷却器出口, 4: 除湿器出口.

3. 冷凍除湿器の概要

本研究が取り上げる除湿器は, 冷凍機の作動媒体等によって空気を十分低温に冷却し, それによって低露点の圧縮空気をえる冷凍除湿器である. この除湿器は, 一般的には2つのユニットにより構成される. 一つは露点を下げることの主たる機能とするもので, ここでは主冷却器と呼ぶ. 他の一つは, 除湿器への流入空気と主冷却器からの流出空気との熱交換を図り, 主冷却器への流入空気を予冷却すると同時に, 主冷却器を出た低温で, 湿り飽和な空気を加熱し, 相対湿度の低い, いわゆる乾燥空気をえることを主たる機能とするもので, ここでは予冷・再熱器と呼ぶ. 除湿器本体の主要部の略図をFig. 1に示す. このような除湿器では, 空気の冷却にともなって, 主冷却器ではもちろんのこと, 予冷・再熱器の予冷却部でも凝縮水の発生を見ることになる. 除湿器から流出する空気は, その直前に予冷・再熱器の再加熱部で加熱されるが, 除湿器内で発生した凝縮水の分離と排出とが十分でない場合には, 最終的にえられる空気の加圧下露点は主冷却器出口空気温度には対応せず, 相対湿度は上昇し, 所期の乾燥空気はえられないことになる.

4. 凝縮水分離・排出能力と除湿性能とに関する算定調査

凝縮水分離・排出能力を定量的に評価するために, 以下のような凝縮水分離率 S_D , すなわち除湿器で発生する凝縮水量と排出しえた凝縮水量の比を定義する.

Fig. 2 Effect of drain separation factor of main cooler on the dew point.

例えば, 予冷・再熱器の予冷却部については次式のように表すことができる.

$$S_D = \frac{x_{A1} - x_{A2}}{x_{A1} - x'_{A2}} \times 100 \quad (1)$$

ここで言う発生する凝縮水量とは, 任意の熱交換器入口 (この例では予冷・再熱器の予冷却部入口) における空気の絶対湿度 x_{A1} とその出口における空気の温度および圧力下の相対湿度100%に当たる絶対湿度 x'_{A2} との差を意味する.

一方, 除湿性能の評価に当たっては, 除湿器中の主要部の空気温度と熱負荷 (交換熱量) とともに, 以下に定義する熱コンダクタンス C と負荷軽減率 S_L とに注目する.

$$C = \frac{Q}{\Delta\theta} \quad (2)$$

$$\Delta\theta = \frac{(\theta_{HI} - \theta_{LO}) - (\theta_{HO} - \theta_{LI})}{\ln \frac{\theta_{HI} - \theta_{LO}}{\theta_{HO} - \theta_{LI}}} \quad (3)$$

$$S_L = \frac{Q_P}{Q_P + Q_M} \times 100 \quad (4)$$

ここに,

$$Q_P = h_{A1} - h_{A2} - (x_{A1} - x_{A2}) h_{W2} \quad (5)$$

$$Q_M = h_{A2} - h_{A3} - (x_{A2} - x_{A3}) h_{W3} \quad (6)$$

式(5), 式(6)に示すように, 予冷・再熱器や主冷却器における熱収支式の導出に当たっては, 排出される凝縮水はその全量が熱交換器出口空気温度に等しい温度にあるとしている. また, 熱交換器を単一集中化して, 任意の点における凝縮水と空気との間に温度差はなく, 器内の流体温度は出, 入口空気温度の対数平均値によって代表している.

始めに, 主冷却器での凝縮水分離・排出能力が除湿性能に及ぼす効果に注目して行った算定結果について,

Fig. 3 Effect of drain separation factor of precool-reheater.

凝縮水分離率 S_{DM} を媒介変数に取って、主冷却器入口空気温度 θ_{A2} と除湿器出口の加圧下露点 θ_{D4} との関係をFig. 2に示す。算定に当たっては、除湿器入口での空気条件を0.8[MPa]/40[°C]/湿り飽和とし、主冷却器出口空気温度 θ_{A3} を0[°C]とした。また、除湿器中で空気の圧力損失はないものとしている。図から、主冷却器での凝縮水分離率 S_{DM} の低下が加圧下露点 θ_{D4} の著しい上昇をもたらすことを確認できる。このことは、凝縮水分離率が高い範囲で顕著に現れる。つぎに、予冷・再熱器における凝縮水分離・排出能力が除湿性能に及ぼす効果に注目して行った算定結果について、凝縮水分離率 S_{DP} を媒介変数に取って、主冷却器入口空気温度 θ_{A2} と主冷却器での交換熱量 Q_M との関係をFig. 3に示す。算定条件はFig. 2の場合と同一である。図に明らかなように、予冷・再熱器での凝縮水分離率 S_{DP} の低下は主冷却器の熱負荷 Q_M の上昇をもたらす結果として除湿器出口の加圧下露点 θ_{D4} の上昇を招くことがわかる。この傾向は、主冷却器入口温度が低い程顕著に現れる。

Fig. 4とFig. 5には、主冷却器と予冷・再熱器における双方の凝縮水分離率 S_D を媒介変数に取って、除湿器出口空気温度 θ_{A4} と負荷軽減率 S_L との関係および予冷・再熱器の熱コンダクタンス C_P と主冷却器の熱コンダクタンス C_M との関係を示す。なお、算定に当たっては、前2図の算定条件に加えて、主冷却器入口空気温度 θ_{A2} を20[°C]一定とした。両者の図に注目すると、まずFig. 4より、主冷却器の凝縮水分離率 S_{DM} に関らず、予冷・再熱器の凝縮水分離率 S_{DP} を高くすることが負荷軽減率 S_L の上昇に有効であることがわかる。このとき、主冷却器における凝縮水分離率 S_{DM} の向上は除湿器出口空気温度 θ_{A4} の上昇に有効に作用する。予冷・再熱器における凝縮水分離率 S_{DP} の低下は直接的に主冷

Fig. 4 Effect of drain separation factors on the power saving factor and dryer outlet air temperature.

Fig. 5 Effect of drain separation factors on the thermal conductances.

却器の熱負荷 Q_M の増加をもたらすため、負荷軽減率 S_L の向上には予冷・再熱器における凝縮水分離率 S_{DP} の向上を図ることが不可欠となる。一方、除湿器出口空気温度 θ_{A4} には主冷却器での凝縮水分離率 S_{DM} が大きく影響するため、除湿器出口空気温度 θ_{A4} を適度に高くするためには主冷却器での凝縮水分離率 S_{DM} を高くすることが不可欠となる。つぎに、Fig. 5は、主冷却器の熱コンダクタンス C_M を小さくするためには予冷・再熱器での凝縮水分離率 S_{DP} を高く取り、一方、予冷・再熱器の熱コンダクタンス C_P を小さくするためには主冷却器での凝縮水分離率 S_{DM} を低く取ることが望ましいことを示している。前者については指針として妥当と言えるが、後者については必ずしも妥当とは言えない。主冷却器での凝縮水分離率 S_{DM} の低下は、予冷・再熱器の再加熱部での伝熱形態を、顕熱変化のみ

の熱交換から相変化を伴う熱交換へと変化させるため、予冷・再熱器の伝熱性能の向上をもたらすが、同時に予冷・再熱器の再加熱部への熱負荷の増加をもたらすため、結果として除湿性能の低下をもたらすことに留意を要する。

5. 凝縮水分離率と除湿性能に関する実験調査

凝縮水分離率 S_d と除湿性能との関係を実験によって確認しておく。実験装置の概要をFig. 6に示す。また、主要構成機器の諸元をTable 1に示す。除湿器入口には自作の調温・調湿装置を設置しており、供給空気は温度と湿度とを所定の状態に設定することができる。

ここでは、凝縮水分離率 S_d と除湿性能との関係を確認すると同時に、代表的なドレンセパレータのドレン

分離能力を明らかにすべく実験を行った。ドレンセパレータとしてはFig. 7に示すようなサイクロン式とノックアウトドラム式の2つを取り上げ、これらを除湿器中でより多くの凝縮水の発生を見る主冷却器の出口に取り付けた。そして、除湿器に同一状態(0.8[MPa]/55[°C]/相対湿度55%)にある圧縮空気を供給し、除湿器出口における圧縮空気の加圧下露点 θ_{d4} を評価した。なお、予冷・再熱器の予冷却部出口にはいずれの場合にも共通のドレンセパレータを取り付けているため、主冷却器にはほぼ同一の状態にある空気が供給されることになる。予冷・再熱器の再加熱プロセスに供給される空気の状態の差異にもとづいて若干の違いが現れるが、ここで行う比較調査には大きな支障を起こさないと考える。測定に当たって、温度は熱電対、圧力は電子式圧力伝送器、湿度は光学ミラー

Table 1 Specifications of the instruments used in the test system.

Instrument	Type	Specification
Compressor	Oil free-double stage compressor	Pressure: 0~0.8[MPa] Flow rate: 0~30[m ³ /min] ANR Power supply: 190[kW] (M.A.N. G.H.H. A.G.)
Humidity and temperature control apparatus	Spray and shower type	Pressure: 0~0.8[MPa] Flow rate: 0~30[m ³ /min] ANR Temperature: 30~80[°C] Humidity: 3~80[°C]
Precool-reheater	Shell-and-tube type	Heating rate: 19.5[kW] Thermal conductance: 1210[W/K] (SMC Corp.)
Main cooler	Shell-and-tube type	Heating rate: 34.9[kW] Thermal conductance: 1745[W/K] (SMC Corp.)
Pressure transmitter	DPP-101	Range: 0.3~0.9[MPa] (Yokogawa Electric Corp.)
Differential pressure transmitter	DPF-101	Range: 4.9~49[kPa] (Yokogawa Electric Corp.)
Digital voltmeter	TR6840	Range: 20[mV]~1000[V] (Advantest Corp.)
Thermocouple	NT-350 (CC)	Sheath diameter: 3.2[mm] Sheath length: 300[mm] (Netsushin Co., Ltd.)
Humidity analyzer	300	Range: -75~75[°C] (EG & G Environmental Equipment, Inc.)
Recorder	3088	Range: 0~50[V] (Yokogawa Electric Corp.)
Orifice	T0E304-RC304	Fluid: Air Range: 0.05~3.0[m ³ /min] (Tokyo Meter Co., Ltd.)

Fig. 6 Flow sheet of the experimental installations (1).

a) Cyclone type b) Knockout drum type

Fig. 7 Sectional views of test mist separators.

式露点計，流量はオリフィスと電子式差圧伝送器を用いた。

実験結果の一例をFig. 8, Fig. 9に示す。Fig. 8は各ドレンセパレータにおける凝縮水分離率 S_{DM} を空気流量 V_A との関係で表すが，ノックアウトドラム式において著しく高い値をもたらすことがわかる。Fig. 9には除湿器出口における加圧下露点 θ_{D4} を空気流量 V_A との関係で示すが，高い凝縮水分離率 S_{DM} をもたらすノックアウトドラム式の場合に，主冷却器出口空気温度 θ_{A3} に相当する加圧下露点 θ_{D4} がえられることがわ

Fig. 8 Drain separation factor of two types of mist separators.

Fig. 9 Effect of two types of mist separators on the dew point.

かる。このように、除湿器本体を構成する熱交換器が同じであっても、そこに用いるドレンセパレータのドレン分離・排出能力によって除湿器の性能が大きく異なる。主冷却器を出た空気は予冷・再熱器の再加熱部で加熱されるため、主冷却器でのドレン分離・排出が不十分であっても、除湿器出口で乾燥した空気をえることは可能である。結果として、主冷却器等でのドレン処理への配慮が十分でないことが少なくないようである。このような場合、除湿器出口での露点を正しく評価するならば、所期の状態にないことは明らかである。主冷却器等の熱交換器に比して、補器的に見られがちなドレンセパレータではあるが、その機能上の役割は著しく高く、選定等には十分な配慮が必要であることを確認できる。

6. 結 言

以上に、冷凍除湿器における発生凝縮水の分離・排出能力が除湿性能に及ぼす効果を、算定および実験調査を通して明らかにしてきた。

冷凍除湿器では予冷・再熱器の予冷却部と主冷却器において凝縮水の発生を見るが、いずれにおいても十分な分離・排出機能が望まれる。分離・排出機能の低下は各熱交換器の熱負荷の増加をもたらす、除湿性能の低下に結びつく。主冷却器における凝縮水分離・排出機能の低下は予冷・再熱器における再加熱部に相変化を伴う伝熱をもたらすため、見かけ上は有利な一面を有するが、除湿器としての性能に留意するならば評価には値し難い。

併行して、直接接触式熱交換器を主冷却器に用いる冷凍除湿器について実験を進めている。ここに言う直

接触式熱交換器は、冷却水と空気とを直接接触させることによって空気の冷却を行うものである。両流体の接触の後に、空気の保有するミスト(水滴)の分離・除去を確実にに行いうるならば、このような熱交換器を主冷却器に用いることは可能である。ミスト処理が不十分な場合には、本文に述べるように、著しい除湿性能の低下を招くことは言うまでもない。この点に十分留意した上で、直接接触式熱交換器を冷凍除湿器に導入することを企てている。この点については、後日改めて報告の機会をえたい。

参 考 文 献

- 1) 後藤, 橋詰; 冷凍除湿器における主冷却器の負荷軽減化に関する検討, 油圧と空気圧, 25-1 (1994), pp. 104/112.
- 2) 橋詰ほか; 冷却式除湿器の性能にみる凝縮水分離・排出効果, 平成5年春季油空圧講演会 (1993).
- 3) Prumm, B.; Die Physikalische Trocknung der Druckluft, Drucklufttechnik, 7-Oct (1988), pp. 36/38.
- 4) Mann, R.; Druckluftaufbereitung: Wie Sauber Muss die Druckluft Sein?, HOB, 37-11 (1990), pp. 70/72.
- 5) Stapel, A.G.; Aufbereitung von Olhaltigem Druckluftkondensat, Wasser, 3 (1991), pp. 46/47.
- 6) Stallbauer, N.; L'Importanza del Trattamento del Condensato, Fluid Apparecchiature Idrauliche Pneum, 31-327/328 (1991), pp. 56/60.