

木材乾燥室の熱効率向上に関する研究

富 田 守 泰

目 次

はじめに	Ⅲ 熱交換器を設置した熱効率向上化への試み
I 木材乾燥室で消費される熱量のとりえ方と その測定方法	1 試験方法
1 熱量のとりえ方	1. 1 熱交換について
1. 1 熱量の消費区分	1. 2 乾燥装置
(a) 乾燥室外の熱量の消費区分	1. 3 試験方法
(b) 乾燥室内の熱量の消費区分	2 結果と考察
1. 2 水分の移動とその測定方法	2. 1 熱交換器の熱効率
2 熱量測定方法	2. 2 ブナ天乾材乾燥時における 熱交換器の効果
2. 1 測定方法	2. 3 タモ生材乾燥時における 熱交換器の効果
(a) 乾燥室外の熱量の測定方法	Ⅳ 除湿機と熱交換器を設置した熱効率 向上化への試み
(b) 乾燥室内の熱量の測定方法	1 試験方法
2. 2 熱量計算事例	1. 1 除湿機について
Ⅱ 木材乾燥室で消費される熱量(生材乾燥と 材を入れずに加熱した場合の比較)	1. 2 乾燥装置
1 試験方法	1. 3 試験方法
1. 1 乾燥装置	2 結果と考察
1. 2 試験方法	2. 1 試験結果
2 結果と考察	2. 2 乾燥経費の試算
	まとめ
	引用文献

は じ め に

昭和48年の石油危機以来、各産業とも生産行程の省エネルギー化に真剣に取り組み始めた。以後、円高や一時的な石油価格の緩和があるものの石油資源の枯渇化は確実で、私たちは今後とも省エネルギー化の努力を進めて行かねばならない。木材加工業もその例外ではない。特に木材乾燥工程に要するエネルギー割合は全加工工程の70%を占めることから、木材乾燥工程の省エネルギー化は生産コストに大きな影響を及ぼすと考えられている。¹⁾ 今日、木材乾燥工程(本報告ではひき材の乾燥に限定する)の省エネルギー化について研究することは重要な意味があると思われる。

そこでまず木材乾燥法について施設の普及割合からみると、現在実際に稼働している主な木材乾燥法は ①蒸気加熱式乾燥 ②除湿式乾燥 ③減圧式乾燥 に大別される。①蒸気加熱式乾燥とは木屑や重油などを燃料としたボイラーで蒸気を発生させ、その蒸気を乾燥室内に導き、乾燥室内の木材を加熱させることにより乾燥する方法で、木材乾燥方法の主流を占めている。②除湿式乾燥は乾燥室内または室外に除湿機を設置し、室内の空気湿度を低下することによって乾燥を進める方法で、ボイラーを必要とせず人工乾燥施設や技術をもたない製材業者や工務店に急速に普及している。③減圧式乾

燥は耐圧性の缶内に木材を入れ各種の加熱方法で木材を加熱するとともに、缶内を減圧状態にして木材を乾燥させる方法で、短時間に乾燥できるが設備コストが高いため特殊用途にしか使用されていない。

これら乾燥法のうち②および③は方法そのものがいずれも省エネルギー乾燥といえる。すなわち、②の除湿式乾燥は除湿によって生じた熱を再び木材の加熱に利用することにより、③の減圧式乾燥は乾燥時間の短縮によりいずれも省エネルギー効果が期待できる。しかしながら、乾燥能力やランニングコスト面から①の蒸気乾燥に取って替わるものではない。また、減量経営の体制の中、既に木材乾燥を行っている業界では施設の新設は困難となってきた。

そこで、①の蒸気加熱式乾燥の場合は装置の改良、熱交換器等の機器の付加による方法で省エネルギー化を進めることが考えられる。また前述のとおり、この乾燥施設は現在普及している乾燥施設の大半を占めていて、岐阜県内においてもこの型の乾燥室が全体の80%以上を占めている。²⁾ このことからこの乾燥装置の省エネルギー化の効果は極めて大きいと考えられる。そこで、本テーマでは蒸気加熱式内部送風型(I F 型)木材乾燥装置を対象にし、機器を付加して省エネルギー化を試みた。

なお、本研究は昭和57年から61年にかけて県単独試験研究として実施されたものである。

この研究をとりまとめるにあたり、御指導御批判を賜った名古屋大学、寺沢真名誉教授、ならびに野原正人寒冷地林業試験場長に対し、心より感謝の意を表する。

I 木材乾燥室で消費される熱量のとりえ方とその測定方法

1 熱量のとりえ方

1.1 熱量の消費区分

木材から水分を除くには当然ながらエネルギーが必要である。そのエネルギーは木材乾燥中にどのように消費されていくのか。まず木材乾燥で消費される熱量を、実際に乾燥室内で消費される場合と、乾燥室外で放熱などによって消費される熱量に区分し整理した。なお、人工乾燥をおこなう上で、このエネルギーは乾燥室内の送風や自動装置を作動させるための機器の電力も含まれるが、ここでは木材中の水分を除くための熱エネルギーについて検討した。以後この熱エネルギーを熱量($Kcal$)に換算してすべて表すことにする。

(a) 乾燥室外の熱量の消費区分

蒸気加熱式木材乾燥は、熱の発生部分と消費部分の熱移動媒体として蒸気を使用した乾燥方法である。すなわち、木屑や重油などをボイラーで燃焼させることによって発生する熱エネルギーは水を蒸気に変化させ、その蒸気は状態変化で生じた蒸発潜熱を含んだまま木材乾燥室へ移動する。木材乾燥室で加熱管を通る間に木材や木材中の水分の加熱等によって蒸発潜熱を奪われた蒸気は再び水となりドレンとして室外へ放出される。

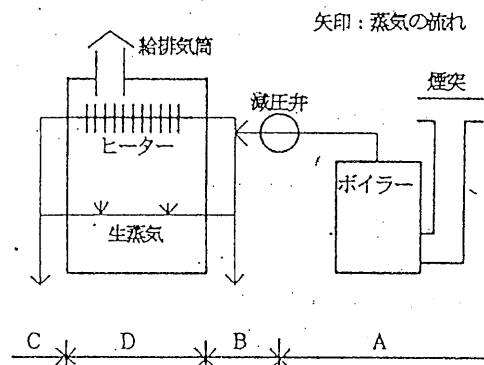
この乾燥装置の熱消費区分を図-1に示す。ボイラーで発生した熱量は全てが水の加熱に使用されるわけではなく、一部は煙とともに煙突へ放熱し、一部はボイラー本体を加熱させたりボイラー本体で放熱することによって消費される。(A) 水の加熱に使用された熱量は蒸気とともに減圧弁を通過し、乾燥室前の蒸気調節バルブに達する。この調節バルブは乾燥室内の乾球温度や湿球温度によって開閉するが、調節バルブまでは常時熱量は配管等で放熱され、消費される。(B) バルブを通過した熱量は蒸気とともに直接室内に移動する場合(以後この蒸気を生蒸気という)と加熱管(ヒーター)によって間接的に熱伝導で室内に移動する場合がある。いずれも次図に示す乾燥室内の消費区分によって消費される。(D) 乾燥室で消費された後、蒸気の蒸発潜熱が奪われドレンとして室内から放出され消費される。(C)

(b) 乾燥室内の熱量の消費区分

乾燥室内の熱量消費は寺沢³⁾により理論的に計算されている。一般に熱量計算は、まず大きく、1. 乾燥初期に室温が上昇する時に必要な熱量と、2. 乾燥経過中に必要な熱量とに分けている。次に、それぞれについてさらに区分けしている。すなわち、乾燥初期に室温が上昇する時に必要な熱量は、a. 木材質を加熱する熱量、b. 木材質中の水分を加熱する熱量、c. 保温材および扉を加熱する熱量、d. 室内機材を加熱する熱量とに分け、乾燥経過中に必要な熱量は、a. 木材中の水分蒸発に要する熱量、b. 換気のための空気加熱（空気中の蒸気の潜熱は含まない）に要する熱量、c. 壁体を通して拡散する熱量、d. 室温上昇にともなう熱量とに分けている。

基本的にはこの基準を踏襲したが、本報告では熱量の算出目的の違いや以後の熱交換器の熱量計算を考慮し、2カ所変更して図-2に示す消費区分とした。すなわち、第1に室温上昇を乾燥初期の室温上昇時と乾燥経過中とに分けずに、初期の室温上昇と経過中の室温上昇を全乾燥期間中の室温上昇とした。乾燥初期の室温上昇を設けた理由は乾燥室の容量に対してボイラー容量を決定するためであり、乾燥初期に必要な蒸気量が最大になるためである。しかし、乾燥期間全体で求める今回の場合は一つにまとめた方が理解しやすいと思われる。

第2に乾燥室内で生じた材中水分の蒸発は室内の熱移動としてとらえ、乾燥経過中に必要な熱量中のa. の木材中の水分蒸発に要する熱量とb. の換気のための空気加熱に要する熱量を分けずに、換気のための空気加熱（空気中の蒸気の潜熱を含む）に要する熱量とした。蒸気に限らず熱気加熱式の乾燥方法一般にいえることであるが、木材中から発生した蒸気は室内の暖かい空気とともに排気筒から排気される。この熱量を蒸気の潜熱を含まない乾燥空気のみでとらえ、実際に排気している蒸気の潜熱は木材中から蒸発した時点で算出するか、実際に給排気筒部分で蒸気の潜熱を含んだ空気の熱量として測定するかの違いである。熱交換器を給排気筒に設置する場合の熱量算出は給排気筒部分で蒸気の潜熱を含めた空気の熱量をとらえる必要があり、後者の方法を採用した。



- A : 煙突での放熱及びボイラー本体での消費
- B : 乾燥室へ入るまでの室外消費
- C : 乾燥室内加熱管からドレンとして消費
- D : 乾燥室内で消費

ボイラーで発生した熱量 = $A + B + C + D$

減圧弁を通過した飽和蒸気の熱量 = $B + C + D$

図-1 乾燥室内外における熱量消費区分

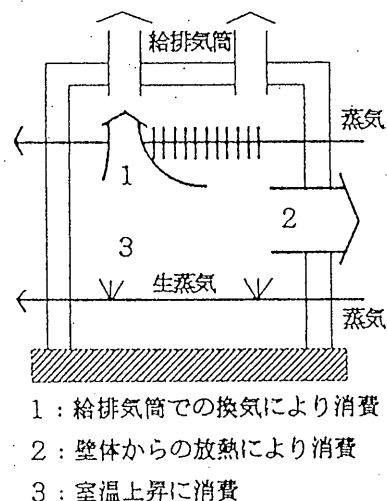


図-2 乾燥室内における消費区分

つまり、乾燥室内の消費熱量区分を 1. 給排気筒での換気により消費される熱量 2. 乾燥室壁体からの放熱により消費される熱量 3. 室温上昇に消費される熱量 に分類した。

1. 2 水分の移動とその測定方法

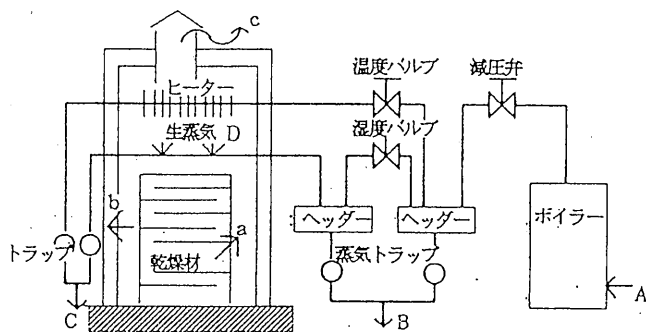
木材乾燥室での熱量消費は水分の移動と深く関係し、蒸気加熱式乾燥室の熱量測定ではボイラーで発生した蒸気の行方を調べることが重要である。そこで乾燥装置の水分の移動と水分量の測定法を図-3に示す。

まず、ボイラーで発生した蒸気量は給水量（A）でとらえる。発生した蒸気の一部は乾燥室へ入る前に配管内で冷却され、蒸気トラップを経てドレン（B）として排出される。乾燥室内に生蒸気として入る量（D）は乾燥室で冷却され排出されたドレン（C）との関係から式 $D = A - B - C$ より算出される。

次に、材中から蒸発した水分（a）は生蒸気（D）とともに一部は給排気筒からの換気によって排出され（c）、また一部は壁体や床からしみ出される（b）。材中から蒸発した水分（a）は乾燥前後の材重量を測定することにより把握でき、給排気筒からの排気水分量（c）は式 $c = a + D - b$ より算出される。

2 熱量測定方法

新たに乾燥室をつくる場合、乾燥室の容量によって使用するボイラーを決めなければならない。このときの指針となるのが寺沢により理論的に計算された前述の方法である。しかしながらこの方法は多くの因子を仮定しておこなう積算値であり、実際に乾燥をおこなう、その乾燥の熱量について検討する場合には向かない。そこで、乾燥中の熱エネルギー



- A : 給水量
- B : C : ドレン量
- D : 生蒸気量
- a : 材中から蒸発した水分量
- b : 壁体へのしみ込み水分量
- c : 給排気筒からの換気による水分排出

$$A = B + C + D$$

$$a + D = b + c$$

図-3 水分の移動

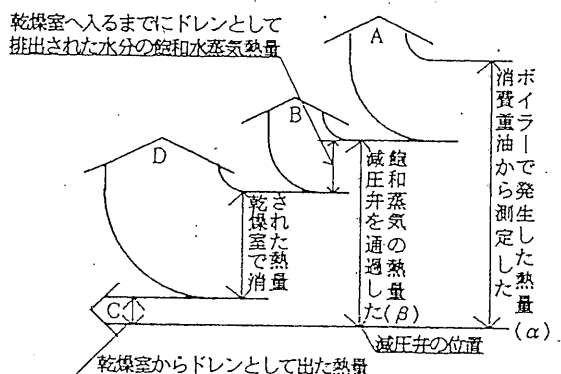


図-4 乾燥室外の熱量測定位置と測定根拠

を実測にて求めることが必要になる。

2. 1 測定方法

(a) 乾燥室外の熱量測定方法

図-4 に熱量測定位置と測定の根拠を示す。まず、ボイラーで発生した熱量は消費重油量より算出できる。(α) つぎに、ボイラーで発生した蒸気熱量は、給水量＝発生蒸気量の関係から算出した。

(β) 一般的に、蒸気利用の機器は加熱管を通して蒸気の潜熱を利用し、より効率よく加熱するために、減圧をして使用する。⁴⁾ 木材乾燥の場合も同様で、通常絶対圧力を 2.5～3 kg/cm² に設定している。ボイラーから発生した蒸気は飽和状態であり、ここでの発生蒸気熱量は絶対圧力 3 kg/cm² の飽和蒸気熱量 (650.9 Kcal/kg) を給水量に掛けて求められる。

発生蒸気熱量のうち、乾燥室に入る前で冷却されドレンとなって排出された水分は、それに相当する絶対圧力 3 kg/cm² の飽和蒸気熱量 (B) が室外で消費されたとみなされる。残りの熱量のうち、乾燥室内の配管内でドレンとなり排出された水分熱量 (C) を除いた熱量が、乾燥室で消費される熱量 (D) となる。

(b) 乾燥室内の熱量測定方法

給排気筒からの換気により消費される熱量は、まず、換気時の平均的な室内外の各種測定値差 (乾燥空気 1 kg 当りの水分量 (w)、乾燥空気 1 kg 当りの熱量 (i)) を求める。乾燥期間全体で、給排気筒から室外へ放出された水分量 (W) は前述の方法で求められるので、式 $H_2 = W \cdot i / w$ より外へ放出された熱量を求める。(図-5)

室温上昇に消費される熱量は寺沢³⁾の方法を使用し、乾燥室を構成するそれぞれの材質毎に重量、比熱、乾燥前後の温度差を掛けて合計した。ただし、乾燥終了時まで蒸発された材中水分の加熱は材中水分の蒸発と同様に室内の熱移動としてとらえ、換気空気の水蒸気中に含まれていると考える。また、壁体、天井、床、扉はモルタル、コンクリート、発泡コンクリート、ブロック、鉄、断熱材など何層かに分かれているため、それぞれの材質の壁厚に対する室外壁面からの平均距離の比に乾燥終期の室内外温度差を掛けた後、厚さ、比重、比熱をそれぞれ掛けて求めた。(表-1)

乾燥室壁体からの放熱により消費される熱量は乾燥室で消費された熱量から上記 2 つの熱量を除いた値になる。しかしながら室温上昇に消費される熱量がある程度想定して求めた値でもあり、算出結果については室温上昇に消費され

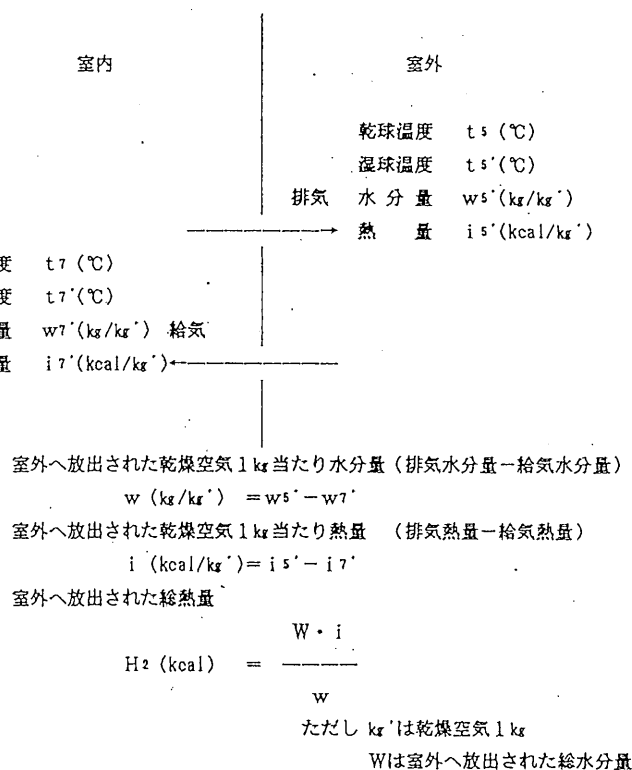


図-5 給排気筒からの水分排出量と熱排出量の関係

る熱量とともに実測値でないことを考慮する必要がある。

表 - 1 室温上昇算出基準

所要熱量の種類	算 出 基 準
木材の加熱	被乾燥材の絶乾重量×比熱×乾燥前終了時温度差
材中水分の加熱	被乾燥材の乾燥終了時水分量×乾燥前終了時温度差
壁体壁の加熱	壁体、扉を構成する材質個々について 厚さ×比重×比熱×室外壁面からの平均距離×室内外温度差 壁体全体の厚さを構成材質毎に算出加算し、伝熱面積たりの加熱熱量算出。 さらに壁体、扉、天井、床ごとに面積を掛けて算出。
そ の 他	個々に重量×比熱×乾燥前終了時温度差を算出し、合計する

2. 2 熱量計算事例

試験に使用した I F 型木材乾燥室を図 - 6 を示す。さらに細部の条件を次に示し、試験で使用したブナ生材の事例をもとに熱量計算をする。なお乾燥室は屋根と波スレート板で囲まれた屋内にあり、給排気筒は給気排気をそれぞれ 1 本のダクトに集め屋外へ給排気する方式をとっている。

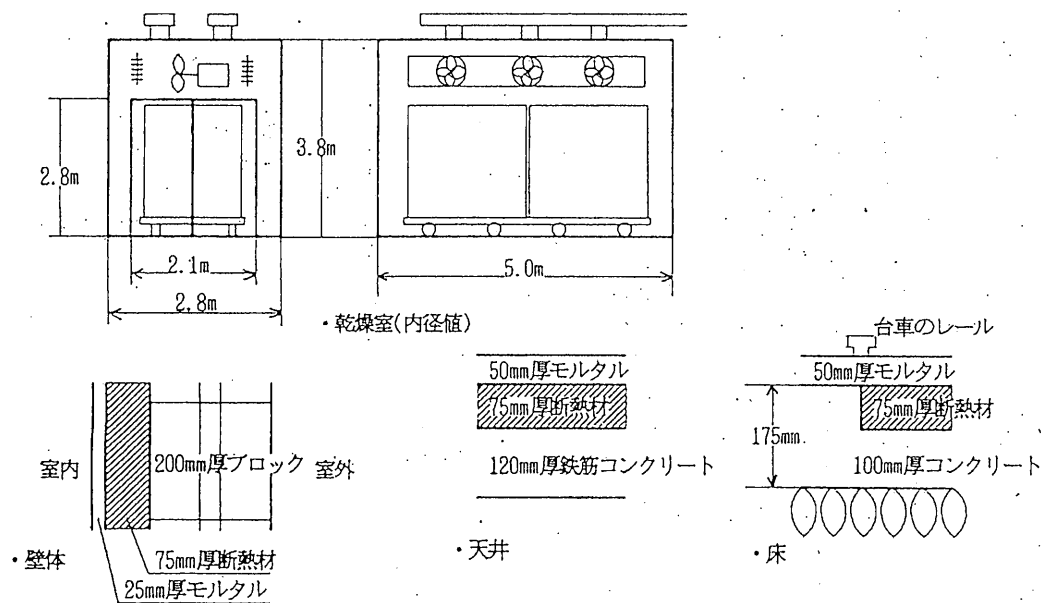


図 - 6 木材乾燥室条件

(a) 使用した乾燥室条件

乾燥室：鉄筋コンクリート製

高さ 3.8 m, 巾 2.8 m, 奥行き 5.0 m (内径値)

容量 $V_1 = (5.0 \text{ m} \times 2.8 \text{ m} \times 3.8 \text{ m}) - \text{乾燥材材積} = 53.2 - \text{乾燥材材積} (\text{m}^3)$

扉：アルミニウム＋断熱材＋鉄板

厚さ $d_1 = 0.05 \text{ m}$

面積 $A1 = 2.8 \times 2.1 = 5.9 m^2$
 壁 体：ブロック+断熱材（発泡コンクリート）+モルタル製
 ブロック厚 $d2 = 0.20 m$
 断熱材厚 $d3 = 0.075 m$
 モルタル厚 $d4 = 0.025 m$
 面積 $A2 = (5.2 \times 2 + 3.1) \times 3.8 + (3.8 \times 3.1 - 2.8 \times 2.1) = 57.2 m^2$ （外径値）
 天 井：鉄筋コンクリート+断熱材（発泡コンクリート）+モルタル製
 コンクリート厚 $d5 = 0.12 m$
 断熱材厚 $d6 = 0.075 m$
 モルタル厚 $d7 = 0.05 m$
 面積 $A3 = 5.2 \times 3.1 = 16.1 m^2$ （外径値）
 床：断熱材を含まない部分
 コンクリート+モルタル
 コンクリート厚 $d8 = 0.175 m$
 モルタル厚 $d9 = 0.05 m$
 面積 $A4 = 2.1 \times 5.2 = 10.9 m^2$ （外径値）
 断熱材を含む部分
 コンクリート+断熱材（発泡コンクリート）+モルタル
 コンクリート厚 $d10 = 0.1 m$
 断熱材厚 $d11 = 0.075 m$
 モルタル厚 $d12 = 0.05 m$
 面積 $A5 = 1.0 \times 5.2 = 5.2 m^2$ （外径値）
 室内機械：送風機ファンおよび間仕切り天井、整流板（アルミニウム製）
 $W1 = 100 kg$
 レール、台車および送風機モーター（鉄製）
 $W2 = 650 kg$
 棧 木：材比重 0.6
 $(0.025 m \times 0.025 m \times 2 m) \times 5 本 \times 40 段 \times 2 台 = 0.5 m^3$
 $W3 = 0.6 \times 0.5 m^3 = 300 kg$

（b）乾燥実施例（ブナ生材）

・乾燥時各種測定値
 乾燥材積 $v = 3.7 m^3$
 乾燥室容量 $V1 = 53.2 - v = 49.5 m^3$
 乾燥後含水率 $w = 7.2\%$
 全乾燥時間 $T1 = 193 時間$
 ダンパーの開いている時間 $T2 = 25.8 時間$
 乾燥前全重量 $W4 = 4,487 kg$
 乾燥後全重量 $W5 = 2,880 kg$
 室内からのドレン量 $W6 = 5,239 kg$
 室外で放出されたドレン量 $W7 = 918 kg$
 生蒸気として放出された蒸気量 $W8 = 91 kg$
 測定空気の物理量は表-2に示す。

表-2 測定空気の物理量

	乾燥前 室内	乾燥初 期	乾燥終 期	屋 外	ダンパー 排気	環気	給気	外気	乾燥中 内平均
乾球温度(°C)	t ₁ 8.0	t ₂ 45.0	t ₃ 70.0	t ₄ 7.9	t ₅ 43.5	t ₆ 43.5	t ₇ 4.4	t ₈ 4.4	t ₉ 52.4
湿球温度(°C)	t' ₁ 7.5	t' ₂ 41.5	t' ₃ 41.0		t' ₅ 38.6	t' ₆ 38.6	t' ₇ 2.1	t' ₈ 2.1	
空気 1 kg 当り 熱量 (kcal/m ³)	i ₁ 6.9906	i ₂ 42.959	i ₃ 44.990						
乾燥空気 1 kg 当 熱量 (kcal/kg')	i' ₁					i' ₆ 36.428	i' ₇ 3.1069		
空気 1 kg 当 水分量 (kg/kg')	w ₁ 0.0077		w ₃ 0.0492						
乾燥空気 1 kg 当 水分量 (kg/kg')	w' ₁					w' ₆ 0.0438	w' ₇ 0.0034	w' ₈ 0.0034	
気化熱 (kcal/1 kg')	L ₁					L ₆ 572.77	L ₇ 592.95		
比容 (m ³ /kg')	v ₁							v ₈ 0.7898	

・熱量計算

1. 室温上昇に消費される熱量

1. 1 木材の加熱

$$\text{木材の絶乾重量 } W_{10} = W_5 / (1 + u / 100)$$

$$= 2,220 \text{ kg}$$

$$\text{木材の比熱 } C_0 = 0.266 + 0.00058 (t_3 - t_1)$$

$$= 0.30196 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$\text{木材の加熱 } H_{1a} = W_{10} \cdot C_0 (t_3 - t_1)$$

$$= 41,561 \text{ Kcal}$$

1. 2 材中水分の加熱

$$h_{1b} = (W_5 - W_{10}) (t_3 - t_1)$$

$$= 9,920 \text{ Kcal}$$

1. 3 壁体扉の加熱

各材質ごとの加熱量 (Kcal/°C差m²) = それぞれの比重 × 比熱 × 材質中央点の室外側壁面からの距離 / 壁体厚さ × 材質厚さ

単位壁体の加熱 (Kcal/°C差m²) H_a = ブロック加熱 + 断熱材加熱 + モルタル加熱

$$= \text{ブロック } 1.8 \times 0.2 \times (0.2 + 0) / 2 / 0.3 \times 0.2$$

$$+ \text{断熱材 } 1.5 \times 0.2 \times (0.2 + 0.275) / 2 / 0.3 \times 0.075$$

$$+ \text{モルタル } 1.8 \times 0.2 \times (0.275 + 0.3) / 2 / 0.3 \times 0.025$$

$$= 0.024 + 0.0178125 + 0.008625 = 0.050438$$

単位天井の加熱 (Kcal/°C差m²) H_β = モルタル加熱 + 断熱材加熱 + コンクリート加熱

$$= \text{モルタル } 1.8 \times 0.2 \times (0.05 + 0) / 2 / 0.245 \times 0.05$$

$$+ \text{断熱材 } 1.5 \times 0.2 \times (0.05 + 0.125) / 2 / 0.245 \times 0.075$$

$$+ \text{コンクリート } 2.2 \times 0.2 \times (0.125 + 0.245) / 2 / 0.245 \times 0.12$$

$$= 0.001837 + 0.008036 + 0.039869 = 0.049742$$

単位床（断熱材含まない）の加熱（ $Kcal/^{\circ}C \cdot m^2$ ） $H_r = \text{コンクリート加熱} + \text{モルタル加熱}$
 $= \text{コンクリート } 2.2 \times 0.2 \times (0.175 + 0) / 2 / 0.225 \times 0.175$
 $+ \text{モルタル } 1.8 \times 0.2 \times (0.175 + 0.225) / 2 / 0.225 \times 0.05$
 $= 0.02994 + 0.016 = 0.04594$

単位床（断熱材含む）の加熱（ $Kcal/^{\circ}C \cdot m^2$ ） $H_r' = \text{コンクリート加熱} + \text{断熱材加熱} + \text{モルタル加熱}$
 $= \text{コンクリート } 2.2 \times 0.2 \times (0.1 + 0) / 2 / 0.225 \times 0.10$
 $+ \text{断熱材 } 1.5 \times 0.2 \times (0.1 + 0.175) / 2 / 0.225 \times 0.075$
 $+ \text{モルタル } 1.8 \times 0.2 \times (0.175 + 0.0225) / 2 / 0.225 \times 0.05$
 $= 0.009778 + 0.01375 + 0.016 = 0.039528$

壁体、扉の加熱 $H_{1c} = (A_2 \cdot H_a + A_3 \cdot H_b + A_4 \cdot H_r + A_5 \cdot H_r' + A_1 \cdot d_1 \cdot C_2 \cdot r_1) (t_3 - t_1) \times 1000 = 4415.8 (t_3 - t_1) = 273,780 Kcal$

ただし、 C_2 ：扉比熱 $=0.2$ ， r_1 ：扉比重 $=0.4 g/cm^3$

1. 4 室内機械の加熱 $H_{1d} = (W_1 \cdot C_3 + W_2 \cdot C_4) (t_3 - t_1)$
 $= 85 (t_3 - t_1) = 5,270 Kcal$

ただし、 C_3 ：アルミ比熱 $=0.2$ C_4 ：鉄比熱 $=0.1$

1. 5 棧木の加熱 $H_{1e} = W_3 \cdot C_5 (t_3 - t_1)$
 $= 90 (t_3 - t_1) = 5,580 Kcal$

ただし、 C_5 ：木材比熱 $=0.3$ ，

1. 6 室内空気の加熱 $H_{1f} = V_1 (i_3 - i_1)$
 $= (53.2 - v) (i_3 - i_1) = 1,881 Kcal$

ただし、 v ：材積 $=3.7 m^3$

1. 7 その他加熱 $H_{1g} = 14,074 Kcal$ （材の上に乘せたコンクリートで別途計算値）

室温上昇に消費される熱量

$$H_1 = H_{1a} + H_{1b} + H_{1c} + H_{1d} + H_{1e} + H_{1f} + H_{1g}$$

$$= 352,066 Kcal$$

2. 給排気筒からの排気で消費される熱量

換気水分量 $W_9 = W_8 + (W_4 - W_5) + (w_3 - w_1) V_1 - R \cdot T_1$
 $= 1,754 kg$

ただし、 R ：定数で壁体や床からしみ出る1時間あたりの水分量（ kg ） $= 446 / 193 = 2.31 kg/hr$ で第Ⅱ章により求めた値。

給排気量 $V_2 = W_9 \cdot v_8 / (w'6 - w'8)$
 $= 34,290 m^3$

給排気筒からの排気で消費される熱量

$$H_2 = (i'6 - i'7) W_9 / (w'6 - w'7)$$

$$= 1,446,664 Kcal$$

給排気筒から排気される熱量は以下に細分される。

2. 1 水分の排気に消費される熱量

$$H_{2a} = W_9 (w'6 \cdot L_6 - w'7 \cdot L_7) / (w'6 - w'7)$$

$$= 1,001,660 Kcal$$

2. 2 換気空気の加熱に消費される熱量

$$H_{2b} = W_9 \{ 0.24 (t_6 - t_7) + 0.46 (w'6 \cdot t_6 - w'7 \cdot t_7) \} / (w'6 - w'7)$$

$$= 445,167 Kcal$$

3. 壁体、扉からの損失

乾燥室で消費される熱量から上記1から3までの熱量を除いた値

$$H3 = H' - H1 - H2 = 974,304 \text{ Kcal}$$

ただし、 H' は乾燥室で消費される熱量

4. 乾燥室で消費される熱量

$$H' = W6(650.9 - 132.9) + W8 \times 650.9 \\ = 2,773,034 \text{ Kcal}$$

132.9は圧力3 kg/cm²の飽和水1 kgあたり熱量

650.9は圧力3 kg/cm²の飽和水蒸気1 kgあたり熱量

5. 発生蒸気熱量

$$H = (W6 + W7 + W8) \times 650.9 = 4,066,823 \text{ Kcal}$$

650.9は圧力3 kg/cm²の飽和水蒸気あたり熱量

II 木材乾燥室で消費される熱量（生材乾燥と材を入れずに加熱した場合の比較）

木材乾燥室の省エネ化を進めるには、まず熱の消費区分ごとに消費割合を求め、省エネ化の対策を見いださなければならない。その消費熱量を求める計算式は前述の通りであるが、次の2点について確認あるいは測定する必要がある。

第1に、先に示した計算方法、測定の方法に過ちや測定誤差が生じていないか確認する必要がある。具体的には、消費熱量について木材の乾燥に消費された熱量と乾燥室の加熱、さらには温湿度維持に消費された熱量を実際に木材を乾燥する場合と、乾燥室だけの加熱との比較で求め、先の計算方法を裏付ける必要がある。

第2に木材乾燥室の消費熱量を測定する場合、室内中の水分の行方を把握することが重要な課題と思われる。特に消費熱量へ木材中の水分蒸発に要する熱量として加算せず、木材中の水分に熱を加えて蒸気に変化させ排気筒から排気する熱量として加算する本試験の方法では、排気筒から排気された水分量を正確に求める必要がある。その値を図-3の式の関係から、壁体や床からのしみ出し水分量を測定することによって求めることとする。

そこで、ブナ生材の乾燥とそれと同一スケジュールで乾燥室を加熱し、それぞれの消費熱量の比較および以後の熱量計算の基礎値となる壁体や床からの水分のしみ出し量を得、さらには消費区分毎の消費割合から省エネの対策を見いだそうとするものである。

1 試 験 方 法

1.1 乾燥装置

乾燥室は第I章の実施例で使用したIF型木材乾燥室（7 m³）で、直径20 cmの排気筒がファンの両側にそれぞれ3個ずつ取り付けられている。

温度は白金抵抗式温度計により測定し、調節は2位置式調節器で、設計温度以下の場合は室内の加熱管内部に蒸気を通し、加熱管からの伝熱により室内温度を上昇させる。

湿度は白金抵抗温度計にガーゼを巻き湿球温度として測定する。調節装置は3位置式調節器で、下部設定温度以下の場合は生蒸気を直接室内に入れ、室内湿度を上昇させる。上部設定温度以上の場合は給排気筒を開き、室内空気を排出することによって室内湿度を低下させる。しかしながら、本試験の場合は両操作を交互に繰り返す無駄を防ぐため、蒸気を室内に入れるのは、湿度を高く設定する初期の温湿度上昇時に限り、以後はダンパーの開閉操作のみで湿度調節した。

使用したボイラーは小型貫流ボイラーで、伝熱面積 4.9 m^2 、燃料はA重油を使用する。

ボイラーで発生した蒸気は蒸気の蒸発熱を有効に利用するため、減圧装置で $3 \text{ kg}/\text{m}^2$ に減圧される。また、温湿度調節バルブまでの配管内で冷却により生じたドレンは蒸気ヘッダー、蒸気トラップを通じて除去され、乾燥室内の加熱管を通して冷却された蒸気はドレンとなり、同様に蒸気トラップを通じて除去される。

1.2 試験方法

試験に用いた乾燥材は厚さ 27 mm のブナ生材で、約 3.5 m^3 (許容材積量の半分) を供試した。乾燥スケジュールは室内に設置した4枚の試験材からの含水率スケジュールにより、初期 $45^\circ\text{C}-3^\circ\text{C}$ 差、終期 70°C として通常の乾燥を実施した。

次の試験では上記スケジュールとまったく同じタイムスケジュールで、材を入れずに乾燥室のみを加熱した。この場合はダンパーを閉じたままにして給排気筒の出入口をビニールシートで完全に覆い、乾燥室内の空気がわずかでも漏れないように注意を払った。このように給排気筒を塞ぐことによって、給水量と排出ドレン量との水分量の差はすべて乾燥室壁体や床からのしみ出しとなる。

測定項目と測定方法は第I章1.2の水分量測定と、第I章2の熱量測定方法により実施した。ただ、ブナ生材の乾燥試験での乾燥室壁体や床からのしみ出し量は乾燥室加熱のみの場合のしみ出し量と同量と仮定し、熱量計算した。

2 結果と考察

表-3に乾燥結果を示す。全乾燥時間は193時間で、そのうちの13%にあたる約25.8時間ダンパーが開いていた。乾燥したブナ生材は辺材部が多く製材直後のため、含水率は乾燥前で102%にも達し、乾燥前後の材重量差

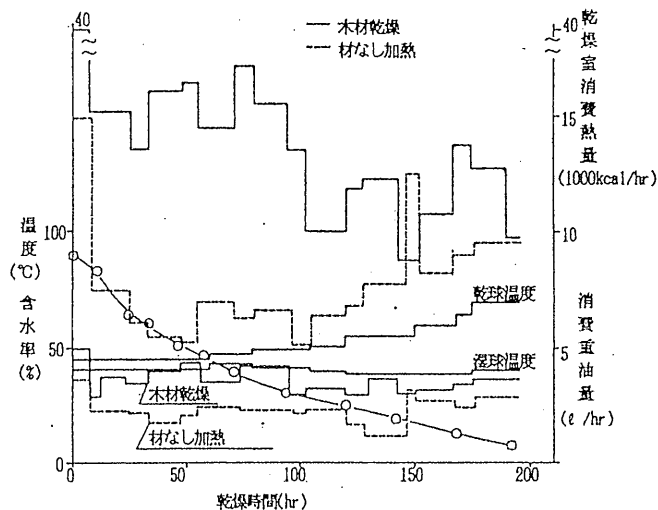


図-7 乾燥経過

表-3 乾燥結果

測定項目	材なし加熱	木材乾燥
全時間 (hr)	193	193
ダンパー開放時間 (hr)	0	25.8
外気温度 (°C)	5.7	7.9
含水率 (%)	乾燥前 乾燥後	102.0 7.2
乾燥材積 (m³)		3.58
乾燥水分量 (Kg)		2107
消費重油量 (ℓ)	437	726

より乾燥水分量は 2,107 kg になった。

図-7に乾燥経過を示した。時間当りの消費重油量と乾燥室の消費熱量を右端のスケールでともに表した。時間当りの乾燥室の消費熱量は、6時間から12時間おきに給水量、室内からのドレン量、室外のドレン量を測定し、それぞれの期間中、式 $H' = W6(650.9 - 132.9) + W8 \times 650.9$ により算出したものである。

乾燥開始直後は乾燥室及び木材の加熱に多量に熱量を消費し、開始後8時間までの平均で、木材乾燥の場合は約 40,000 Kcal/hr、材なし加熱の場合は約 15,000 Kcal/hr 消費される。この差は木材及び材中水分の加熱に要する熱量である。それ以後約 100 時間後まで木材乾燥の場合は 15,000 Kcal、材なし加熱の場合は 6,000 Kcal/でほぼ一定で移している。この期間中室内温度はほぼ一定であり、両者の熱量の差は材中水分を蒸発するに消費される熱量と考えられ、給排気筒からの排気熱量が最も大きくなる期間と考えられる。しだいに含水率が低下してゆくと、材中水分を蒸発させる熱量が不用になり、室内温度が上昇しても消費熱量は減少傾向にある。一方で、材なし加熱の場合は温度上昇とともに消費熱量は上昇してゆく傾向にある。

つまり、生材乾燥の場合、木材乾燥で消費される熱量は乾燥前半に最も多く、温度の高い乾燥後半は逆に少ない。また、乾燥前半は木材の材中水分の蒸発に多く使用され、後半では乾燥室の加熱に多く使用される。これら消費熱量の傾向は消費重油量にも同様に現れる。しかし、これは室外での熱の消費も加わっているため、熱量ほど両者の差は現れていない。

乾燥中全期間の水分の移動量について図-8に示した。材なし加熱の場合は、給水量 3,711 kg に対して室外ドレン量 1,353 kg、室内の加熱管を通して出たドレン量 1,912 kg、残りの 446 kg が生蒸気として室内に入った水分量で、この値が壁体床等からしみ出た水分量となる。木材乾燥の場合も同様に給水量 6,248 kg に対して室外ドレン量 918 kg、室内から出たドレン量 5,239 kg で、残りの 91 kg が生蒸気として室内に入った。生蒸気 91 kg は木材中から蒸発した 2,107 kg とともにその一部が壁体や床からしみ出て、残りが排気筒から排出される。木材乾燥の場合も材なし加熱の場合と同じスケジュールのため、壁体床からのしみ出し量も同量とみなし、446 kg とすれば 1,752 kg が排気筒から排出されていることになる。

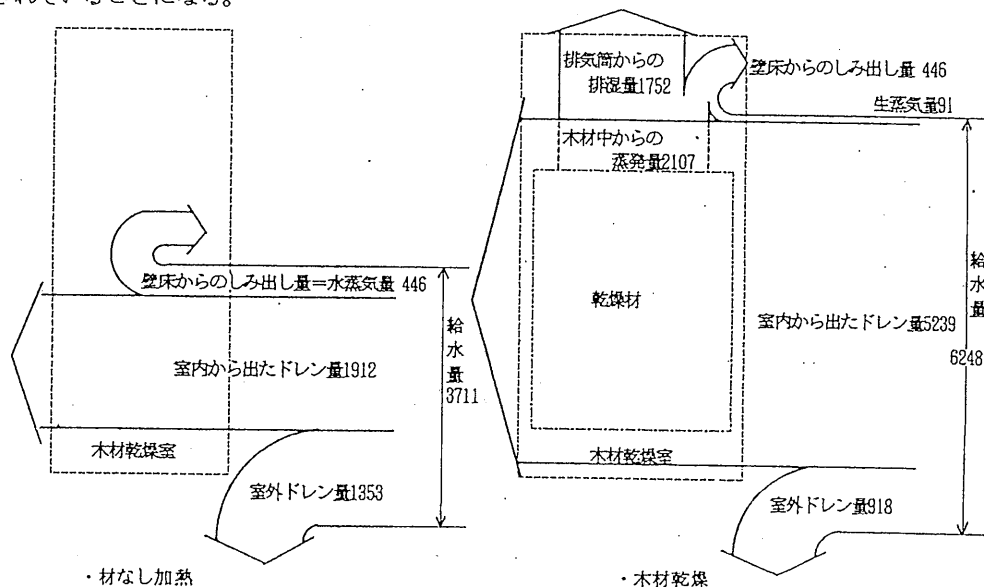
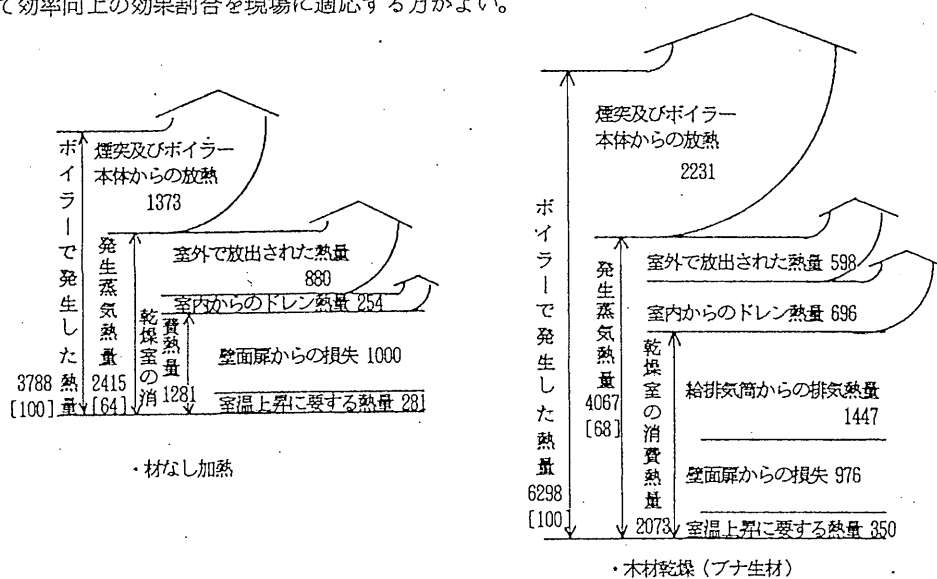


図-8 水分の移動 (kg)

図-9に木材乾燥室の消費熱量について示した。ボイラーで発生した熱量は消費重油量にA重油の比重(0.85)と発生熱量(10,200 Kcal/kg)を掛けて求めたもので、この装置での省エネ効果の最終的な結果を示すものである。発生蒸気熱量は給水量に圧力3 kgの飽和水蒸気熱量(650.9 Kcal/kg)を掛けたもので、ボイラーで発生した熱量に対する比率を通常ボイラー効率という。この値は重油だけで80%、木屑だきの水管式で80%、同じく横煙管式で50%といわれている。⁵⁾この値は、例えばボイラーが一機で乾燥室が数室ある場合などで、蒸気が間断なく消費される場合は高く、乾燥室が一室しかない場合などはボイラー本体からの放熱の割合が多くなるため、ボイラー効率は低くなる傾向にある。本試験の場合は後者で、また小型であることから通常より低く、65%程度となった。

室外で放出された熱量は配管内で冷却されドレンとなった量に絶対圧力3 kgの飽和蒸気のエンタルピー(650.9 Kcal/kg)を掛けて求め、室内からのドレン熱量は室内の加熱管で冷やされたドレン量に絶対圧力3 kgの飽和水のエンタルピー(132.8 Kcal/kg)を掛けて求めた。蒸気発生熱量にこれら2つの熱量を除いた熱量が乾燥室の消費熱量となる。

乾燥室の熱効率の向上とは狭義にはこの乾燥室の消費熱量を減少させることをいうが、この減少が室外で放出する熱量や室内からのドレン量、煙突及びボイラー本体からの放熱量も同時に減少させ、最終的に燃料消費量への減少として影響する。ただ、現場の木材乾燥施設はボイラーの容量や乾燥室の室数などの条件がそれぞれ異なり、実験で使用した施設で重油の消費量がどの程度減ったかを云々いうよりも、実際の蒸気消費量や乾燥室のみで消費された熱量を求め、この値に現場に応じた率を掛けて効率向上の効果割合を現場に適應する方がよい。



[]はボイラーで発生した熱量を100としたときの比率

図-9 木材乾燥室の消費熱量 (1000kcal)

乾燥室の消費熱量の中をさらに分け、以下の3点について確認した。①壁面扉からの損失量は木材乾燥の場合と材なし加熱の場合を同一スケジュールで実施したので両者ともほぼ同じ値となり、この算出及び測定方法の妥当性を示している。②乾燥室の室温上昇の値の差は材温の上昇(材温と乾燥後まで材に残った水分の加熱)に消費された。③給排気筒からの排気熱量はブナ生材の乾燥で、乾燥室容量の約半分をいれた今回の場合でさえも乾燥室の消費熱量2,773,000 Kcalに対して1,447,000 Kcalと、半分以上を占め、この量を減少させることが効率を向上させるための重要なポイントといえる。

また、室外で放出された熱量が材なし加熱の場合に多かったのは生蒸気の取り入れ方の違いが影響していると考えられる。つまり、木材乾燥の場合、生蒸気は初期の温湿度上昇時にのみ必要で、以後は材中水分の蒸発により乾燥室内の温湿度条件が保たれているため、蒸気バルブを停止している。一方乾燥室加熱の場合、木材乾燥の場合と同じ温湿度条件に設定するには、常時蒸気が必要で、蒸気バルブを開けておかねばならない。本試験に用いた装置はヘッダーが2ヶ所あり、蒸気バルブより乾燥室側にあるヘッダー部分での冷却が両者の室外で放出された熱量の違いに現れたと考えられる。

Ⅲ 熱交換器を使用した熱効率向上化への試み

第Ⅱ章で実施したI F型蒸気式乾燥室の消費熱量配分を見ると、木材中から蒸発した水蒸気が室内の加熱空気とともに給排気筒から排気され、消費される熱量は、乾燥室で消費された熱量のうちの過半を占めている。乾燥室全体の熱効率を向上させるには壁体の断熱なども重要であるが、本試験では、これら過半を占めている給排気筒から排気された熱量に着目し、これを減少することによる熱効率向上を試みた。

本章では、給排気筒部分に簡易な熱交換器を設置して、排気される熱量を給気の加熱に利用して熱効率向上を図った。

1 試 験 方 法

1.1 熱交換器について

熱伝導とは一般に、ある仕切板を隔てて両側の温度の異なる液体あるいは気体の熱が高温側から低温側へ伝わることをいう。この熱伝導を図-10のように気体の流れと組み合わせることによって、初めて一般的な熱交換器の概念に近づくことができる。室内から出て行く側の環気の高温空気の熱は室内に入ってくる側の外気の低温空気に仕切板を通して移動し、給気として室内に入る。すなわち環気側の熱は給気側へ熱交換されたことになる。

一般に熱交換とはいっても移動する熱のとらえ方の違いにより区分される。(図-11) 温度交換とは仕切板を隔てた温度だけの移動で、単位は $^{\circ}\text{C}$ 、顕熱交換ともいう。湿度交換とは水蒸気を通す仕切板を使用した場合の水蒸気の移動で、単位は kg/kg' 、潜熱交換ともいう。この両者を合わせ全熱交換といい、単位は kcal/kg' である。しかしながらこの区分方法は湿度の移動も前提にした方法で、

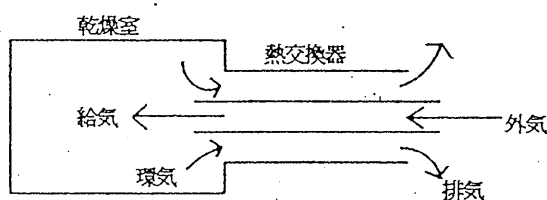


図-10 熱交換器の例

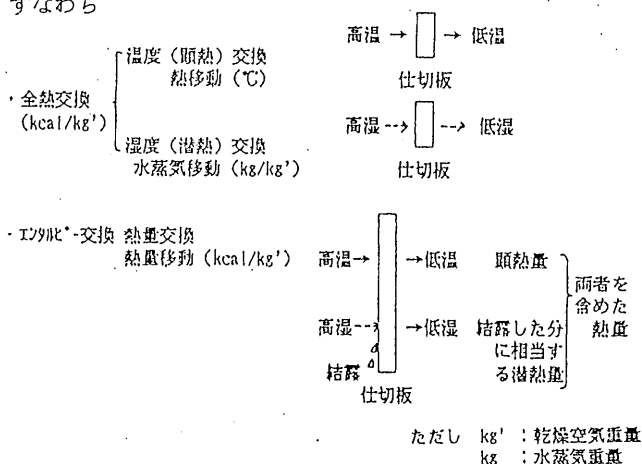


図-11 熱交換の区分

湿度を除くという乾燥室排気筒の交換器の熱量計算には向かない。必要なのは外気として入った空気に含まれる熱量を熱交換でどれだけ上げるかということである。

そこで次に示すのが、蒸気を通さない仕切板を想定し、熱量の移動としてとらえた熱量交換（エンタルピー交換）である。単位は（Kcal/kg）で全熱交換と同じであるが、全熱交換は水蒸気を仕切板を通してそのまま水蒸気として移動させることをいうのに対し、熱量交換では水蒸気移動はしないが、高温高湿側で結露が生じた場合はその凝固熱（潜熱）を含めて算出することができる。

熱交換器の能力を示すものが交換効率で、メーカー技術資料⁶⁾⁷⁾に基づき、図-10に示すように熱交換器前後の4ヶ所をそれぞれ、室内に入る側では交換器通過前を外気、交換器通過後を吸気、室内から出る側では交換器通過前を環気、交換器通過後を排気と名称を付し、表-4に示すように交換効率を算出する。また、給気側交換効率のほかに排気側交換効率があるが、一般に交換効率とは給気側の交換効率をいう。

表-4 熱交換効率の算出方法

室内側空気（環気）の温度、エンタルピーをそれぞれ t_{ra} 、 i_{ra}
 室外側空気（外気）の状態をそれぞれ t_{oa} 、 i_{oa} とし、交換器を通過した後、
 室内へ供給される空気（給気）の状態を t_{sa} 、 i_{sa} とすれば各々の交換効率は
 下記の計算式により算出できる。

区 分	給 気 側 交 換 効 率	
温度交換効率	$\eta_t = \frac{t_{oa} - t_{sa}}{t_{oa} - t_{ra}}$	ただし t_{oa} : 外気の乾球温度 t_{sa} : 給気の乾球温度 t_{ra} : 環気の乾球温度
エンタルピー交換効率	$\eta_i = \frac{i_{oa} - i_{sa}}{i_{oa} - i_{ra}}$	ただし i_{oa} : 外気のエンタルピー i_{sa} : 給気のエンタルピー i_{ra} : 環気のエンタルピー

1. 2 乾燥装置

乾燥室は第1章で使用した乾燥室を使用した。熱交換器は図-12に示す交差式プレート型熱交換器でプラスチック製の市販機種を使用した。なお使用した熱交換器のメーカー特性表を表-5に示す。7)

接続方法は、乾燥室天井にある給排気それぞれ3個、合計6個の給排気筒を、給気排気毎にそれぞれ1つのダクトにまとめ、図-13のように給排気が交差するように設置し、さらに熱交換器の圧損失を補うため、給排気部分それぞれ、熱交換器に対して吸い込み側にシロッコファンを設置した。通常、乾燥材の含水率分布を一定にする目的で内部送風を正逆転できるようにしてあるが、今回は熱交換器の設置のため逆転しないように設定した。

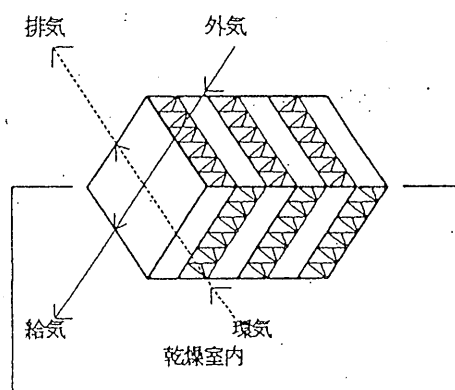


図-12 交差式プレート型熱交換器

また、乾燥室内から熱交換器までのダクト中での放熱を防ぐためにダクトにグラスウール断熱材を、さらに、熱交換器自体からの放熱を最小限にするため、熱交換器に発泡スチロール断熱材（3 cm厚）を覆った。

1. 3 試験方法

まず第1に、熱交換器の特性を知るため、乾燥室内温湿度条件を種々設定し、ダンパーが開いた時の交換器前後の温湿度を測定した。

測定は外気と排気については乾球温度のみ、吸気と環気については乾球温度と湿球温度を測定した。測定位置は熱交換器にできるだけ近い部分とし、シロッコファンを設置した部分についてはファンと交換器の間で測定した。乾球温度

の測定は白金抵抗式温度計を感熱部がダクトの中央になるようにダクト上部の穴から挿入した。湿球温度は乾球温度計よりも風下側に設定してダクト上部と下部に穴を開け、上からガーゼを巻いた抵抗式温度計を挿入した後、下部の穴にガーゼを通し、ダクト外下部の水槽から水を補給した。なお算出は、まず測定値からダンパーを開いた時の平均的な乾球および湿球温度を求め、乾球温度から熱交換器前後の熱量を求めた。

次に、実際の乾燥での熱交換器による効果を調べるため、まず27 mm厚ブナ天然乾燥材約6 m³を乾燥し、熱交換器を設置していない場合とで比較した。さらに同じく、27 mm厚タモ生材約6 m³の乾燥を熱交換器を設置した場合のみ実施した。測定項目は上記の熱交換器前後の温湿度測定以外は第1章の場合と同様で、給排気筒からの排気熱量の減少量について比較検討した。

2 結果と考察

2. 1 熱交換器の熱効率

熱交換器の交換効率は表-5に示すとおり処理風量によって変動する。内部送風気からの風圧のみでは交換器に必要な風量が得られないためシロッコファンを設置したが、設置後にダクトから出るときの風量をアネモマスター風速計で測定したところ、熱交換器内で結露しない状態で平均900 m³/hであった。

まず、想定される代表的な条件別の例を表-6に示した。各条件別の温度交換効率をメーカー特性表の値と照らし合わせると、結露しないA、B条件でともに58%前後となり、処理風量900 m³/hからメーカー特性値と一致した。しかし、結露したC条件では12%程度高い温度交換効率になった。このようにC条件の高い温度交換効率は温度だけでは説明できず、熱量としてとらえなければならない。また、利用しようとする乾燥室の排気熱は蒸発潜熱を多量に含み、C条件の例が多く、その潜熱を利用することが目的であるからして、交換効率は給気側のエンタルピー交換効率についての特性を求めることが必要である。

表-5 使用した熱交換器メーカー特性表

処理風量 (m ³ /h)	500	1000	1500
温度交換効率 (%)	65	54	45
静圧損失 (mm A g)	5	12	23

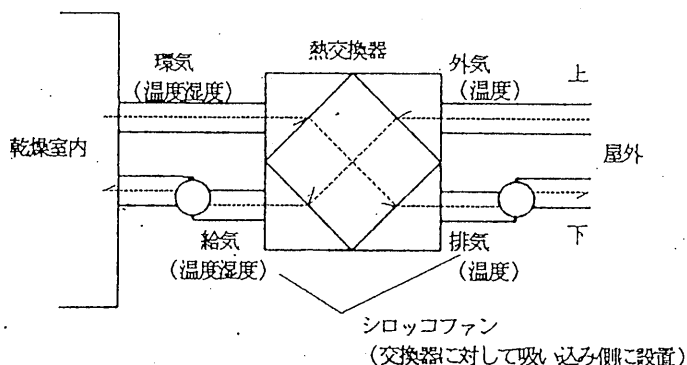


図-13 熱交換器の設置方法と温湿度測定位置

表-6 条件別熱交換例

(乾燥空気 1 kg 当り)

条件別 各測定値	A		B		C	
	エンタルピー(kcal)	温度(℃)	エンタルピー(kcal)	温度(℃)	エンタルピー(kcal)	温度(℃)
外 気	12.92	24.0	8.81	15.5	9.62	16.0
給 気	18.18	46.0	15.27	42.5	15.73	41.5
環 気	20.59	62.0	29.96	61.5	48.44	52.0
排 気	15.57	41.0	24.14	37.0	41.52	41.5
ドレン(kg)	0		0		0.0075	
交換効率	68.6	57.9	30.5	58.7	15.7	70.8

そこで、表-6の各条件の測定値を含めて、図-14に給気側のエンタルピー交換効率と環気の水蒸気重量との関係を示した。図-14の各測定値は3時間程度同一温湿度を保ったときの値の平均値で、それぞれ外気温度は6℃-24℃、排気温度は30℃-41℃、環気温度は49℃-68℃の範囲内にある。また、熱交換器内排気側の結露の発生状況を計算値で求め、結露のあり、なしを区分して表示した。

表-4式中の環気のエンタルピー i_{ra} は水蒸気の蒸発潜熱を含んでいて、交換効率と水蒸気重量とは逆数の関係にあることから、図-14では当然環気の水蒸気重量が増えれば給気側エンタルピー交換効率は下がる結果となる。ただ、注目すべきことは交換器内で結露が生じた場合は給気側エンタルピー交換効率は高くても20%程度ということである。このことは蒸気を通さない仕切板のいわゆる顕熱交換器では、一方の空気の蒸発潜熱を他方の空気の温度上昇に効率よく交換することがいかにむずかしいかを示している。

また、この交換器の特性として給気側の温度が必ずしも排気側の温度と同じではないことに注意しなければならない。表-6のA、B条件とも給気側のほうが排気側に比べて5℃高い一方で、結露を生じたC条件では同一温度になっている。この理由として考えられるのは交換部分がプラスチック製であるため熱伝導率が小さく交換器内に温度差が生じたためと思われる。結露が生じた場合には、結露水により交換器内の熱伝導がよくなるため、差がなくなったものと思われる。

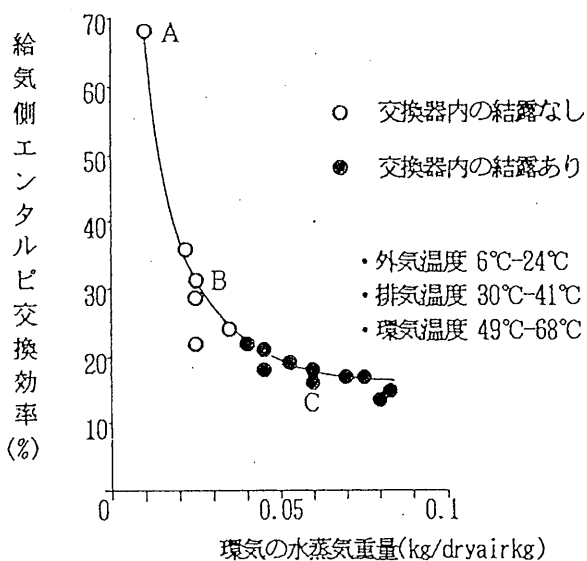


図-14 環気の水蒸気重量による交換効率の変化

表-7 プナ天乾材の乾燥結果

測定項目		交換器設置乾燥	通常乾燥
全乾燥時間 (hr)		53	47
ダンパー開放時間 (hr)		10.1	10.8
屋外温度 (°C)		10.0	9.6
含水率 (%)	乾燥前	19.1	18.9
	乾燥後	6.5	6.4
乾燥材積 (m³)		6.1	5.3
乾燥水分量 (kg)		460	395
消費重油量 (ℓ)		248	227
蒸気消費量 (kg)		2222	2060
蒸気消費量 (kg/乾燥水分1kg)		4.83	5.21
ボイラー効率 (%)		61.2	62.2

2.2 プナ天乾材乾燥時における熱交換器の効果

乾燥結果を表-7に、乾燥経過を図-15に示す。比較に使用した通常乾燥は他の試験で使用した結果のため、スケジュールや乾燥材積、乾燥時間が若干異なるが、乾燥前後の含水率はほぼ同じで、交換器設置の効果を両者で比較した。

まず、効果を蒸気消費量で比較してみると、全体量では交換器を設置の方が材積および乾燥水分量が多いため蒸気消費量も多くなっているが、乾燥水分量当りの蒸気消費量では通常乾燥では5.21kgに対して交換器設置乾燥では4.83kgで、 $1-4.83/5.21=0.07$ となり、7%程度の蒸気節約効果が現れている。

天乾材の場合も、乾燥初期の温度上昇時に初期湿度条件を維持するため生蒸気を短時間であるが、室内にいた。その蒸気も含めて材中の水分が排気筒から排出される時間の分布とそのときの交換器前後の温度を図-15に併せて載せた。ダンパーが開いている時の時間分布は材中水分の蒸発速度の大きい比較

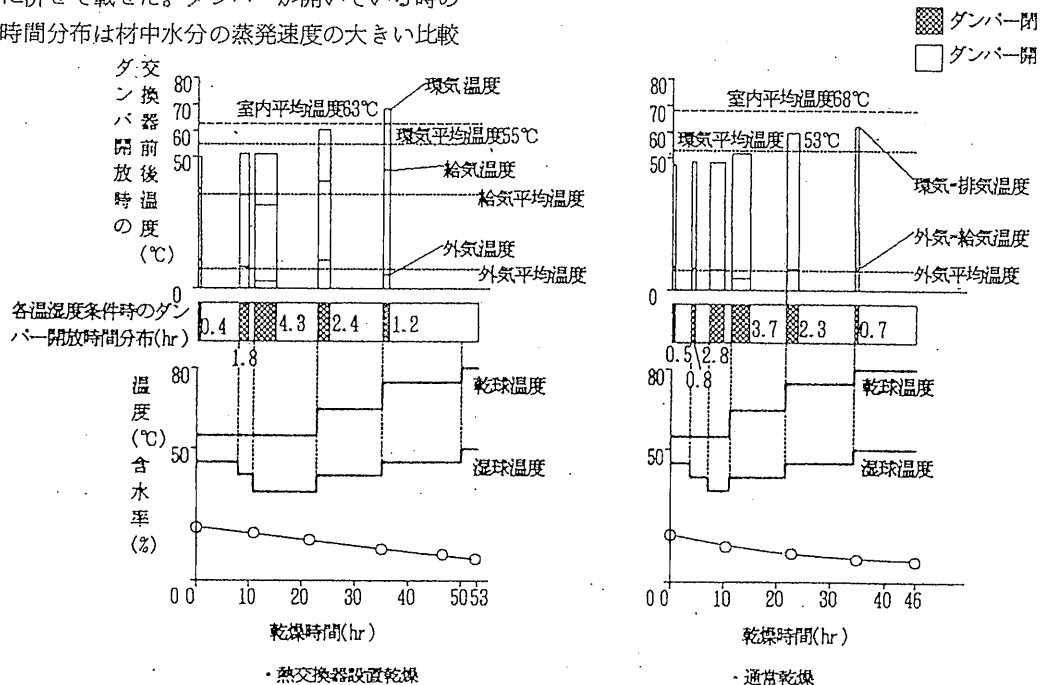


図-15 乾燥経過

的乾燥初期に多いため、ダンパーの開いている時の平均的な環気温度は室内の平均温度 63°C より低く、 55°C 前後の値になり、熱交換された給気温度は外気温より 30°C 上昇している。

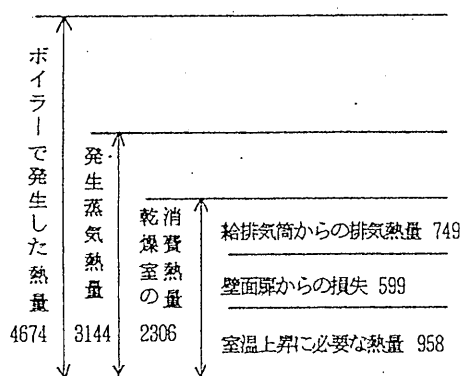
熱交換器前後の変換効率を表-8に示す。天乾材の乾燥で、排気空気は比較的湿度の低い空気であったが、温度交換効率 62.4% に対し、エンタルピー交換効率は 25.2% となった。

図-16に前述の熱量測定方法により求めた木材乾燥室の消費熱量を蒸発水分 1kg 当りに換算して表示した。乾燥室の消費熱量の両者の差のほとんどが給排気筒からの排気熱量の差であり、その差 267 ($1016 - 749 = 267$) は通常乾燥の熱量の 26.3% ($267/1016 = 26.3\%$) にあたり、交換器のエンタルピー交換効率 25.2% と同じ意味の値である。

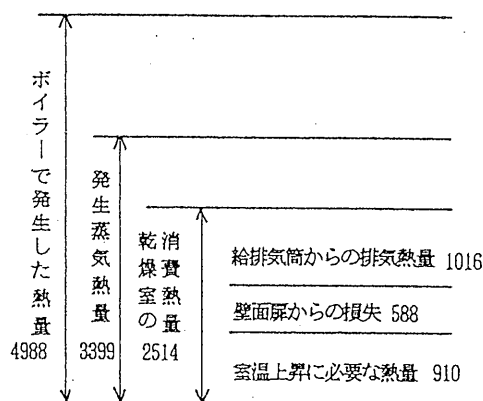
また、通常乾燥では乾燥室の消費熱量に対する給排気筒からの排気熱量の比は 40.4% ($1016/2514 = 0.404$) で、熱交換器による乾燥室の消費熱量の効果は熱交換器前後の変換効率から求めると 10.2% ($0.252 \times 0.404 = 0.102$) となった。

表-8 プナ天乾材乾燥時の熱交換による交換効率
(乾燥空気 1kg 当り)

区 分	エンタルピー (cal)	温度 ($^{\circ}\text{C}$)
外 気	4.2 6	6.8
給 気	1.5 2	37.1
環 気	33.0 2	55.4
排 気	28.1 1	34.7
ド レ ン (kg)	0	
給気側交換効率 (%)	25.2	62.4



・熱交換器設置乾燥



・通常乾燥

図-16 木材乾燥室の消費熱量 (プナ天乾材) (kcal/蒸発水分 1kg)

2.3 タモ生材乾燥時における熱交換器の効果

生材乾燥の例としてタモ材の乾燥結果を表-9に示す。樹種が違いため、プナ材と単純には比較できないが、生材では排気空気中の水分量が多いことによる熱交換器の変換効率への影響や給排気筒からの排気熱量の乾燥室の消費熱量に対する比率への影響について検討した。

乾燥経過をダンパー開放時間分布とともに図-17に示す。ダンパーの開放時間は試験材含水率が30%程度になるまでの初期乾球温度一定期間中に全体の66%を占め、同期間中の含水率減少量とほぼ一致する。また、環気平均温度も初期乾球温度に大きく影響し、室内平均温度58℃に対し54℃となる。前述ブナの場合と比較すると、室内平均温度に5℃の差があるのに環気温度ではほとんど変わらないのは初期乾球温度の期間中のダンパー開放時間の総開放時間に対する割合がほぼ同じ63%であることと、ダンパーからダクトを通る間に熱が逃げ、比較的乾燥した環気のブナ天乾材では、湿度が高く潜熱を多くもつタモ生材に比べ温度低下が大きいことが影響していると考えられる。

給気温度は外気温度に左右され、ブナ天乾材と同様に外気温度プラス3.0℃前後で推移している。

熱交換器前後の変換効率を表-10に示す。生材乾燥のため、排気空気は湿度が高くドレンが発生して、温度交換効率66.3%に対しエンタルピー交換効率は17.01%と天乾材の場合に比較して低くなった。

木材乾燥の消費熱量を蒸発水分1kgに換算して図-18に示す。ブナ天乾材に比べて全体の消費熱量が多くても除する乾燥水分量が多いため、逆に低い値になっている。発生蒸気熱量のボイラーで発生した熱量に対する比(ボイラー効率)は65%で、ブナ生材、天乾材よりも多少高いのは乾燥材材積量が多くボイラーの稼働率が高かったためと思われる。

乾燥室の消費熱量の割合では、給排気筒からの排気熱量は47%で前述の熱交換器を設置した場合の値30%より高い。タモ材では通常乾燥を実施しなかったため、熱交換器の交換効率から逆に交換器を設置しなかった場合の熱量を求めると、 $(615 / (1 - 0.17)) = 741$ 741kcalとなった。給排気筒からの排気熱量の割合は $(741 / (741 + 461 + 241)) = 0.51$ 51%で、同じく前述の通常の場合の値41%よりも高い。

熱交換器による乾燥室の消費熱量の効果は

表-9 タモ生材の乾燥結果

測定項目		測定値
全乾燥時間 (hr)		126
ダンパー開放時間 (hr)		25.7
室外温度 (℃)		12.5
含水率 (%)	乾燥前	71.5
	乾燥後	7.0
乾燥材積 (m ³)		5.7
蒸発水分量 (kg)		1550
消費重油量 (ℓ)		500
蒸気消費量 (kg)		4352
蒸気消費量 (kg/乾燥水分kg)		2.81
ボイラー効率 (%)		65.8

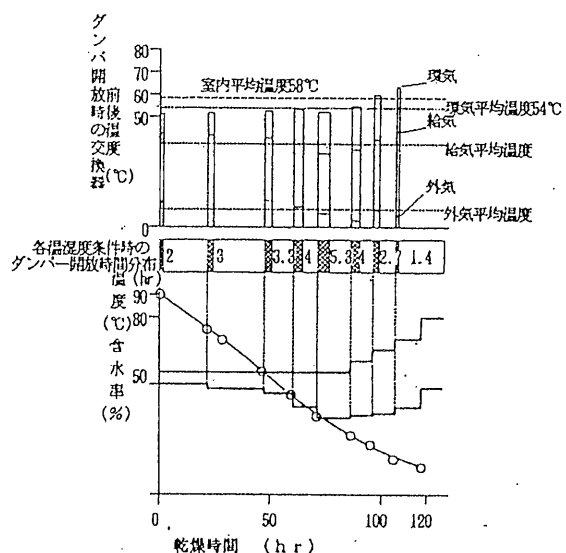


図-17 タモ材乾燥経過

表-10 タモ生材乾燥時の熱交換による交換効率 (乾燥空気1kg当り)

区分	エンタルピー (kcal)	温度 (℃)
外気	4.79	7.6
給気	12.19	38.5
環気	48.29	54.2
排気	30.69	35.4
ドレン	0.79	35.4
ドレン (kg)		0.022
給気側交換効率 (%)		17.01
		66.3

比較試験がないので直接的には求められないが、熱交換器前後の変換効率から求めると熱交換器による乾燥室の消費熱量の効果は $(0.51 \times 0.17 = 0.087)$ 8.7%となる。

このように、熱交換器の効率に給排気筒からの排気熱量の乾燥室の消費熱量に対する割合を掛けたものが交換器の効果割合となる。その結果、①天乾材の場合は環気温度が低くて熱交換効率が高いが、給排気筒からの排気熱量の乾燥室の消費熱量に対する割合が低く10%程度となり、②生材の場合は給排気筒からの排気熱量の乾燥室の消費熱量に対する割合が高くなるものの、環気温度が高く熱交換効率が低くなり、9%程度になった。

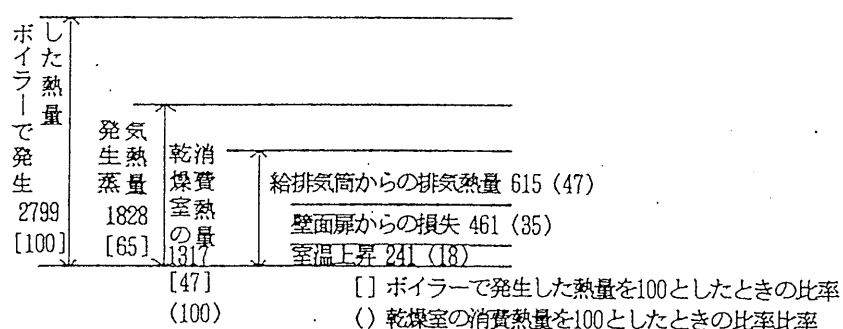


図-18 木材乾燥室の消費熱量(タモ生材) (kcal/蒸発水分1kg)

Ⅳ 除湿機と熱交換器を使用した熱効率向上への試み

熱交換器の交換効率が生材で特に低い理由は給排気筒からの排気中の蒸発潜熱の割合が多いため、使用した熱交換器ではこれ以上の蒸発潜熱を回収することはむずかしい。一方、交換器からの排気熱にはまだかなりの蒸発潜熱を含んでいるため、これらの熱量を更に効率よく回収するためには他の方法を用いなければならない。

いいかえれば、熱交換部分が仕切板を通し高温部から低温部へ熱を運ぶ顕熱型交換方式では、交換器の熱伝導がよければ、高温部から低温部へ熱が運ばれ両者の温度が一定になったところで熱移動は生じなくなるわけで、排気温度は給気温度以下にはならず排気に含まれる蒸発潜熱もほとんど回収されずに排出され、給気温度は排気温度以上には上昇しない。それをより以上に回収するためには環気の接触する部分(吸熱器)を給気温度以下にしなければならず、その熱を送り込むためには外気の接触する部分(放熱器)を排気温度以上にしなければならない。

つまり、環気部分にはより低い温度の吸熱器を、外気部分には高い温度の放熱器を備えるヒートポンプ方式の熱交換器が必要である。それをさらに進めて、室内に低温の結露部分をもち、結露した水分のみ排出して、結露し発生する凝縮熱を室内に保持する型のヒートポンプ方式では排気の必要がなく排気による熱量の損失がゼロになると考えられる。

木材除湿乾燥機として除湿機は多く利用されているが、利用される理由はおもにボイラーの不用なことや操作の手軽さ、設備コスト面での有利性である。さらにその特徴である省エネ性に注目し、既設のI F型蒸気加熱乾燥室に設置し、熱交換器とともに熱効率向上を試みた。

I 試 験 方 法

1. 1 除湿機について

木材乾燥用除湿機については除湿乾燥機が数多く販売されて、その原理、特徴、問題点についても多く発表され、整理されている。8)9)10)11)12)

「水蒸気を多く含んだ空気を冷却し、水蒸気を凝縮させ水として除き、その熱を空気の再加熱に利用し、使用した動力から生じた熱は乾燥室の温度上昇にあてる。」という原理は合理的であるが、実際に木材乾燥室として利用する場合、問題点も多くある。その一つは外気温度が低い場合初期の材温上昇に時間がかかることであり、もう一つは乾燥末期では室内湿度が低下し、除湿機の蒸発部温度を少々下げても空気中の水蒸気は凝結しなく乾燥時間がかかることである。これらの問題点を解決するためにヒートポンプによって外部から熱を取り込む方法が考えられるが、外部温度が低い場合は蒸発器が氷結するなどの不都合が生じる。そこで、確実な方法として蒸気加熱との併用を採用している例も多い。

このように、除湿乾燥の欠点を補いより高度化するとしだいに蒸気加熱式乾燥装置に近づく傾向がある。それとは逆に従来の既設の蒸気加熱式乾燥室に除湿器を設置し、除湿乾燥の利点を合わせ持つことも考えられてしかるべきである。特に消費エネルギーの大半は比較的低温の乾燥前半時の排気熱であることから、乾燥前半だけ(初期温湿度上昇時は除く)除湿機による除湿乾燥をすれば省エネ効果は大きいと推察される。

1. 2 乾燥装置

前章までの乾燥室内に帆用除湿乾燥機2台(オリオンRFB-1500、圧縮器1.5kW、送風機85W、日立スポット式エアコンSR-403F、圧縮器1.1kW、送風機250W)を設置した。

1. 3 試験方法

厚さ27mmのブナ材を2度に分けて同材積(3.5m³)乾燥した。1回は通常の乾燥で、第I章に使用した試験である。もう1回は上記除湿機2台と第III章で使用した熱交換器を設置して乾燥し、(以下機器設置乾燥という)両者の消費熱量及び乾燥経費を比較検討した。

機器設置乾燥では通常乾燥と同じく蒸気によって乾燥室を初期温湿度に保った後に除湿機を稼働させた。稼働期間は試験材含水率が30%程度になるまでで、乾燥スケジュールにて乾球温度条件を上げる前までとした。その間ダンパーは閉じ、除湿機による除湿によって、蒸発水分を除去した。除湿機からの除湿水分は室外のタンクにため、適宜水分量を測定した。除湿機は停止後乾燥後期の温度上昇によるトラブルを防ぐために室外に移動した。移動に際しては室内の熱気が逃げないように扉にシートをかぶせるなどして慎重におこなった。

以後の蒸発水分除去は熱交換器を通した給排気筒からの排湿に替えた。

乾燥スケジュールは一般のブナ乾燥スケジュール(初期45℃-3℃差、終期70℃)で、2回とも同一時間、同一スケジュールとした。

なお、測定項目は除湿水分量、除湿機電力以外すべてIII章と同様である。

2 結 果 と 考 察

2. 1 試験結果

図-19に2回の乾燥経過を重ねて示した。両者とも193時間乾燥し、機器設置乾燥では除湿機を蒸気による温度上昇が完了した3時間後から試験材含水率が30%になるまでの120時間稼働さ

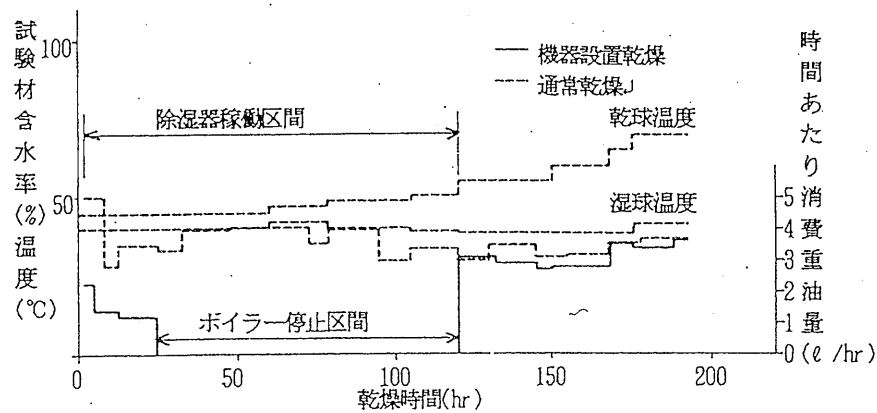


図-19 乾燥経過

せた。なお、この間はダンパーを閉じ、通常はダンパーに連動している湿球温度調節器を除湿機のON-OFF操作に連動させた。

除湿機が稼働し始めると、除湿機内の吸熱部で生じた凝縮熱により、ボイラーからの蒸気供給量が次第に減少し、開始後24時間で全く停止した。実際には蒸気供給停止後もボイラー運転をしているが、その間の蒸気は必要ないので以後の熱量計算等では除いている。

一方、除湿機は稼働期間中一度も停止しなかったが、これは乾燥材の蒸発水分量に対して除湿能力が少なかったことと、除湿することによって除湿機動力から生じた熱量分が壁体からの放熱量を上回り、室内湿球温度が低下するよりも乾球温度が上昇する傾向にあったためと思われる。ただ、試験材の含水率減少速度で見ると、若干除湿能力不足で乾燥速度が低下しているが、通常乾燥と比較してそれほど大きな差はなく、十分比較することが可能と思われる。

表-11に機器設置乾燥と通常乾燥を比較して結果を示した。両者の実験は第1回の乾燥終了から次の開始までの間を1週間としたが、季節の変わり目で乾燥期間中の屋外平均温度に約5℃の差が生じた。また、両者とも乾燥材積がほとんど同一であるのに乾燥水分量に201kgの差が生じたのは乾燥前の含水率に約10%の差があるためである。

表-11 乾燥結果

測定値		機器設置乾燥	通常乾燥
全乾燥時間 (hr)		193	193
ダンパー開放時間 (hr)		5.6	25.8
除湿器稼働時間 (hr)		120	0
屋外平均温度 (°C)		12.7	7.9
含水率 (%)	乾燥前	92.5	102.1
	乾燥後	7.5	7.2
乾燥材積 (m ³)		3.62	3.58
生蒸気量 (kg)		91	107
乾燥水分量 (kg)		1906	2107
除湿水分量 (kg)		963	0
蒸気排出水分量 (kg)		604	1752
壁体からのしみ出し量 (kg)		446	446
除湿器電力消費量 (kWh)		342	0
消費蒸気量 (kg)		2679	6248
消費重油量 (ℓ)		290	726

図-20に乾燥水分量と除湿量、給排気筒からの排出水分量、壁体や床からのしみ出し量の関係を示した。乾燥室内の水分の供給は材中の蒸発水分量と乾燥室初期の温湿度設定のために入れた生蒸気量で、消費は給排気筒からの排湿量と壁床からのしみ出し量、除湿機を使用した場合、除湿量とに分かれる。壁床からのしみ出し量は第1章で求めた値を使用し、446kgとした。通常乾燥ではその残りが給排気筒からの排湿量で1,752kgに対し、機器設置乾燥では除湿機による除湿量は蒸発水分量の約半分の963kgとなり、給排気筒からの排湿量と加算した量に対する比率は $(963/(963+604))=0.61$ 61%で、表-1.1の乾燥前含水率から含水率4.0%程度まで除湿機により除湿した計算となる。

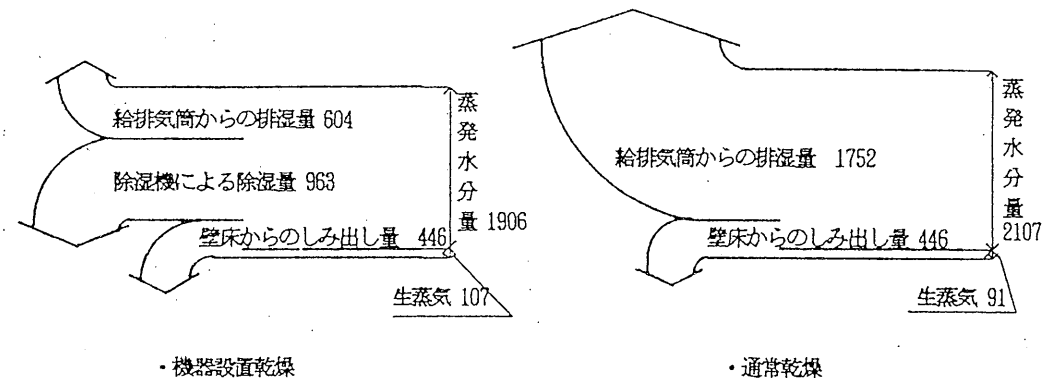


図-20 乾燥室内の水分移動 (kg)

表-1.2に給排気筒からの排気熱量内訳と回収熱量について示す。乾燥水分1kg当りの給排気筒からの排気熱量は機器設置乾燥では通常に比べてほぼ $\frac{1}{3}$ になっている。 $(220/687)$ 熱交換器による効果は交換器を乾燥後期の低湿度状態で使用したため、交換効率25.6%で、回収熱量は76Kcalとなった。除湿機による効果は両者の比較で391Kcal、除湿水分量にその蒸発潜熱量560Kcalを掛けた値で378Kcalの節約となった。このように、給排気筒からの排気熱量を除湿機によりほぼ45%に減少し、 $((1-378/687)=0.45)$ そのうちの25%を熱交換器で回収して、最終的にはほぼ $\frac{1}{3}$ にまで減少した。

表-1.2 給排気筒からの排気熱量内訳と回収熱量

		(Kcal/乾燥水分1kg当り)		
所要熱量の種類	乾燥方法	機器設置乾燥	通常乾燥	備考
給排気筒からの排気熱量		220	687	
	換気空気(乾燥空気)の加熱	40	211	
	蒸発潜熱の排気	180	476	
熱交換器による回収熱量		76		
除湿器による節約熱量		(378) 391		(除湿水分量×560=283) 476-180=296 211-76-40=95
	節約した蒸気潜熱量	(283) 296		
	節約した乾燥空気熱量	95		

図-21に乾燥室の消費熱量を比較して示した。機器設置乾燥ではボイラーで発生した熱量に除湿機運転時に発生する動力熱を加えて供給側熱量とした。機器設置乾燥は通常乾燥に比べて消費側では給排気筒からの排気熱量が約 $\frac{1}{3}$ になりその分だけ減る計算となるが、屋外温度の差が影響してか壁面扉からの損失量も90kcal減少し、乾燥室の消費熱量では約550kcal(1316-769=547)少なく、42% $((1316-769)/1316=0.42)$ の消費節約が認められた。

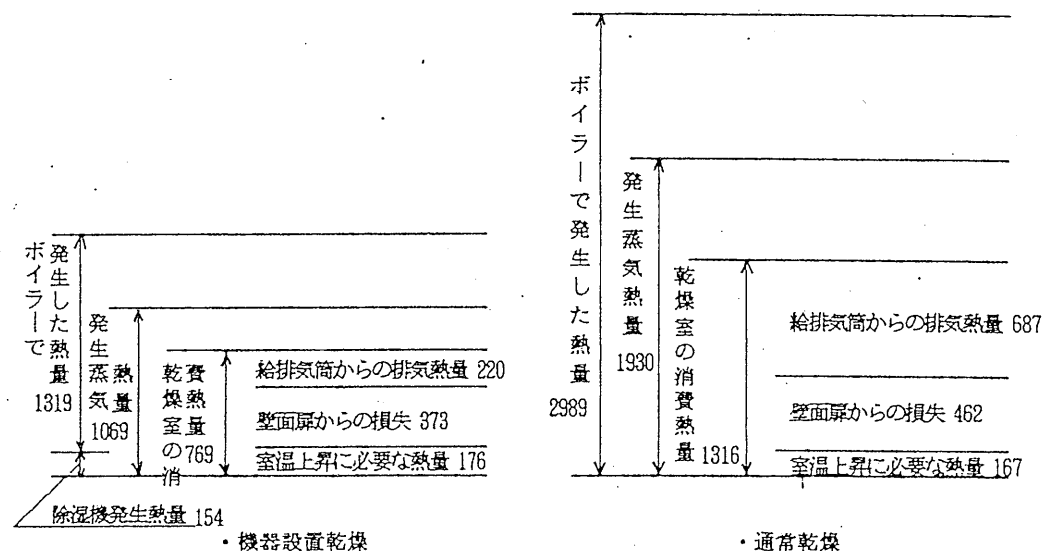


図-21 木材乾燥室の消費熱量（ブナ生材）（kcal/蒸発水分1kg）

2.2. 乾燥経費の試算

表-13に乾燥経費内訳を示す。これは試験の一例であって運転経費のみであるが、乾燥1kgにつき約6円の節約(17.25-11.24=6.01)となる。普及している乾燥室の例として11.7m²で70%の生材を乾燥した場合は、乾燥水分量11.7×0.6×10×(70-10)=4,212kg、4,212×17.25=72,657円、4,212×6.01=25,314円より1回につき通常乾燥で72,657円かかるのに対し、25,314円の節約となる。

表-13 乾燥経費内訳

(乾燥水分1kg当り)

	機器設置乾燥	通常乾燥	備 考
消費重油量 (ℓ)	0.152	0.345	
(円)	7.60	17.25	消費重油量×50円/ℓ
除湿器消費電力 (kWh)	0.179	0	
(円)	3.58	0	消費重油量×20円/kWh
排気ファン消費電力(kWh)	0.003	0	
(円)	0.06	0	消費重油量×20円/kWh
経費合計 (円)	11.24	17.25	

この試験で行った乾燥装置は一室に対して1つのボイラーで蒸気を供給していることや使用したボイラーが小型であること、燃料に重油を使用していることから、大量に乾燥を実施している現場には適用できない。そこで、次に大量に生産している現場に対応した試算例を図-14に示す。試算に使用したのは乾燥水分1kg当りの消費蒸気量で、一般に多く普及している木屑ボイラーを使用し、ボイラー効率80%とした場合の経費の試算である。これによれば、機器設置による節約木屑量は0.5kgに対し、機器の運転経費は3.64円で、木屑価格が7.28円/kg以上でなければ機器設置による省コスト化は望めない結果になった。

しかしながら、最近木質資源の有効利用化が図られていることを考え合わせると今後の木屑価格の変動には不安定要因が多いと思われる。今後の電力価格と木屑価格の変動動向をみて、検討すべきであろう。

表-14 木屑ボイラーでの燃料経費の試算

区 分	機 器 設 置	通 常	備 考
蒸 気 消 費 量 (kg)	1.41	2.97	
木屑ボイラーを使用した場合の消費木屑量 (kg)	0.452	0.952	注1
木屑価格7.28円/kgとした場合の消費木屑金額(円)	3.29	6.93	注2
除湿機及びファンの電力料金(円)	3.64	0	
経 費 合 計 (円)	6.93	6.93	

注1) ボイラー効率80%、木屑の発熱量2,500kcal/kg(含水率50%、生材比重0.72)、給給水温度10℃としたとき

$$\text{消費木屑量 (kg)} = \frac{\text{蒸気消費量} \times (650.9 - 10)}{0.8 \times 2500}$$

$$\text{注2) } \frac{\text{除湿機及びファンの電力料金}}{\text{節約木屑量}} = \frac{3.64}{0.952 - 0.452}$$

ま と め

現在普及している木材乾燥施設の大半は蒸気加熱式であり、当乾燥装置の省エネ化を試みた。まず乾燥室の消費エネルギーを把握し、次に乾燥室に改良を加えて熱交換器や簡易な除湿機等の機器の付加による方法で省エネルギー化を進めた。その結果を要約すると次のようである。

1) 木材乾燥と材なし加熱を同一スケジュールで実施し、乾燥中の熱エネルギーを実測にて求めた結果、①壁面扉からの損失量は両者ともほぼ同じ値となり、算出及び測定方法がほぼ妥当であることを確認した。②給排気筒からの排気熱量は乾燥室の消費熱量の半分以上を占め、この量を減少させることが効率を向上させるための重要なポイントといえる。

2) そこで、給排気筒に簡易な顕熱型熱交換器を設置し、ブナ天乾材で通常の場合と比較した結果、①蒸気消費量では7%程度の蒸気節約効果が現れている。②交換器内で結露が生じて、給気側エンタルピー交換率は25%程度となり、一方、乾燥室の消費熱量に対する給排気筒からの排気熱量の比は40%程度で、熱交換器による乾燥室の消費熱量の効果は熱交換器前後の変換効率から求めると10%程度(0.25×0.40=0.10)の節約効果となった。

3) タモ生材で同様に顕熱型熱交換器を設置した結果、天乾材に比べ給排気筒からの排気熱量の乾燥室の消費熱量に対する割合が高くなるものの、環気湿度が高く交換器の交換効率が低くなり、熱交換器前後の変換効率から求めた結果で9%程度の節約効果となった。

4) 次に、ブナ生材を用い、除湿機を乾燥初期のみ使用して排気筒からの排気熱量を極力減少させ、乾燥後期には熱交換器によって熱量回収をした結果、給排気筒からの排気熱量は除湿機によりほぼ45%に減少し、そのうちの25%を熱交換器で回収して、最終的にはほぼ $\frac{1}{3}$ にまで減少した。その結果、乾燥室の消費熱量では42%の節約効果が認められた。

5) 除湿機と熱交換器による乾燥経費での効果は、普及している乾燥室11.7m²で70%の生材を乾燥した場合、1回につき通常乾燥で約72,700円かかるのに対し約25,300円の節約となった。しかしながら一般に多く普及している木屑ボイラーを使用し、ボイラー効率80%とした場合の経費の試算では、木屑価格が7.28円/kg以上でなければ機器設置による省コスト化は望めない結果になった。とはいっても、最近木質資源の有効利用化が図られていることを考え合わせると今後の木屑価格の変動には不安定要因が多いと思われる。今後の電力価格と木屑価格の変動動向をみて、検討すべきであろう。

引用文献

- (1) 鷺見博史：省エネ乾燥法、木材工業37、526、1982
- (2) 熊谷：木材乾燥施設の実態、ぎふ県木連情報22、14、1985
- (3) 寺沢 真：インターナルファン型木材乾燥装置、木材工業15、359～363、1960
- (4) 省エネルギーセンター：蒸気有効利用の実務、22、1983
- (5) 日本木材加工技術協会：木材乾燥資料、56、1984
- (6) 三菱電機株式会社：三菱ロスナイ技術マニュアル基礎編、1980
- (7) —————：三菱ロスナイ技術マニュアル製品編、1980
- (8) 野原正人：除湿式木材乾燥について、ぎふ県木連情報14、9～11
- (9) 寺沢 真：新しい木材乾燥装置の選び方、木工機械111、10～15
- (10) —————：除湿式木材乾燥室について、木材工業38、118～125、1983
- (11) —————：木材乾燥講習会テキスト、日本木材加工技術協会中部支部、1982
- (12) —————：昭和における木材乾燥、WOODMIC(別刷り版)、33～37、1984

