

木材乾燥装置に関する研究 第5報

I F 型乾燥室の設計に関する研究 (2)

乾燥室内の風速および風圧分布について

Studies on the Drying Equipment for Wood (5).

Studies on the internal fan type dry kilns (2).

On the distribution of air velocity and pressure in the kilns.

Shin TERAZAWA, Makio KODAMA and Shôichi SATO

寺 沢 真⁽¹⁾

小 玉 牧 夫⁽²⁾

佐 藤 庄 一⁽³⁾

1. 緒 論

I F 型乾燥室の最大の特長は乾燥室内の空気循環をたかめ、乾燥むらを減少させることである。したがって、この種乾燥室では棧積み内に均一、かつ十分な風を与えるように送風機の容量や、乾燥室の形状、細部構造を設計することがきわめて重大なこととなる。

これらの問題のうち、風速の均一化についての研究には、側壁面の傾斜に重点をおいた STURANG¹⁾ による乾燥室模型を用いた水流試験の結果や、天井部の整流板の形状と材間風速との関係を取りあつかった KOLLMAN²⁾ の研究、棧積みの凸凹と材間風速の乱れを試験した TORGESON³⁾ のものなどがある。棧積み内の風速むらに関係する因子には、このほか壁体と棧積みの間隔、間仕切り天井の幅と棧積み幅の関係、天井と棧積みまでの距離、棧積み上のバッフルの有無などがあるが、なお細部についての系統的研究はほとんどなされておらない。一方乾燥室内の風圧分布については TORGESON³⁾ が特定の乾燥室について測定し、総和として 6 mm Aq 程度の圧力損失であるとしているが、細部については測定しておらないため、任意の必要風量を算出する資料とはなりがたい。

したがって、この試験においては乾燥室内の風速分布と圧力損失に関する問題を系統的に試験し、これら相互関係においてどの点が重要であるかを検討し、設計上の要点を見だし、あわせて乾燥室内の圧力損失の算出方法を樹立せんとしたものである。

2. 試 験 方 法

乾燥室内の風速および風圧分布等を試験する場合、各種形状の実物大乾燥室を用い、送風機容量、棧積みの形状等を変化させて測定を行なうことはきわめて困難であるため、この試験にあつては乾燥室内の一部を模型化した装置や、小型試験乾燥室または実用の乾燥室などについて測定を行ない資料をとりまとめたものである。

(1) 木材部加工科乾燥研究室長・農学博士

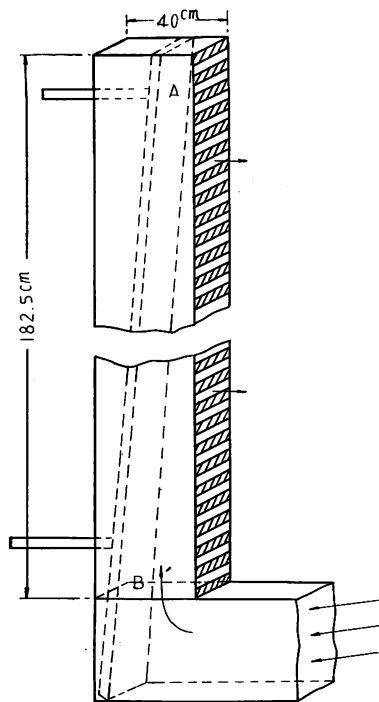
(2) 元木材部加工科乾燥研究室員

(3) 木材部加工科乾燥研究室員

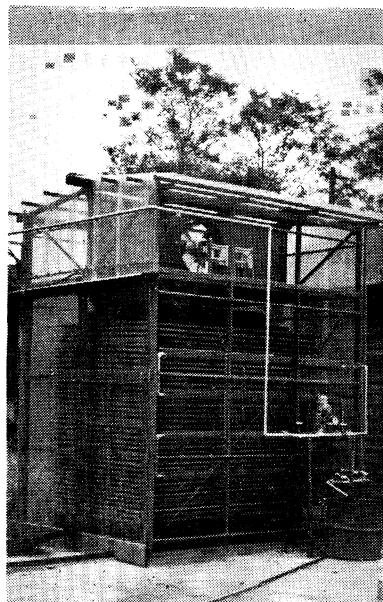
2.1 実験装置

2.1.1 風速分布についての試験装置

I F型乾燥室内では送風機と棧積みはひとつの循環回路を形成しているため、棧積みに風が吹き込む条



第1図 箱型ダクト試験装置



第2図 天然乾燥促進装置
片側の壁をとりぞいて風速分布の測定を行なったもの。

件と風が吸い出される条件との組合せが、棧積み内風速を支配していると考えられる。実際に大型乾燥室について測定してみると、棧積みが1台車の場合と2台車(ダブルトラック)で台車の間に空間がある場合とでは風速分布が異なっている。こうした理由から、直接棧積み内の風速分布を壁体の傾斜や、棧積み幅、棧積みと壁体との距離などについて調べる前に、まず第1にこの関係を分析し模型化して考え、箱型ダクトに設けられたスリットから風が吹き出す条件と吸い込まれる条件について試験を行ない、スリット部の風速分布の大略の傾向を知り、次に実大規模の実験乾燥室を用い、一方の壁面をとりさり送風機の回転方向を変化させ、棧積みに吹き込みまたは吸引の風圧だけがかかる状態にして棧積み内の風速分布を調べた。

箱型ダクトに設けたスリットの風速分布を調べた装置は第1図に示すもので、その構造は連続したスリットを有する箱型ダクトで、内部に設けた板を背部から動かして、ダクトの大きさ(A B位置の幅)を変化できるようにした。各部の寸法は下記のとおりである。またこのダクトへの送風、吸気は1/2馬力モーター直結のシロッコ型送風機を用いた。

風の出入りするスリットの幅：2 cm

スリットとスリットの距離：3 cm

スリットの段数：35段

ダクトの長さ：182.5 cm

横幅：40.0 cm

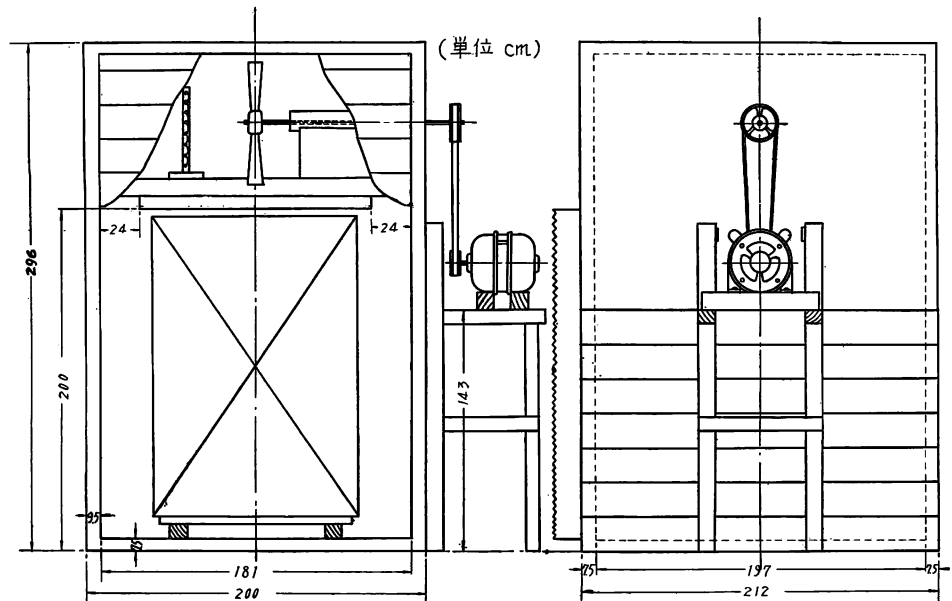
スリット部の幅：15 cm

送風機：シロッコ型送風機、馬力数 1/2 HP

風量約 0.116 m³/sec

である。この装置を用い、ダクト先端部(A)および基部(B)の幅を傾斜板により種々変化させ、風が吹き出す条件と吸い込む条件について風速測定をおこなった。なお、この際送風機の風量は一定とし、風速測定には熱線風速計⁴⁾を用いた。

乾燥室の壁面をとりさつた状態で試験した装置は第2図に示すビニール波板張りの天然乾燥促進装置で、その寸法等は



第3図 小型木製I F型実験装置

次のとおりである。

間口：230cm

奥行：300cm

高さ：約350cm

間仕切り天井までの高さ：270cm

モーター：1 HP 1,400 RPM

送風機：翼数4，直径65cm，風量 $3.3m^3/sec$

モーター直結。

この装置を用い，ラワン2.8cm厚板を2.5cm厚さの
 棧木で38段（高さ約200cm），幅160cm（壁体との距離
 40cm）に積み，まず棧積みから風が吹き出す側の壁面
 をとりさり風速を測定し，次に送風機の回転を逆にして
 風向を逆とし，同じ位置での風速分布を測定した。風速
 測定位置は棧積み側面より約30cm棧積み内にはいつた部分で，棧積みの中間について測定した。

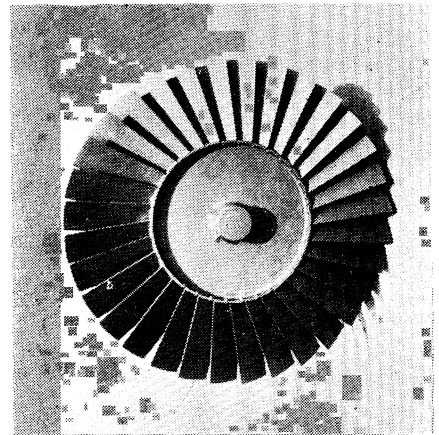
次に壁面の傾斜，棧積みの凸凹，送風機の回転数等について試験をおこなった装置は第3図に示す小型
 木製I F型実験装置で，第4図に示す送風機をシャフトにより室外から回転するようにし，プーリーの直
 径変化により，約400, 600, 1000 RPM に回転数をかえられるようにした。壁面の傾斜は吹き込み側
 壁面に板を置き，これをいろいろな位置におきかえ適当な傾斜を作った。乾燥室寸法等については下記に
 示す。

間口：181cm

棧積み幅：120cm

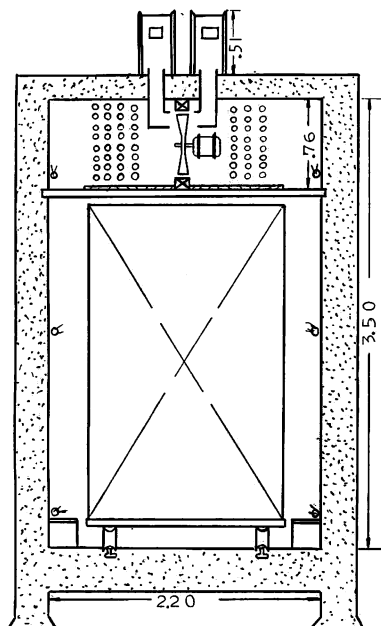
奥行：180cm

高さ：296cm



第4図 木製小型I F型実験装置に用いた
 送風機

翼数32枚 直径59cm



第5図 実用I F型実験装置
単位 m

送風機直径：60cm

間仕切り天井までの高さ：190cm

また、乾燥室奥行方向の風速むら、天井バフフル、間仕切り天井の効果等につき試験した装置は第5図に示す鉄筋コンクリート製実用I F型乾燥装置で、蒸気式加熱装置をそなえ約15~20石(5 m³)の収容材積のもので、細部の寸法については下記のとおりである。

間口：220cm、奥行：420cm、高さ：350cm

間仕切り天井までの高さ：280cm

送風機直径：60cm、2台(180cm間隔)

回転数：960 RPM 6ポール1Pモーター直結

加熱装置：1 1/4 in パイプ 300cmを56本

棧積み幅：150cm

以上のほか、実際の工場において風速測定をおこなった乾燥室を列举すれば第1表となる。これらの乾燥室はすべて蒸気加熱式である。

実大規模の乾燥室による風速試験をおこなうにあたって、

第1表 風速測定をおこなった乾燥室

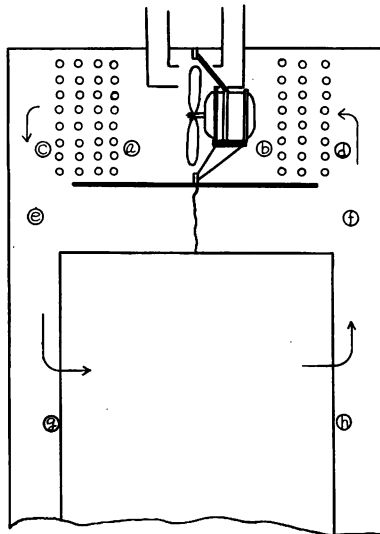
社 名 称	所 在 地	乾 燥 室 の 大 き さ					送 風 機						図 番	面 号
		間口	奥行	天井ま	棧	積	送	風	翼	回	モ	間		
		cm	cm	での高	み	材	直	機	数	転	ー	隔		
笹野木材工業株式会社	東京都江東区	360	970	300	240	19	59	32	960		1	136		17
"	"	360	1510	320	240	32	59	16	1,430		2	136		19
青森運輸営林署	青森市沖館	365	640	300	120	11	60	32	960		1	135		21
九十産業株式会社	宮崎県都城市	280	890	280	180	11	61	4	1,710		1	130		24
岩手富士産業株式会社	群馬県新田郡	310	600	260	190	8	61	4	1,430		1	150		25

棧積み材はすべて乾燥後のものを使用し、棧木厚は約2.5cm、板厚は約2.2cmの床板粗挽板を主として用い、風速測定には熱線風速計を用い、棧積みの吹き出し側(風下側)から20~30cmはいつたところの材間風速を測定した。

2.1.2 風圧分布についての試験装置

乾燥室内を空気が循環する場合の各部の圧力損失について測定した装置は、先に風速分布を測定した第5図の装置である。この乾燥室にブナ床板材を棧積みし、送風機の回転数等は風速測定と同一条件でおこなった。測定方法は第6図に示す送風機を含む乾燥室の横断面上のa, b, ……h位置について、隣接した2点間での圧力差(全圧差)を求めた。

棧積み部分における圧力損失については実際の乾燥室では測定が困難なため、別途模型装置を作り試験

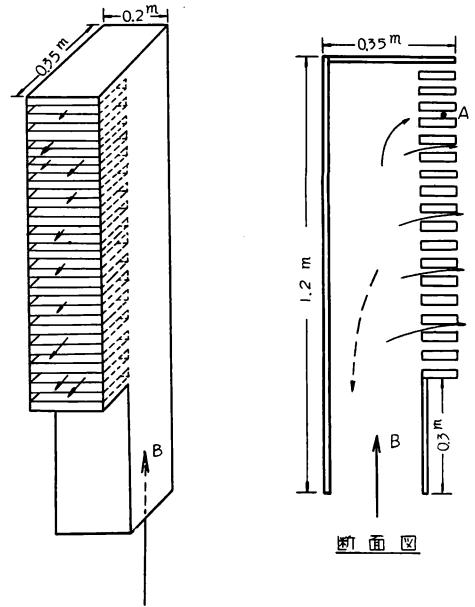


測定した圧力損失の結果 (Aq)

a ~ c = 0.70mm	c ~ e = 1.80mm
b ~ d = 0.50mm	d ~ f = 0.40mm
g ~ h = 0.50mm	

送風機前後 (a ~ b 間) の全圧差 = 4.5mm

第6図 風圧測定的位置



第7図 風圧試験した箱型ダクト

した。棧積みには風が吹き込む箇所の圧力損失を知るためには、第7図に示す箱型ダクトを用い、A, B間の圧力損失を風がスリットから出る条件

について測定し、また棧積みから風が出る条件を調べるには、装置のスリットから風が吸いこまれる条件で測定した。スリットから風を吹き出さすには定流装置内に装置のB部を挿入し、逆にスリットから風を入れるにはA部を挿入しておこなった。棧積み内の単位長さに対する損失を知るためには、幅 40cm、長さ 100cm、厚さ 2.5cmの箱型ダクトを作り（鋸挽き面のまま）、両開孔より 10cm ずつ中にはいつた 80cmの間隔での位置で圧力損失を定流空気内で測定した。

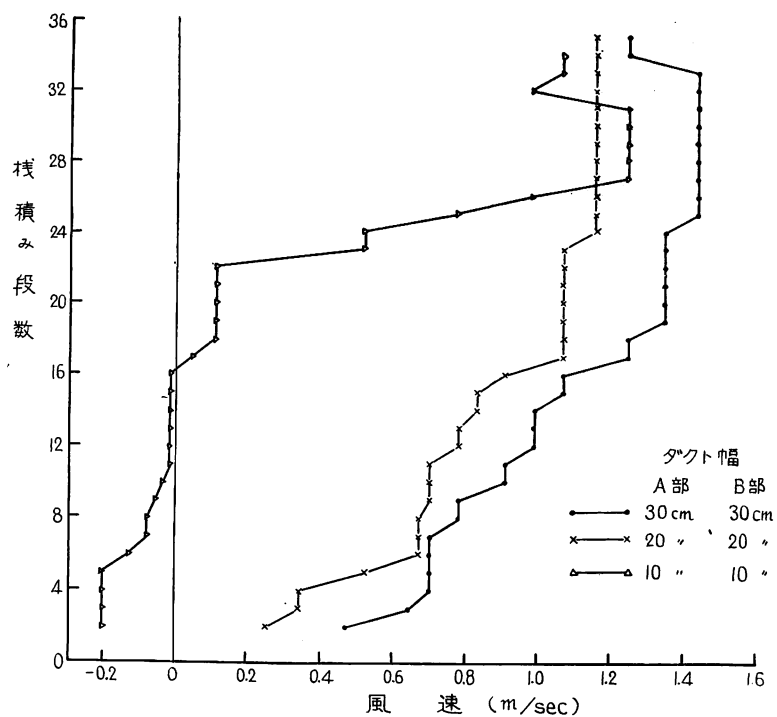
測定に使用した圧力計は水柱の傾斜を30度とし、一方の水面を水柱の約 200倍の広さにしたU字型管微気圧計で、常に全圧について常温時に2点間の差額を測定した。

3. 実験結果と考察

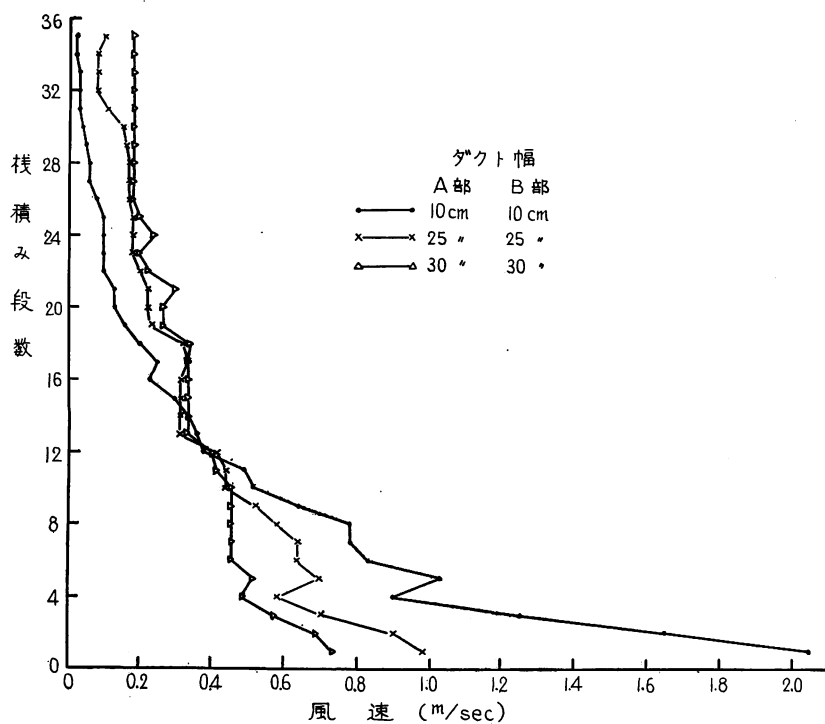
3.1 風速分布について

第1図に示した箱型ダクトを用い、ダクトの幅をいろいろと変化させた場合の風速分布を第8～11図に示す。スリットから風が吸い込む場合と吹き出す条件とでは全く傾向を異にしている。またさらに吹き出す場合の風速分布が均一となる条件第10図は、吸い込みの場合にかえつて悪い条件（第11図）となるように思われる。

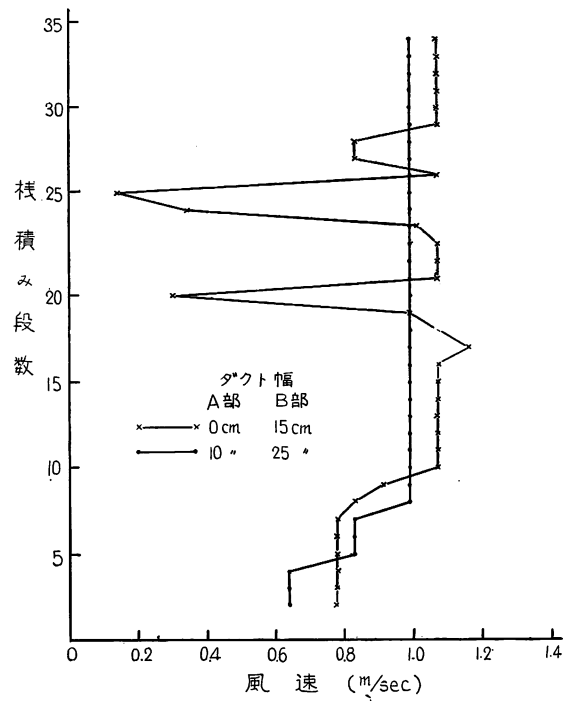
第2図に示した乾燥室の一方の壁面をとりはずして、送風機の回転を正逆にして測定した棧積み内の風速分布は第12図で、風が棧積みから吹き出す場合（中央の図）には、先の試験と類似して棧積み下部（送風機から遠い部分）の風速が高くなっているが、送風機の回転を逆にして棧積みには風が吸い込まれる場合（右端の図）は、先の試験で測定されたほどの差は認められない。なお、壁面を正常にとりつけ、送風機



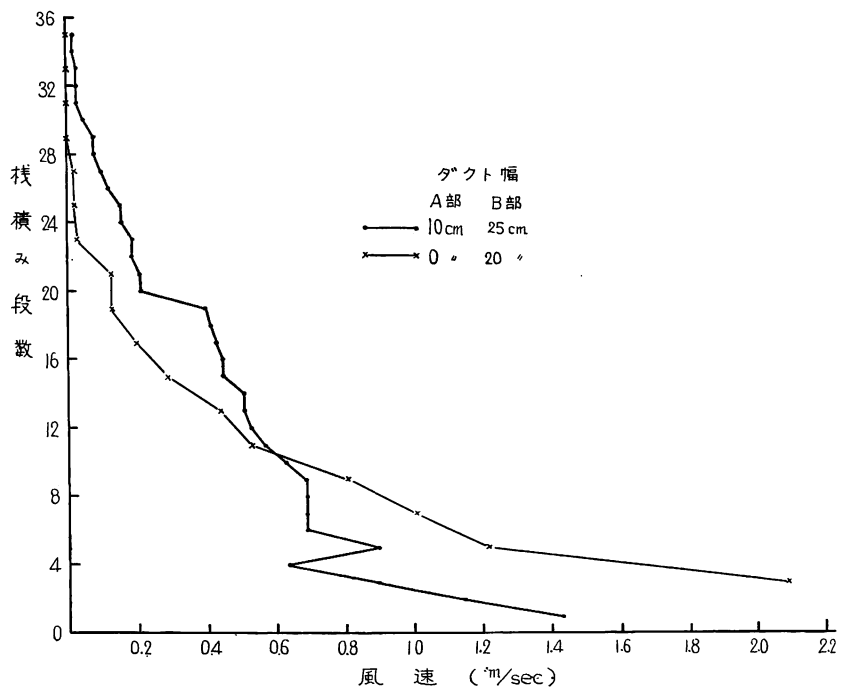
第8図 箱型ダクトによる吹き出し風速分布



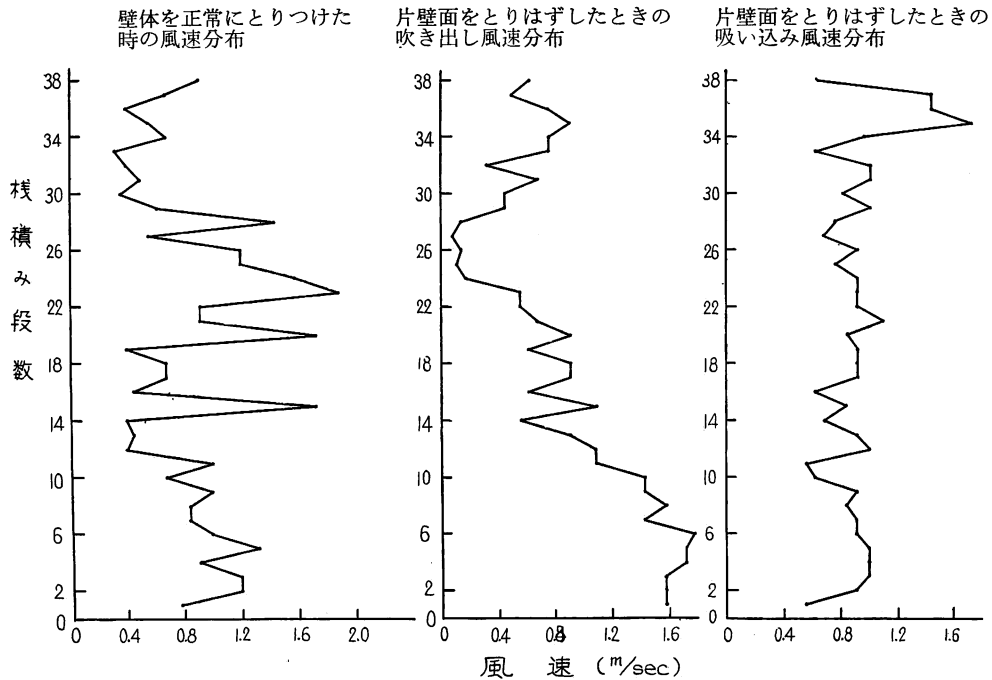
第9図 箱型ダクトによる吸い込み風速分布



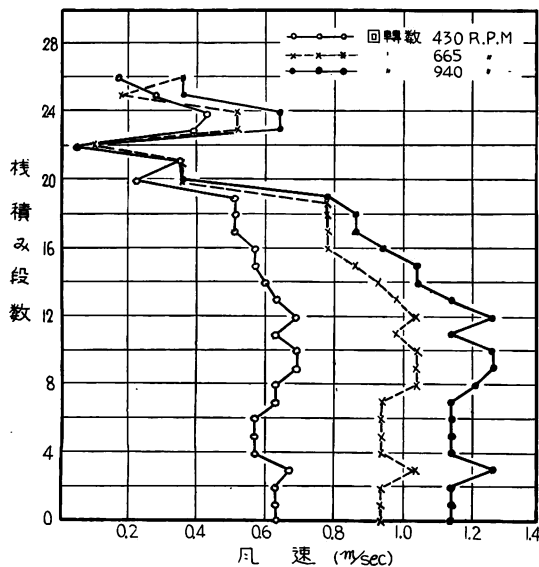
第10図 箱型ダクトによる吹き出し風速分布



第11図 箱型ダクトによる吸い込み風速分布



第12図 天然乾燥促進装置による風速分布



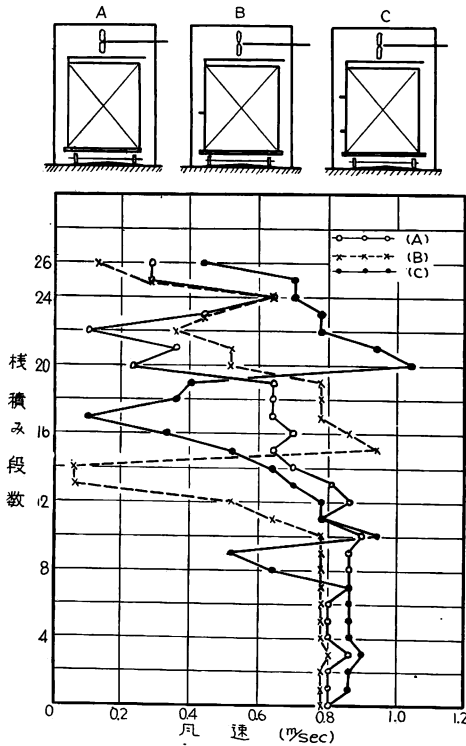
第13図 送風機回転数を変えた場合の風速分布

の回転方向を第12図の中央図と同様にして測定した風速分布は第12図の左端図である。

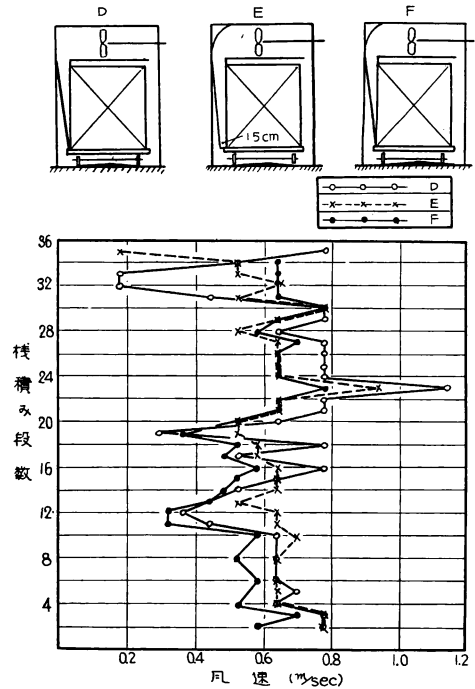
第3図に示した小型実験乾燥室にスギ3cm厚板を2.5cm棧積みし、高さ約140cmとし(天井までの距離20cm)、送風機の回転数を430, 665, 940 RPMとした場合の風速分布を第13図に示す。この際壁面は棧積みと平行にして約30cmの間隔をとった。風速分布の形は各回転数とも大略同じような傾向で、特に風量の増加による風速分布の傾向に変化は認められなかった。また回転数増加にともなう材間風速の上昇は、比例的ようである。

棧積みの側部に凸凹がある場合の試験は、送風機の回転数と風速分布を調べた第3図の装置と棧積みを用い、第14図に示す位置に

7.5cmの板の突出を作り、送風機回転数を430 RPMとし、風速分布を測定し、第14図の下部に示す結果を得た。突出板の上部では風速が高まり、下部で急激に風速が低下している。この影響は吹き降りる風速の早い上部ほど激しいようであるが、全体の風速が少ないためか TORGESON²⁾のおこなった場合のように棧積み内の風向が逆になることは認められなかった。



第14図 棧積み側面に凸のある場合の風速分布



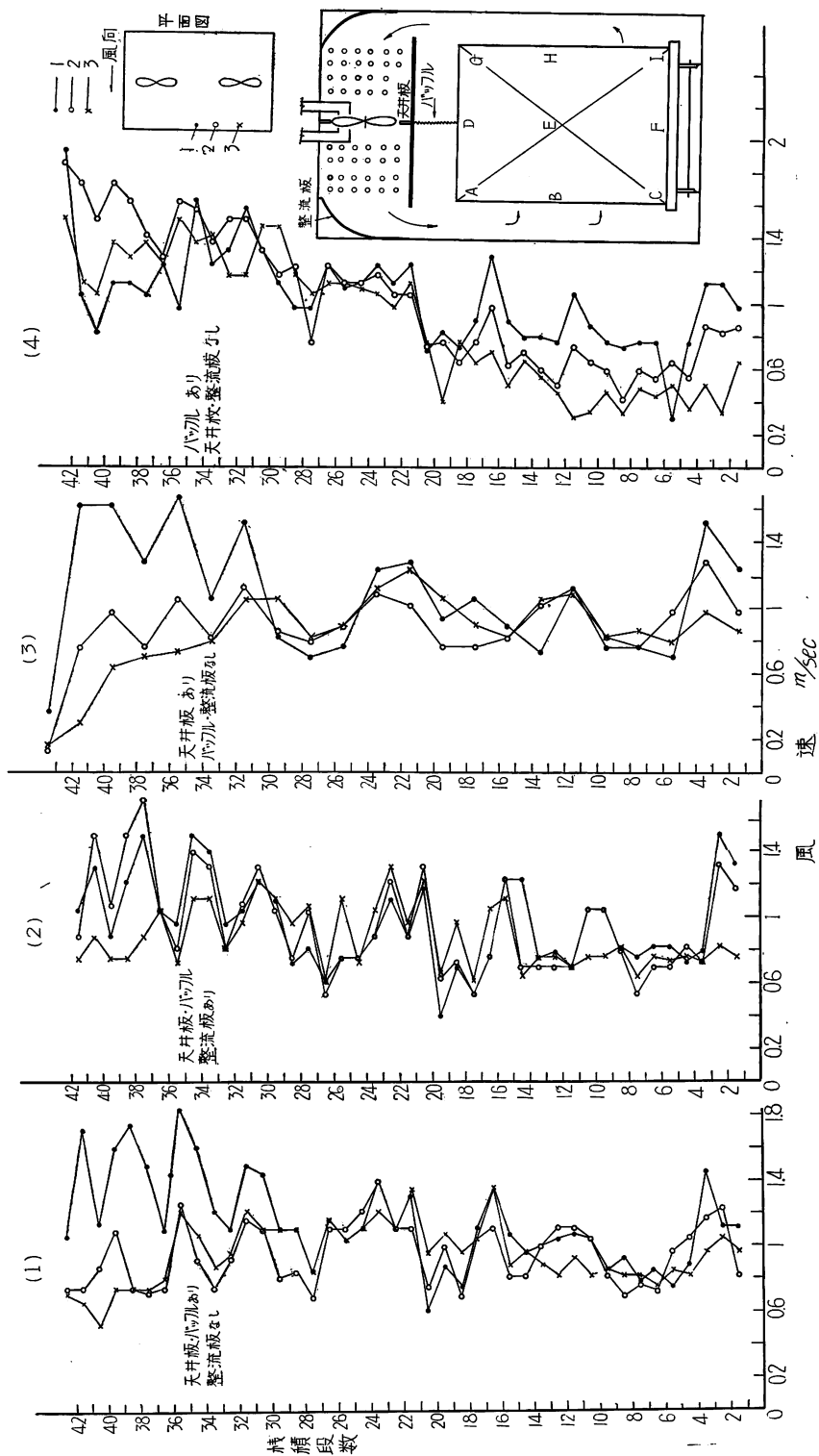
第15図 壁面の傾斜および天井屈曲部の誘導板の有無による風速分布

スギ 1.4cm厚の板を 2.5cm棧木を用い、35段積み上げ、棧積み高さを 140cmとし（天井との距離を20cm）、送風機回転数を 430 RPM とし、傾斜板の位置と天井屈曲部の誘導板の有無につき試験した結果を第15図に示す。壁面の傾斜板により、棧積み下部の風速は減少され、天井部の誘導板により棧積み上部の風速の弱い箇所の条件が多少改良されるように思える。また傾斜板をとりつけたため、下部の棧積みと壁面との距離がせまくなり、わずかな棧積みの凸凹が影響して、風速の乱れが多少下部にみられるようである。棧積み幅と間仕切り天井幅の関係は、棧積み幅より天井幅が突き出ていることが棧積み上部の風速分布からみて良いように思えた。

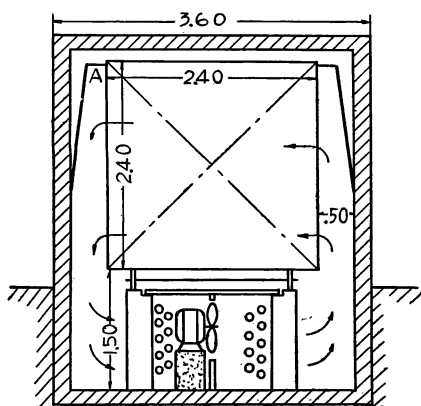
第5図に示した蒸気式実験用大型乾燥室に、プナ床板材 2.3cm厚の板を 2.5cm 厚棧木で42段積み、200cmの高さ（間仕切り天井との距離 40cm）とし、間仕切り天井、バッフルを除いた場合およびこれらを完備し、天井部の整流板をとりつけた場合等につき、乾燥室奥行方向に3箇所の風速分布を測定した結果を示すと第16図となり、整流板の無い場合（第16-(1)、16-(3)、16-(4)図）は測定位置（乾燥室奥行方向）による棧積み上部の風速の乱れが多く、天井板、バッフル、整流板等全部を整えば良好な風速分布が得られた。風の直通を防ぐバッフルが無いと（第16-(3)図）棧積み上部に乱れが多くなり、特に送風機正面位置での風速が弱まっている。天井板の有無については第16-(4)図でみるごとく、あまりはつきりした型であられていないが、棧積み下部の風速が多少弱まっている。

第1表に示した各乾燥室につき風速測定をおこなった結果は次のとおりである。

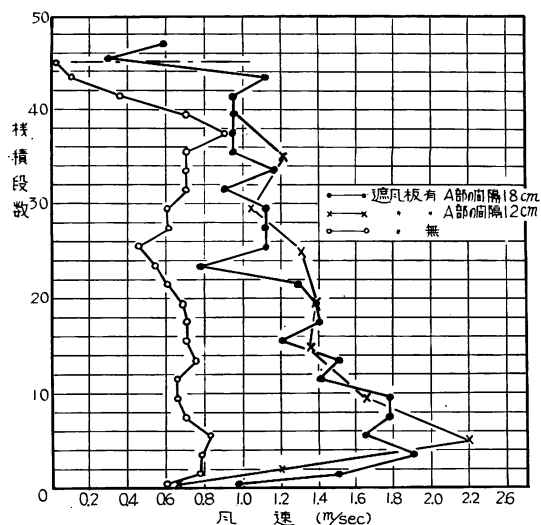
笹野木材工業株式会社の乾燥室について、ラワン 1 in 材を 46 段 2 cm 棧木で約 240cmの高さに積み、



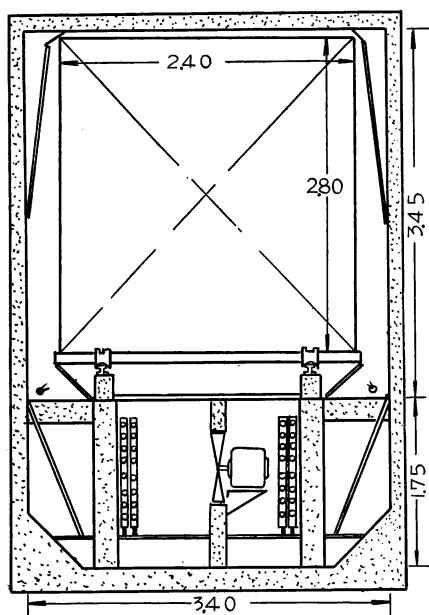
第 16 図 I F 型実用実験乾燥室による各種条件別風速分布



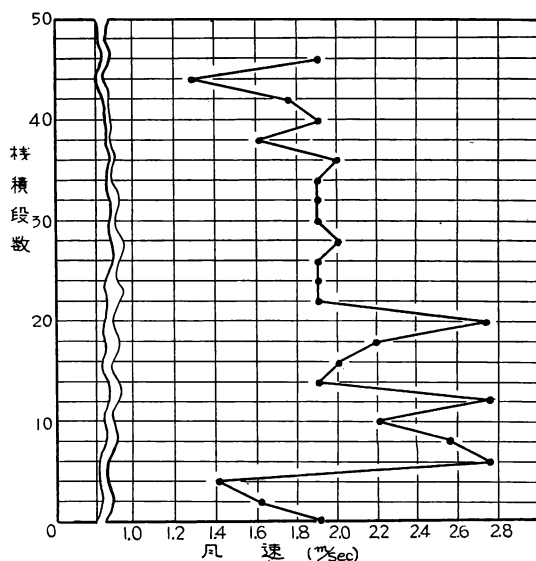
第17図 バックル併用傾斜板のついた乾燥室 (笹野木材工業株式会社) 単位 m



第18図 壁体傾斜板の有無による風速分布
第17図の乾燥室による試験結果



第19図 笹野木材工業株式会社乾燥室
単位 m



第20図 壁体傾斜板つき乾燥室の風速分布
第19図の乾燥室試験結果

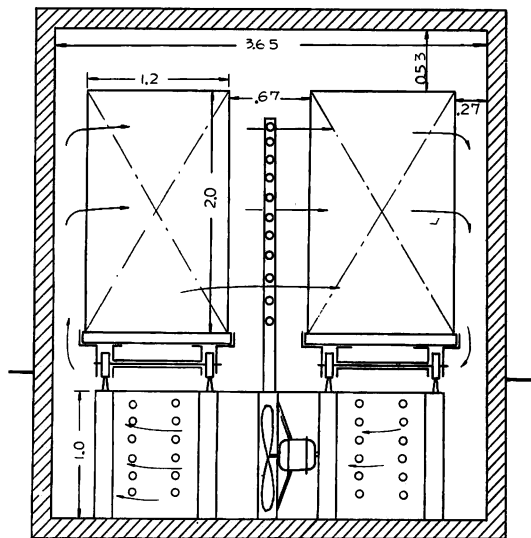
バックル併用の傾斜板を第17図のようにとりつけ、A部の間隔を $18cm$ 、 $12cm$ にした場合と、傾斜板の無い場合につき風速測定をおこなった結果は第18図である。傾斜板が無い場合は棧積み上部が風が通過するため、全体的に棧積み内の風速は低下している。傾斜板の角度についてはあまり差が無いようであるが、棧積み上部 (送風機が上部にあれば棧積み下部になる) の風速は傾斜板によりおさえられている。

第19図の乾燥室につきラワン $3cm$ 厚材を 48 段、 $2cm$ 厚材木で約 $250cm$ の高さに積んだときの風速分布は第20図で、送風量が大であるため、全体的に風速が高くなっている。この乾燥室は整流板の位置が第19図のごとくしてあるので、この部分の調整がまだ多少悪いらしく、棧積み下部のところの風速分布が乱

れている。この乾燥室は第1表で示したごとく、送風機の間隔を約140cmとし、2HPモーターで1,430RPM回転しているため第17図の乾燥室と比較して回転数が50%増加している。したがって第17図の乾燥室より約50%の風速増加が理論的に望めるわけで、測定結果からもそのような数字となつてゐる。

以上2つの乾燥室は地下部に送風機があるため、棧積み下部に風速の弱いところが生じやすく、ちょうど天井部に送風機のある乾燥室を逆にした形と同じになつてゐる。

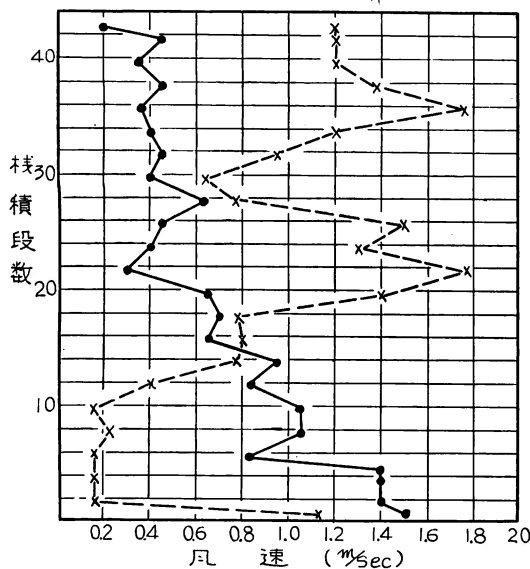
第21図に示す青森運輸営林署ダブルトラック（2台車並列）乾燥室について、乾燥室入口より向かつて左側台車につき、風向を変化して測定した風速分布を第22図に示す。測定位置は送風機と送風機の間で



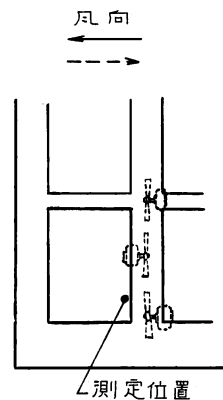
第21図 ダブルトラック乾燥室
(青森運輸営林署) 単位 m

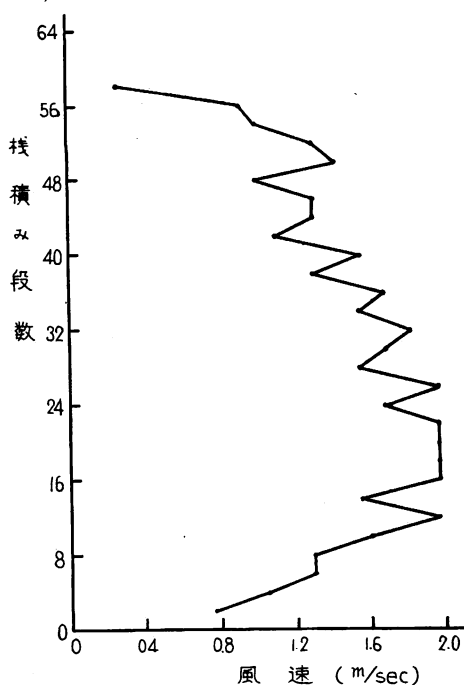
ある。風向が右から左へ進む場合は(実線)、測定台車は送風機の吸引力を強く受けるため棧積み下部の風速が強くなり(送風機は地下部にある)、上部が急激に弱まり、風向が逆になった場合は吹き込みの影響を受け、上部が強くなつてゐる。

第1表に示した丸十産業株式会社乾燥室にスギ 1.5cm厚板を 2.3cm厚棧木で58段積んだ場合、およびモミ 2.4cm厚板を 2.3cm厚棧木で50段積んだ場合の風速分布を第23、24図に示す。この乾燥室は棧積み側面と壁面との間隔が約45cmで、特に壁面の傾斜はないが、天井部の彎曲部には適当なカーブを設けてある。送風量が多いため全体の風速は高くなつており、分布状態もよいが、薄い材を積



第22図 ダブルトラック乾燥室の風速分布



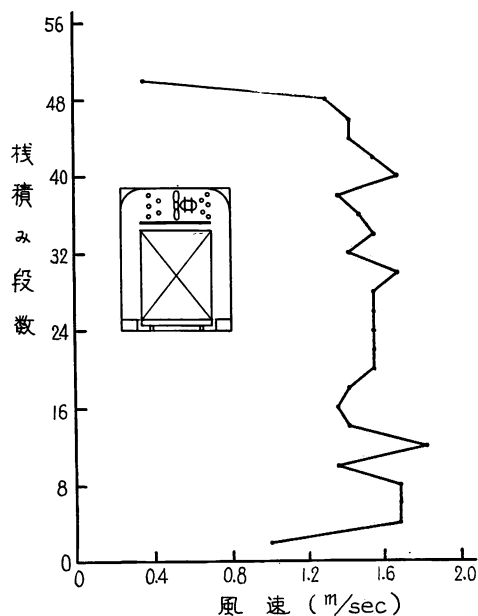


第23図 丸十産業KK乾燥室の風速分布
スギ 1.5cm 厚材を積んだ場合

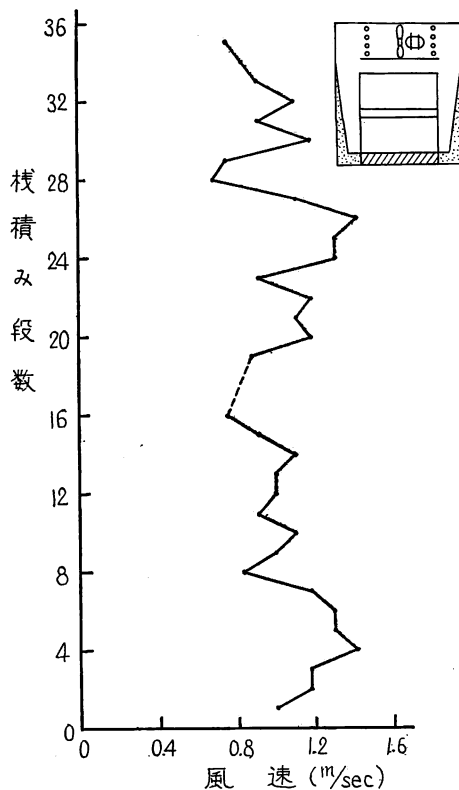
んだ場合(第23図)は風量の不足のためか、多少分布状態が乱れている。

第25図は第1表に示した岩手富士産業株式会社乾燥室の風速分布で、棧積みはラワン 2.2cm厚板を 2.2cm 厚棧木で積んである。この乾燥室は壁面に傾斜がついてあり、壁体と 棧積み との距離は上部で 60cm、下部で 30cmとしてあるが、この傾斜の効果は特に認められないようである。

以上の風速分布についての試験結果を総合的にみると、棧積み内の風速分布を均一にするためには、まず第1に、棧積み内に吹き込む条件と棧積みから吸い出す気流の条件とについて考慮しなければならないことが明白となる。箱型ダクトによる第8～11図の試験結果や片側の壁をとり除いた第12図の試験結果、また第22図のダブルトラック乾燥室における左右の台車の風速分布等は、それぞれ吹き込みまたは吸い込みの風圧が単独またはそれに近い状態で作用したときの傾向を示しているものと考えられる。し



第24図 丸十産業KK乾燥室の風速分布
モミ 2.4cm 厚材を積んだ場合



第25図 岩手富士産業KK乾燥室の風速分布
(壁体に傾斜のある場合)

たがつて、ダブルトラック乾燥室のように2台車の間に空間があり、左右の台車でのおのおの異なつた正負の風圧が与えられる乾燥室にあつては、吹き込みの風圧を受ける台車に対し第15図に示すような傾斜板をとりつけることによって、均一な風速が得られることは第10図の箱型ダクト試験からも了解できることである。しかし、吸い込み側の台車に対し、同様の傾斜板をとりつけることは、先の第11図の結果からも明らかのように、風速の分布をさらに悪化する傾向があるものと考えられる。したがつて、風向を変化できるダブルトラック乾燥室においては、風向の変化とともに吹き込み側だけの傾斜板を働かせられるような構造が望ましいと考えられる。

これに反し、一般のシングルトラックの乾燥室にあつては、棧積み内に吹き込み、吸い込みの風圧が同時にかかるため、おのおのの相反した傾向は適当に平均化され、思いのほか均一した風速分布が壁体の傾斜なしに得られるものと考えられる。また棧積みと壁体との距離についても、現在程度の風速と棧積み高の場合には、TORGESON³⁾の指摘する60cmもの間隔は必要と思われず、30~40cmあれば十分のように思われる。

風速分布を均一にする第2の問題は、棧積み上部(送風機が下部にあれば棧積み下部)の数段にあらわれる風速の少ない場所の対策である。この部分は風向が変化するところのため渦流が生じやすく、風速も安定しておらないが、適当な整流板をとりつけることにより、かなりの効果が望めるものと思われる(第16~(2)図参照)。またこの整流板によつて乾燥室の奥行方向の風速分布もかなり向上しているように観察される。

間仕切り天井については、棧積み最上部の板がこれの代用をするように考えられ、不用とも思われるが、これがない場合は第16図の結果からみると棧積み上部の風速の減少がはなはだしいようである。

天井部の風の直通を防止するバッフル等に関しては、第16図などの結果からその必要性は十分認められる。

材間風速と送風機の回転数の関係は大略比例的となつたが(第13図参照)、これは材間風速の増加にともなう損失圧力が風速の自乗に比例し、送風機の風圧も回転数の自乗に比例して増加するためと考えられる。

3.2 風圧分布について

第5図の乾燥室を用い、第6図に示した各位置の圧力差を測定した結果は次のとおりである。

(i) 送風機の前 a—b 間の圧力差

送風機正面では位置により、風速が極端に異なつてゐるため、それにともなう風圧の差がはなはだしく吹き出し側では送風機周辺部の風速が高く、風圧は風の流れやすい送風機上部が低く、風の集中する間仕切り天井部のところが最高となつてゐる。吸い込み側は送風機中央部が負の圧が最高となつてゐて、全体的にみて、a—b間の圧力差は平均4~5mm、最大8mm、最小3mm程度である。送風機から出る風速は送風機の前部、加熱機通過前で最高3m/sec、最小は0で平均1.3m/sec程度である。

(ii) 加熱機の前 a—c, b—d 間の圧力差

加熱機列数が4列のa—c側は0.6~0.8mm、3列のb—d間は0.4~0.6mm程度である。また、加熱機に直接送風機から風が吹きつける条件のときが圧力損失は大きく、その逆のときは損失が少なくなつてゐる。この部の風速は平均1.3m/sec程度である。

(iii) 屈曲部 c—e および d—f 間の圧力差 c—e および d—f 間とも風向が上から下方に吹き降ろすときが大きく1.5~2.0mmで、吸いあげるときは0.3~0.5mmである。この部の風速は2.5

m/sec 程度である。

(iv) 棧積みの両側 g—h 間の圧力差

棧積みから 3～4 cm 離れた g—h 間での圧力差は 0.5mm 程度である。

以上の各位置の圧力損失についての略を第6図に示す。

また、第7図の装置により試験した風速と A—B 間の圧力差の関係および p. 37 で述べた断面 2.8×40cm の箱型ダクトの試験結果を第2表、第3表に示す。第3表の 0.8 mあたりの圧力損失の値を 1.0 m

風 の 方 向	スリット部の風速 (m/sec)	圧 力 差 (mm)
スリットから風が 吸い込まれる場合	1.20	0.10
	2.20	0.30
スリットから 風が吹き出る場合	0.80	0.15

風 速 (m/sec)	0.8mあたりの 圧 力 損 失 (mm)	1 mあたりに 換算した圧力損失 (mm)
2.10	0.4～0.5	0.5～0.6
0.84	0.1	0.125

あたりに距離の比例で換算すると、第3表の右端の値となる。

第2、3表の結果から材間風速 1 m/sec 、棧積み幅 1 m の棧積みの吹き込み側と吹き出し側との間の圧力損失を、摩擦抵抗が風速の自乗に比例するとして計算し、吹き込み、吹き出し、棧積み内の3つの圧力損失を合計すると約 0.44 mm となり、先の実測した棧積み両端の圧力損失 0.5 mm とかなり似た値となる。

以上の試験結果を総合してみると次のように考えられる。

I F型乾燥室は送風機を中心として加熱機、棧積み等を含め、一つの風洞回路をなして空気が循環しているが、その回路の構造はきわめて粗雑で、各所に圧力損失がみられる。一般にプロペラ型送風機は静圧が低く、Fig. 4 の送風機も回転数 1,000 RPM で、最高 12mm 程度の圧力しか得られないので、I F型乾燥室のようにプロペラ型送風機を主として使用する場合には、圧力損失をできるだけ少なくするように考えねばならない。

一般に、乾燥室内の圧力損失は棧積み内が多いように思われているが、乾燥室の実測結果も、模型による値も棧積み付近の圧力損失はきわめて少なく (0.5mm程度)、間仕切り天井より上の部分における損失が大きく、全損失圧力の 70% (3～4 mm) がこの部分で消費されている。加熱機通過による損失は熱交換のため避けられない問題であるが、モーター取付金具、間仕切り天井のアンクル等、通風の邪魔になる構造は極力避ける必要がある。

模型試験による棧積み内の単位長さあたりの圧力損失は、一般のダクト計算式⁵⁾により求めた値よりかなり大きく出ているので、計算に際し、材面の表面粗さ係数は 1.7程度にとる必要があろう。

4. I F型乾燥室内の圧力損失の計算

I F型乾燥室における材間必要風速の決定資料は、先に林試研究報告 No. 143、インターナルファン型乾燥室における棧積み内の乾燥むらについて⁶⁾ですでに発表したが、実際に乾燥室を設計する場合には、おのおのの乾燥室形状、材間風速に対する圧力損失を算出しなければ、送風機の容量および性能を決定することはできない。先の風圧測定結果に基づいた考察においても述べたごとく、I F型乾燥室の空気循環は、

送風機を中心とした風洞と考えられるが、実際に風速分布を測定してみると、間仕切り天井から上の部分にあつては風速むらが激しく、結果的にみてその略値しか得られない状態である。これは風の起動力である送風機が一定間隔に天井に設置されていて、送風機と送風機の間は完全な無風状態であり、送風機から離れるにしたがい風は順次広がり、間仕切り天井から下方に吹き降りる部分で大略均一な風速分布を示すようである。したがつて、I F 型乾燥室内の風圧損失を算出するような場合には、各部にあてはめる数式の撰択が非常に困難で、しかも繁雑な割に正確な値が得られにくいと思われる。

圧力損失の計算にあたり、局部圧力損失 ΔP は一般に次式により示されている。

$$\Delta P = \xi \frac{v^2}{2g} r^2 \xi \left(\frac{v}{4.05} \right)^2$$

$$\left(\text{標準空気の比重は } r = 1.20 \text{ で } \frac{v^2}{2g} r = \frac{v^2 \times 1.20}{2 \times 9.80} = \frac{v^2}{16.4} \right)$$

$$\Delta P : \text{損失圧力 } \text{kg/m}^2 \text{ (mm Aq)}$$

$$\left(1 \text{ mm Aq} = \frac{0.09991}{1,000} \text{ kg/cm}^2 = \frac{1}{10,000} \text{ kg/cm}^2 = 1 \text{ kg/m}^2 \right)$$

$$\xi : \text{局部抵抗係数}$$

$$g : \text{重力加速度 } 9.8 \text{ m/sec}^2$$

$$v : \text{風速 (m/sec)}$$

$$r : \text{空気比重 (kg/m}^3\text{)}$$

この ΔP は風速の自乗に比例する値であるから、乾燥室全体を 1 つの抵抗体とみなし、乾燥室断面の形状も大略相互に等しいと考えれば、特定の場所の風速比較により既存の資料から必要風圧が算出できることになる。

しかしこのようにして求めた風圧は、高風速の乾燥室に対し、一般に 3～5 mm 過大な値を示すようである。この理由は、一般に乾燥室設計にあたり材間風速を増加する場合は、送風機間隔を短縮する方法が最も多く、したがつて、送風機からの風の広がり（風の縮小）による圧力損失が、高風速乾燥室の方が風速の低い乾燥室より少ないためであろう。このような考え方は、送風機および回転数が類似している乾燥室において、材間風速と送風機間隔がほぼ逆比例的関係にあることから推察される（第 16 図および第 18 図参照）。したがつて、先に示した第 6 図の損失圧力の結果中 a—c, c—e 間の測定値はそれぞれ加熱管部および屈曲部の圧力損失を正しく示しているか、風の広がりによる圧力損失を含めた値であるか多少疑問となる。この点については風の吸い込み側である d—f 間と、吹き込み側の c—e 間の圧力損失のはなはだしい違いや、c—e の屈曲断面変化にダクト計算式⁵⁾をあてはめて得た結果（計算値は 0.2 mm 程度）より、実測値がはなはだしく大きなことから考えられる。

送風機からの風の広がり、あるいは送風機への風の縮小についての計算式⁵⁾は次のものが適当と思われる。

風がしだいに広がる場合の圧力損失 ΔP_{a1}

$$\Delta P_{a1} = \xi_1 \left(\frac{v_1 - v_2}{4.05} \right)^2 \dots\dots\dots (2)$$

風がしだいに縮小する場合の圧力損失 ΔP_{a2}

$$\Delta P_{a2} = \xi_2 \left(\frac{v_2}{4.05} \right)^2 \dots\dots\dots (3)$$

v_1 : 細いところの風速

v_2 : 広いところの風速

ξ_1 : 風の広がり角度による損失係数 (広がる角度を60度とすれば $\xi_1=1$)

ξ_2 : 風の縮小による角度の損失係数 (せばまる角度を60度とすれば $\xi_2=0.06$)
一般に値が小さいため無視してもよい。

第4表 広がる角度と ξ_1 の関係⁵⁾

広がる角度	20	30	40	60
ξ_1	0.35	0.65	0.82	1.00

また、この式を用い、実験乾燥室の送風機部分の風の広がりまたは縮小による圧力損失を、次のように条件を定めて算出すると、

風の広がりまたは縮小角度：送風機の大きさとその間隔とから、風向の広がり（縮小）は60度とする。

送風機前の風速 v_1 : 回転数 100RPM, 静圧を一応 5mm の条件として使用送風機のカatalogより求め、送風機直径から $v_1=7m/sec$ とする。

広いところの風速 v_2 : 乾燥室断面と材間風速、棧積み段数より $v_2=1.3m/sec$ とする。

$$\begin{aligned}\Delta P_{a1} &= \xi_1 \left(\frac{v_1 - v_2}{4.05} \right)^2 = \left(\frac{7 - 1.3}{4.05} \right)^2 \\ &\approx 1.96 \\ \Delta P_{a2} &= \xi_2 \left(\frac{v_1}{4.05} \right)^2 = 0.06 \times \left(\frac{7}{4.05} \right)^2 = 0.06 \times 2.988 \\ &\approx 0.18 \\ \Delta P_{a1} + \Delta P_{a2} &= 1.96 + 0.18 \\ &= 2.14 (mm)\end{aligned}$$

となる。

この値は先の測定で得た全消費圧力 (4.5mm) と比較して、かなり大きな割合を占めるものとなっており、先の加熱管部分 a—c, c—e 間の測定結果にはこの風の広がりのため圧力損失が含まれていたものと考えられる。

したがって、放熱機部分の圧力損失については、上記理由のため多少過大な値に測定されたと考えられるが、この値は一応 c—e, a—f 間の屈曲およびダクト部の断面積変化の圧力損失を含んだものと仮定し、先に得られた実験結果 (下記) から、

放熱機部風速 1.3m/sec

放熱機4列通過の圧力損失 : 0.7mm

放熱機3列通過の圧力損失 : 0.5mm

1列通過の平均圧力損失 : 0.17mm

とし、式(1)を用い、放熱機部分の風速の単位を 1m/sec に換算し、1¹/₄ in 管 8本1組のヘッダー1枚を通過する際の、平均圧力損失を求めれば約 0.1mm となる。よって放熱機部の圧力損失 ΔP_b は近似的に次のように示される。

$$\Delta P_b = 0.1 \times n \cdot v_3^2 \dots \dots \dots (4)$$

n : ヒーター列数

v_3 : 放熱機部の風速

したがって、 ΔP_{a1} , ΔP_{a2} , ΔP_b の合計が間仕切り天井より上部の圧力損失となる。

間仕切り天井より下部については、風速分布も比較的均一となっており、風圧損失も少なく、特に棧積み内通過の損失は微小なため、各乾燥室とも類似した棧積み形状と考えれば 1 式の関係と第 6 図の $g-h$ 間の損失圧力の実験結果 $0.5mm Aq$ (材間風速 $v_4 0.8 \sim 1 m/sec$) から、次式によりこの部の損失圧力の概値が得られる。

$$\Delta P_c = 0.5 \left(\frac{v_5}{v_4} \right)^2 \approx 0.5 \times v_5^2 \dots \dots \dots (5)$$

ΔP_c : 間仕切り天井部より下部の圧力損失 (mm)

v_4 : 実験したときの材間風速 ($0.8 \sim 1 m/sec$)

v_5 : 圧力損失を求めようとする材間風速 (m/sec)

よつて、乾燥室内の全圧力損失 P は次のごとくなり、

$$P = \Delta P_{a1} + \Delta P_{a2} + \Delta P_b + \Delta P_c \dots \dots \dots (6)$$

実験乾燥室についてこれらの値を求めれば次のごとくなる。

$$P = 1.96 + 0.18 + 1.18 + 0.5 = 4.82 (mm)$$

また、この方法により材間風速 $1.5 m/sec$ 程度の第 26 図に示す乾燥室について、各部の条件を次のごとく決定して圧力損失を算出すると、

送風機直径 : $0.6m$

回転数 : $1,500RPM$

回転部面積 : $0.283m^2$

風量 : $150 \sim 170 m^3/min$ (静圧 $7 \sim 8 mm$)

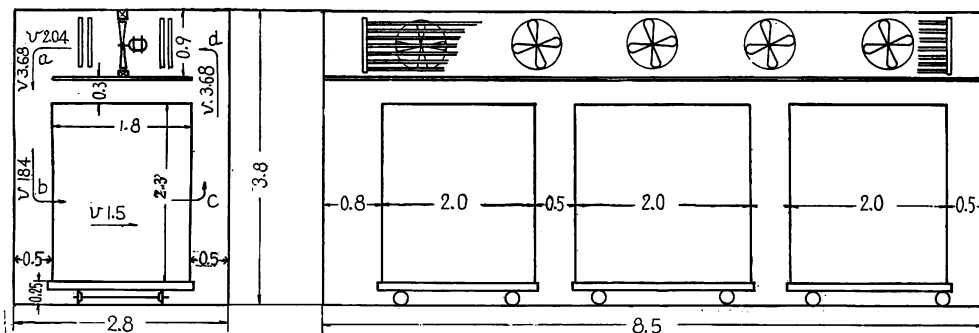
送風機前面風速 : $v_1 = 9.4 m/sec$ $v_2 = 2.04 m/sec$

加熱機列数および風速 : 4 列 $v_3 = 2.04 m/sec$

風の広がり (縮小) 角度 : 60 度

正面図

側面図



第 26 図 風圧を計算した乾燥室の寸法および各部の風速

単位は m , 棧積段数 49 段, v : 風速 m/sec

$$P = \Delta P_{a1} + \Delta P_{a2} + \Delta P_b + \Delta P_c = 3.28 + 0.32 + 1.66 + 1.13 = 6.4 \text{ mm}$$

となり、TORGESON³⁾の発表している材間風速 1.6 m/sec および 2.3 m/sec に対する圧力損失 6.1 mm , 6.6 mm とよく似た値が得られ、この計算法により圧力損失の略値がつかめるものと思われる。

5. 結 言

I F 型乾燥室の棧積み内の風速、風圧分布について棧積みの模型を用い、あるいは乾燥室の形状および構造等を変えて試験した結果次のことが判明した。

(1) 乾燥室の壁面に傾斜をつけなくとも棧積み内の風速分布は大略均一となる。ただし、ダブルトラック乾燥室の場合は吹き込み側にだけ傾斜板をとりつけた方がよい。

(2) 間仕切り天井、棧積み上のパッフル、台車下のパッフル等は完備したものが必要である。これが悪いと風がこの部を直通して風量の欠損となる (第16図参照)。

(3) 天井部の誘導板は棧積み上部の風速増加に多少の効果があるらしい。また、天井から棧積みにはいる部分の整流板は棧積み上部の風速分布の均一化にさらに効果があると思われるが、その調整はきわめて困難であろう。

(4) 間仕切り天井の幅を棧積み幅より広くすると、棧積み上部の風速の低下がはなはだしくなる。

(5) 棧積み側面は垂直に積まないと材間風速の乱れとなる。

(6) 乾燥室の間口 3.5 m 、間仕切り天井までの高さ 3 m のシングルトラックの乾燥室において奥行方向に 1.5 m おきに1馬力相当の送風機を設ければ、材間風速は約 1 m/sec となり、材間風速は送風機間隔にほぼ逆比例する。

(7) 材間風速 $0.8 \sim 1.0 \text{ m/sec}$ 程度の乾燥室で室内各部の圧力損失を測定した結果、その総計は約 4.5 mm Aq である。

(8) 棧積み通過に際しての圧力損失は一般に大きく考えられているが、この値は比較的少なく、材間風速 1 m/sec の場合 0.5 mm Aq 程度であり、ほとんどの圧力損失が間仕切り天井より上部で消費されている。

(9) 乾燥室内の損失圧力の近似値は(1)式～(6)式を用い算出することができる。したがって、I F 型乾燥室設計にあたっては、まず材間の必要風速を決定し、次に必要風量を求め、各部の風速を求め、圧力損失の総計を算出し、送風機の特長表により、風圧、風量の関係をしらべ、乾燥室の送風機台数を決定すべきである。

文 献

- 1) STURANG : Strömungsfragen beim Trocken von Holz. Holz als Roh- und Werkstoff, 5, (1952).
- 2) KOLLMAN, F. : Technologie des Holzes und der Holzwerkstoffe, 2 Band, (1955).
- 3) TORGESON, O.W. : Uniformity of air distribution in lumber dry kilns. F.P.L., Technical Note.
- 4) 寺沢 真・筒本卓造 : 木材乾燥室に用いた熱線風速計, 林試研報, 97, (1957).
- 5) 衛生工業便覧 : 社団法人衛生工業協会, (1957).
- 6) 寺沢 真・筒本卓造・小玉牧夫 : 木材乾燥装置に関する研究 第4報, インターナルファン型乾燥室における棧積み内の乾燥むらについて, 林試研報, 143, (1962).
- 7) 寺沢 真 : インターナルファン型乾燥装置, 木材工業, 15, 7, 8, 9, (1960).