

東京大学航空研究所遷音速吸込風洞のシリカゲル 空気乾燥装置に関する報告

河 村 龍 馬
福 井 四 郎
辛 島 桂 一

概 要

本報告は東京大学航空研究所所在の 12 cm×22 cm 遷音速吸込風洞に設置したシリカゲル空気乾燥装置に関する報告である。本報告は3部より成り、第1部は予備実験に関する報告、第2部は設計計算の手続および性能計算、第3部は実際に製作された乾燥装置の性能に関する実験結果の報告である。

ま え が き

高速風洞では、空気の断熱膨脹によって測定室附近の温度低下が著しく、これに起因する空気中の水蒸気の凝縮が風洞実験の障害の一つになるので、作動空気中の水蒸気を予め除去しておく必要がある。回流式連続風洞は水蒸気除去の点では最も簡単で、風洞内の空気に乾燥したものをういれば済む。間歇式風洞の中でも、高圧噴出式のものでは、高圧貯気槽内で水蒸気の大部分が自然凝縮をおこす上に、空気を貯えるのに要する比較的長い時間の中に少量づつ水蒸気を除去して行けばよいから、吸湿装置も小型で済みまた除湿もほぼ完全に行われる。最も困難なのは、大気を真空槽に吸込む方式の吸込式風洞の空気乾燥である。この型式の風洞では短い風洞作動時間（通常数 10 秒程度）内に1気圧の空気中から大量の水蒸気を除去しなければならず、また、吸湿装置を空気が通過する際の圧力損失も無視することはできないから、装置が自然大型になるのは避けられない。この種の風洞の水蒸気除去方法としては、空気取入口に吸湿剤を置き、その層を通った乾燥空気を測定部に導くのが、最も簡単なそして考え得る唯一の方法であるように思われる。

東京大学航空研究所所在の遷音速吸込風洞（測定部断面 12×22 cm）に空気乾燥装置を設ける必要性は既に久しい以前から認められつつも資金不足のために具体化するに到らなかったところ、昭和 32 年度機関研究費の配分を受けて漸く実現することができた。本文はその報告である。

高速風洞の空気乾燥装置はわが国においてもすでに幾つか完成あるいは完成途上にある。噴出式風洞としては東大工学部風洞、吸込式風洞では機械試験所で運転中の尼ヶ崎住友金属風洞、回流式風洞としては航空技術研究所で建設中の遷音速風洞等の乾燥装置がそれである。しかし、これらに関する報告がほとんど発表されていないので、われわれの資料も完全とは言い難いが、将来この種の装置を計画設計する際の参考とも考えて、ここに発表する次

第である。

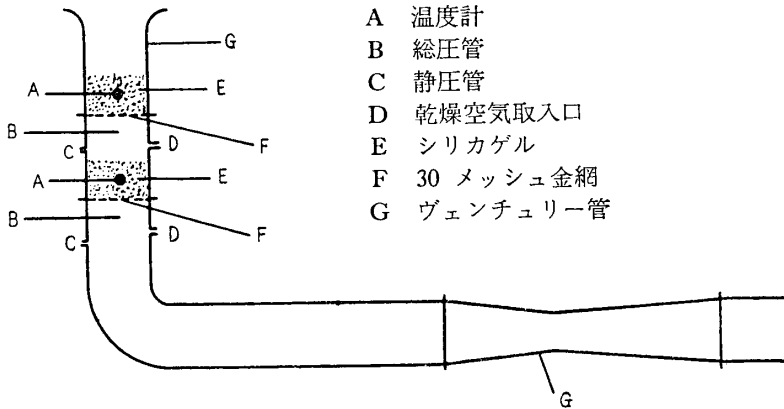
本報告は3部より成り、第1部は予備実験に関する報告、第2部は12×22 cm 遷音速吸込風洞に設置された乾燥装置に関する設計計算の手續及び性能計算、第3部は乾燥装置の実際の性能に関する実験結果の報告である。

本乾燥装置の吸湿剤としてはシリカゲル (Silica-Gel) を使った。吸湿剤としてはこの他にソバビード (Sovabead) がある。前者を選んだ強い理由は別がない。予備実験を行った理由は、吸湿剤の性能および乾燥装置に関する資料が業者の手中に握られていて十分に得られないことと、これらの資料がすべて非常に低速 (数 m~数 10 m/min) の場合のもので、われわれの計画に直接利用できそうに思われなかったことによる。

第1部 予備実験に関する報告

1.1 実験装置

実験装置は流量測定のためのヴェンチュリー管およびシリカゲル槽の2部より成る。シリカゲル槽は4" ガス管を150 mm の長さに切って一端に30 mesh の金網を張りゲル受とした。ゲル槽は2段用意し、各段には温度計挿入孔、静圧孔、総圧管および乾燥空気取出口を設置した。乾燥空気は小型真空ポンプで吸出し、その流量を2~4 l/min 程度におさえた。乾燥空気の露点は北辰電機株式会社製の露点湿度計を用いて測定した。この露点計の



第1図

測定範囲は +30°C~ -70°C である。実験に使用した乾燥剤は富士ゲル株式会社製の青ゲルである。粒子の大きさは10~20 mesh, 6~10 mesh および6 mesh 以下の3種があるが、主として10~20 mesh のものを用いた。

1.2 実験方法

実験の手續は次の通りである。

- 1) ゲル槽をヴェンチュリー管を通して真空槽につなぎ、弁を開いて流速を一定に保つ。
- 2) 小型真空ポンプを廻して乾燥空気の一部を2~4 l/min で吸出す。
- 3) 乾燥空気の露点、ゲルの温度およびゲル層通過による総圧損失を測定。
- 4) ゲル層を1段にした場合と2段にした場合とで3)の実験を行う。

以上の操作は実際的には初期条件すなわち大気温度、大気湿度、ゲルの乾燥状態等を完全に整えなければ実験データとしては真に意味を成さないけれども、これらの初期条件を整える事は極めて困難であり、実際的には不可能に近い。大気温度および大気湿度の小さな変化

はゲルの吸湿性能に大きな影響を与えないが、ゲルの乾燥状態はその吸湿性能に大きく関係する。ゲルの乾燥状態を正確に測定する事は極めて困難であるので、本実験においては次のような方法を取った。すなわち青ゲルは乾燥状態にあっては深青色を呈するが、水分を吸うと青色が脱色されて赤味がかった透明状態となる。したがってこれを再生して使用する場合電気炉で表面が黒味がかった青色を呈するまで乾燥し、この時の色合からゲルの乾燥状態を判断した。

1.3 結 果

ゲルの吸湿性能を記述するためには種々の因子が考えられる。たとえば 1) 大気温度, 2) 大気湿度, 3) ゲルの温度, 4) 見掛の空気流速, 5) 接触時間, 6) ゲルの乾燥状態, 7) ゲル粒の大きさ, 8) ゲル槽内におけるゲルの porosity 等である。これらの因子の中でゲルの吸湿性能および総圧損失に大きな影響を及ぼすものは 2), 4), 5), 6), 7), 8) である。われわれの実験はゲルの吸湿性能および総圧損失を得る目的で行われたので次のようにして適当に処理した。

1) および 3) ゲルの吸湿に対して最も条件の悪い高温、高湿の期間である 7 月および 8 月を実験期間に選ぶ事により他の時期に対しては実験結果が安全側に出るようにした。

2) パラメタとして残した。

4) および 5) 変数として残した。

6) 前節で述べたようにして大体乾燥状態を一定に保った。

7) 各ゲルの mesh に対して行った簡単な実験の結果最も小さい粒子 (10~20 mesh) が吸湿性能は最もよい事がわかったので以後の実験は 10~20 mesh のゲルにのみ限った。

8) これは総圧損失に関係する factor であるのでゲル槽より高さ 50 cm 程度の所からゲルを落下させた後軽く表面を平にする程度とした。

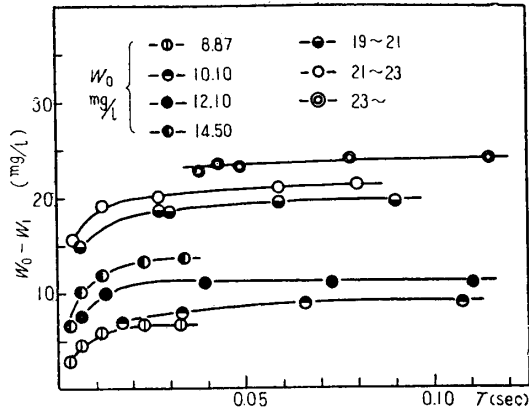
ゲル層を多層にすることは第 1 表を見てわかるように一般的にはあまり効果がないことがわかったので以後の実験は単層に限った。

第 1 表

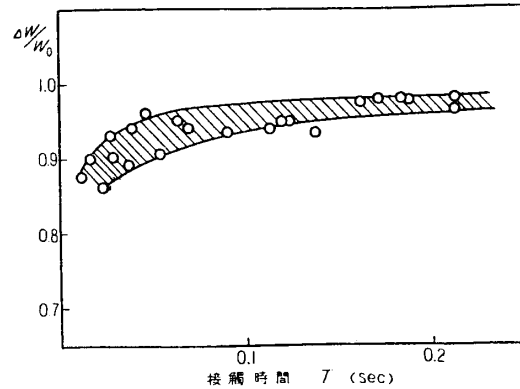
見掛風速 m/s	第 1 層ゲル重 gr	第 2 層ゲル重 gr	大 気 相対湿度 %	第 1 層出口 相 対 湿 度 %	第 2 層出口 相 対 湿 度 %
1.28	100	400	74.0	7.35	3.48
1.28	100	600	74.0	8.02	2.84
7.26	200	400	83.2	6.47	3.07
7.26	400	400	68.4	4.67	4.40
8.25	600	600	72.7	3.59	3.12
8.25	800	400	72.7	3.63	3.05
8.30	800	400	72.7	3.63	3.41
8.30	200	600	87.0	6.57	1.62

第 2 図は初期湿度状態 (大気中の水分の量) をパラメタとする脱水量と見掛接触時間との関係を示すものである。ただし W_0 は大気 1l 中の水分の量 (mg/l), W_1 はゲル層通過後

の水分の量 (mg/l), L はゲル層の厚さ (cm), U はゲル層出口の見掛空気速度を示す。見掛の接触時間 T は L/U で定義されたものである。第2図を見てわかるように見掛接触時間 $T=0.03$ s 以上であれば脱水量は殆んど飽和状態となる。この事はゲル層を厚くしてもある程度以下には露点は下らない事を意味している。本実験結果によれば $T \approx 0.1$ s で



第2図 見掛接触時間と脱水量の関係

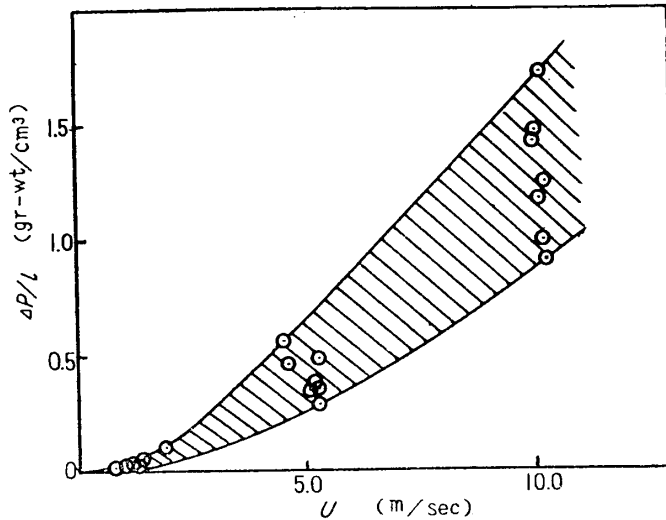


第3図 見掛接触時間と脱水量の初期含水量に対する比

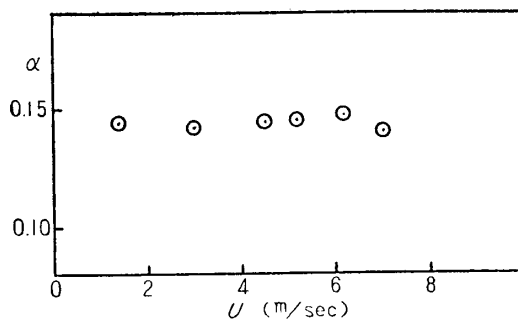
は大気露点と乾燥空気の露点の差は最大 55°C 程度である。

第3図は見掛接触時間と脱水量の初期含水量に対する比 $\Delta W/W_0$ との関係を示すもので、これによれば $T < 0.1$ では高々 98% 程度の脱水しか期待できない。

第4図はゲル層見掛空気流速と単位ゲル層厚さ当りの総圧損失との関係を示すものである。各風速に対して実験点がかなりばらつくのはゲルの疎密度が一定でないためである。



第4図 単位ゲル厚さ当りの総圧損失

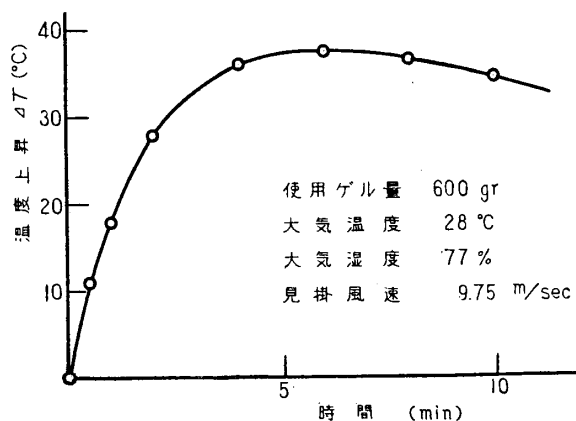


第5図 吸湿係数

ゲル重量 G に対する吸着可能な水分の量 W の比 W/G を吸湿係数 α と定義すれば第5図は見掛風速と α との関係を示すものである。これによると α の平均は 0.143 程度である。 α の求め方は次の通りである。乾燥状態にある G (gr) のゲルを完全吸湿させる。この場合青

ゲルの青色が完全に脱色された事で完全吸湿を判定した。この吸湿したゲルの重量を測定し乾燥状態の重量と比較してその増加量 W (gr) を得る。この重量増加 W (gr) はすなわちゲルが吸収した水分の量に等しい。したがって定義により α は W/G で表はされる。第 5 図は $G=100$ gr として風速を変えて行った実験の結果である。

シリカゲルの吸湿作用は発熱反応を伴うから、空気が通過する際にゲル層の温度は時間と共に上昇する。ゲル層の温度があまり高くなれば吸湿作用が劣化することが考えられる。第 6 図は予備実験において求めたゲル層温度上昇の一つで、空気通過の初期においては 20 deg/min 程度の温度上昇率をもつことを示している。本実験では装置自体の断熱に特別の方法を講じなかったが、この程度の温度上昇ならば実際の乾燥装置において重大な障害となることは考えられない。



第 6 図 ゲルの時間的な温度上昇

1.4 結 論

以上 10~20 mesh のシリカゲル乾燥剤に関する実験結果を報告したが、シリカゲル乾燥剤について次の結論が下せる。

- 1) 吸湿性能の点からは空気の接触面積をできるだけ大きくした方がよい。すなわちゲルの粒子は細い方がよい。
- 2) 接触時間は 0.03 秒以上にしなければならない。
- 3) 接触時間 0.1 秒程度で約 98% の脱水が可能である。
- 4) 吸湿係数は大体 0.143 である。
- 5) 総圧損失を緩和する点からはゲル層の porosity を大きくした方がよいが 10~20 mesh のゲルでも見掛風速 10 m/s 程度で単位ゲル厚さ当り高々水柱 2 cm 程度にすぎない。

第 2 部 12 cm×22 cm 遷音速吸込風洞に設置されたシリカゲル 空気乾燥装置の設計計算ならびに性能計算

2.1 設計において注意すべき点

第 1 部で報告した予備実験の結果に基づいて実物の乾燥装置の設計に際して次の点に注意すべきである：

- 1) 吸湿性能を良くするためにはゲルの空気に対する接触面積を大きくする。
- 2) 露点を下げるためにゲルの厚さをあまり厚くする事は総圧損失を大きくするだけで効果がない。またゲル層を多段式にするのもあまり意味がない。
- 3) 見掛の接触時間は 0.03 秒以上でなければ吸湿効率は悪い。
- 4) 総圧損失を緩和するためにはゲル槽内の見掛空気速度をできるだけ小さくする。
- 5) 使用後のシリカゲルの再生を容易にするような型式でなければならない。

6) 設計資料が厳密でないから計算は安全側に概算する。

2.2 設計要求

- 1) 使用ガス：空気.
- 2) ゲル槽入口空気条件：
 - a) 温度 30°C, b) 湿度 80% (以上東京における夏期平均値), c) 気圧 760 mmHg.
- 3) ゲル槽出口空気条件：
 - a) 露点；-25°C 以下, b) 総圧損失；30 mmHg 以下.
- 4) ゲルが吸湿不可能に達するまでの風洞運転時間：500 s.
- 5) 風洞測定室 Mach 数：1.0
- 6) 再生時間：4 h.
- 7) 再生方法：電熱あるいは軽油.

2.3 設計計算

- 1) 総流量：測定室における総流量を 30°C, 1 気圧に換算すれば約 2700 m³.
- 2) 処理水量：30°C, 80% の湿度の大気中には 24.4 mg/l の水蒸気を含んでいる。したがって処理水量は

$$W = 24.4 \times 2700 \times 10^{-6} = 66 \text{ kg.}$$

- 3) シリカゲル所要量：10~20 mesh のシリカゲルを使用する事にして吸湿係数を予備実験で得た結果の約半分の 0.075 に取り安全係数を 1.25 に取ればシリカゲル所要量は

$$G = \frac{66}{0.075} \times 1.25 = 1100 \text{ kg.}$$

- 4) ゲル体積：ゲルの大体の見掛比重を $0.635 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ として

$$V = \frac{1100}{0.635} \times 10^{-3} = 1.74 \text{ m}^3.$$

- 5) ゲル槽型式の選定および主要寸法：普通ゲル槽には円柱型および円筒型の 2 種が考えられるが、われわれの乾燥装置に対しては場所の関係から円筒型を選定した。円筒型の利点は、広範な場所を取らない事、ゲル層を割合薄く設計できる事、したがって総圧損失を少なくできる事であるが、吸湿に対する有効面積が実際の面積より幾分減少する欠点がある。主要寸法は次の通りである：

$$\text{ゲル槽外径 } R_2 = 0.84 \text{ m, } \quad \text{ゲル槽内径 } R_1 = 0.50 \text{ m, } \quad \text{ゲル槽高さ } h = 1.20 \text{ m.}$$

2.4 性能計算

- 1) ゲル槽有効側面積：円筒型ゲル槽の有効側面積比（有効側面積に対する実際の側面積）は小型円筒型ゲル槽で実験した結果 0.80 に取るのが適当であるから有効側面積は

$$S_e = 2\pi R_1 h \times 0.80 = 3.02.$$

- 2) ゲル槽流出空気の見掛速度：ゲル槽底部の空気速度は 7 m/s であるからゲル槽内部側面の流出空気の見掛速度は

$$v_a = 7\pi R_1^2 / 3.02 = 1.80 \text{ m/s.}$$

- 3) 見掛接触時間：ゲル槽の厚さは 0.34 m であるから見掛接触時間 T は

$$T = 0.34 / 1.80 = 0.19 \text{ s.}$$

4) ゲル層通過空気の露点：第 3 図より見掛接触時間 0.19 s の場合の脱水量は 98 % と
して、残存水量は

$$W_R = 24.4 \times 0.02 = 0.488 \text{ mg/l.}$$

断熱膨脹の法則にしたがうとして測定室ではこの空気が 1/0.634 倍に膨脹するから、測定
室における残存水量は

$$0.488 \times 0.634 = 0.319 \text{ mg/l.}$$

したがって -34°C の露点を得る。

5) **condensation** 有無の判定：測定室と大気の温度比は 0.833 であるから

a) 夏期：大気温度を 30°C に取れば

$$303 \times 0.833 = 252^\circ\text{K} = -21^\circ\text{C} > -34^\circ\text{C}.$$

b) 冬期：大気温度を 3°C 、湿度を 63% とすれば含水量は $3.77 \times 10^{-2} \text{ mg/l}$ となる
から露点は -53°C である。

$$276 \times 0.833 = 230^\circ\text{K} = -43^\circ\text{C} > -53^\circ\text{C}.$$

したがっていずれの場合も測定室の温度は空気露点より高いので **condensation** は起らな
い。なお、ゲルの吸湿作用は発熱を伴い、われわれの実験結果から $30^\circ\text{C} \sim 40^\circ\text{C}$ の温度上
昇が期待できるからこの事は **condensation** に対して安全側に作用する。以上の考察より
夏期、冬期を通じて **condensation** は起らぬと判定される。

6) 総圧損失：第 4 図より見掛空気流速 1.80 m/s 附近では単位厚さ当りの総圧損失は
高々 0.5 cm Aq 以下である。したがって総圧損失は

$$\Delta H = 0.5 \times 34 = 17 \text{ cm Aq.}$$

しかし実際は有効ゲル厚さが幾分増加すると考えられるので総圧損失は 17 cm Aq より
増加するが、この増加分を考慮しても高々 30 cm Aq の総圧損失程度と考えられる。

2.5 再生装置に関する熱量計算

熱量計算に関する方法は乾燥装置の熱容量や熱損失の確実な値を算定する事が困難である
ので極く雑な概算しかできなかつたが次の通りである。実験の結果シリカゲルの安全再生温
度は 200°C 附近であるのでわれわれの計算には 200°C を採用した。

1) 所要熱量 (Q_n)

a) ゲル吸着熱 (Q_{n1})：ゲルの吸着熱は $21.7 \text{ kcal/kg} \cdot \text{gel}$ であるから

$$Q_{n1} = 21.7 \times 1100 \div 23900 \text{ Kcal.}$$

b) ゲルの温度上昇に要する熱量 (Q_{n2})：ゲルの比熱は 0.22 kcal/kg であり年平均
気温として最低平均気温 3°C を取れば

$$Q_{n2} = 0.22 \times 1100 \times (200 - 3) \div 47700 \text{ kcal.}$$

c) 水の蒸発に要する熱量 (Q_{n3})： 200°C における水蒸気の enthalpy は約 740 kcal/
 kg であるから

$$Q_{n3} = (740 - 3) \times 66 \div 48600 \text{ kcal}$$

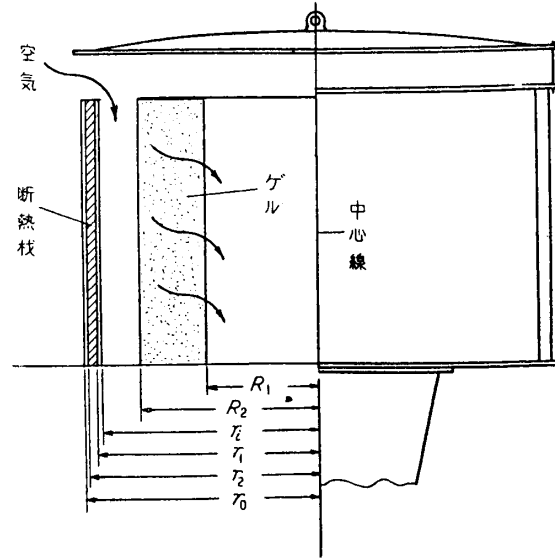
$$\begin{aligned} \therefore Q_n &= Q_{n1} + Q_{n2} + Q_{n3} \\ &= 120200 \text{ kcal.} \end{aligned}$$

2) 熱損失 (Q_i)

- a) 出口損失 (Q_{i0}): ゲル槽出口空気温度を 100°C と仮定し再生用使用空気量を $V \text{ m}^3/\text{h}$ とすれば 100°C における空気の enthalpy は約 $3 \times 10^4 \text{ cal/m}^3$ であるから

$$Q_{i0} = 30V \text{ kcal/h.}$$

- b) ゲル槽からの損失 (Q_{ig}): ゲル槽の構造は第7図に示す如きものであるから, ゲル槽からの熱損失は次式で計算できる.



第7図

$$Q_{ig} = \frac{2\pi h(t_i - t_0)}{\frac{1}{\alpha_i r_i} + \frac{1}{\lambda_1} \log \frac{r_1}{r_i} + \frac{1}{\lambda_2} \log \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_3} \log \frac{r_0}{r_2} + \frac{1}{\alpha_0 r_0}}$$

ただし

ゲル槽高さ	$h = 1.20 \text{ m,}$
ゲル槽内平均温度	$t_i = 150^\circ\text{C,}$
内面熱渡過率	$\alpha_i = 250 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg,}$
外気温度	$t_0 = 3^\circ\text{C,}$
ゲル槽鋼板熱伝導率	$\lambda_1 = 50 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot \text{deg,}$
内面板半径	$r_i = 0.95 \text{ m,}$
ゲル槽鋼板半径	$r_1 = 0.9516 \text{ m,}$
保温材熱伝導率	$\lambda_2 = 0.0569 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot \text{deg,}$
保温材外半径	$r_2 = 0.9984 \text{ m,}$
外板熱伝導率	$\lambda_3 = 50 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot \text{deg,}$
外板半径	$r_0 = 1.00 \text{ m,}$
外面熱渡過率	$\alpha_0 = 15 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg,}$

$$Q_{ig} \doteq 2700 \text{ kcal/h.}$$

- c) 炉よりゲル槽までの損失: (Q_{ip})

$$Q_{ip} = \frac{2\pi l(t_i - t_0)}{\frac{1}{\alpha_i r_i} + \frac{1}{\lambda_1} \log \frac{r_1}{r_i} + \frac{1}{\lambda_2} \log \frac{r_0}{r_1} + \frac{1}{\alpha_0 r_0}}$$

炉よりゲル槽まで 4" ガス管で熱風を輸送する事にすれば上記の式で熱損失は計算できる.

管の長さ	$l = 4 \text{ m},$
管内平均温度	$t_i = 225^\circ\text{C},$
管内熱渡過率	$\alpha_i = 250 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg},$
管内半径	$r_i = 0.0526 \text{ m},$
管外半径	$r_1 = 0.0571 \text{ m},$
保温材外半径	$r_0 = 0.070 \text{ m},$
外気熱渡過率	$\alpha_0 = 15 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg},$
管の熱伝導率	$\lambda_1 = 50 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot \text{deg},$
保温材熱伝導率	$\lambda_2 = 0.1368 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot \text{deg},$
外気温度	$t_0 = 3^\circ\text{C},$

$$Q_{lp} \doteq 3000 \text{ kcal/h}$$

$$\therefore Q_l = Q_{l0} + Q_{lg} + Q_{lp} = 5700 + 30V \text{ kcal/h.}$$

d) ゲル槽熱容量 (Q_T): ゲル槽の熱容量を大体 100 kcal/deg と見積れば最終的には 200°C まで温度上昇があるので

$$Q_T = 100 \times (200 - 3) = 19700 \text{ kcal.}$$

3) 炉の出口において必要な熱量

a) 最初の 1 時間でゲル槽温度を 200°C に高めるに必要な熱量および空気流量:

空気流量を $M_1 \text{ kg/h}$ とすれば 100°C における空気の比熱は $0.24 \text{ kcal/deg} \cdot \text{kg}$ であるから

$$Q_{l0} = (700 - 3)M_1 \times 0.24 = 23.5M_1.$$

炉の出口温度を 250°C にすれば

$$Q = (250 - 3)M_1 \times 0.24 = Q_T + Q_{n2} + Q_{l0} = 67400 + 23.5M_1$$

$$M_1 = 1890 \text{ kg/h}$$

$$\therefore Q = 111600 \text{ kcal/h.}$$

b) 1 時間以後に必要な熱量:

ゲル吸着熱 $23900 \text{ kcal},$ 水の蒸発に要する熱量 48600 kcal.

熱損失 $5700 + 23.5M_2 \text{ kcal/h.}$

再生時間は 4 時間であるから残り 3 時間でゲルを乾燥する事になる。したがって 1 時間当りの熱量は

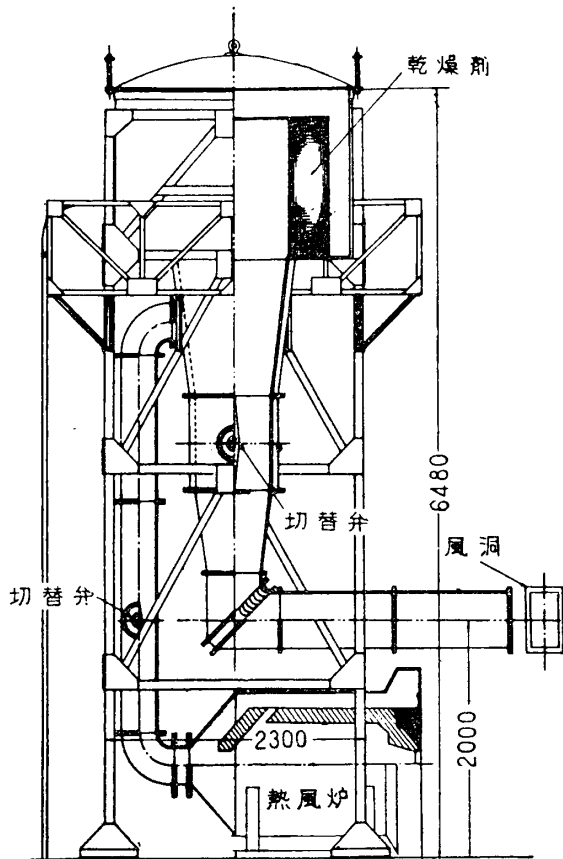
$$\begin{aligned} Q &= \frac{23900 + 48600}{3} + 5700 + 23.5M_2 \\ &= 29900 + 23.5M_2 = (250 - 3)M_2 \times 0.24 \\ M_2 &= 835 \text{ kg/h,} \\ Q &= 49500 \text{ kcal/h.} \end{aligned}$$

以上の計算で燃焼炉の熱出力は最初の 1 時間に $12 \text{ 万 kcal/h},$ 残りの 3 時間には 5 万 kcal/h あればよく全体で 27 万 kcal あれば再生可能である。

第3部 シリカゲル乾燥装置の性能に関する実験報告

3.1 諸次元

製作された乾燥装置および再生用熱風炉は経費の点から初期の設計寸法を変更せざるを得なかったが、その主要諸元は次の通りである。



第8図 乾燥装置概略図

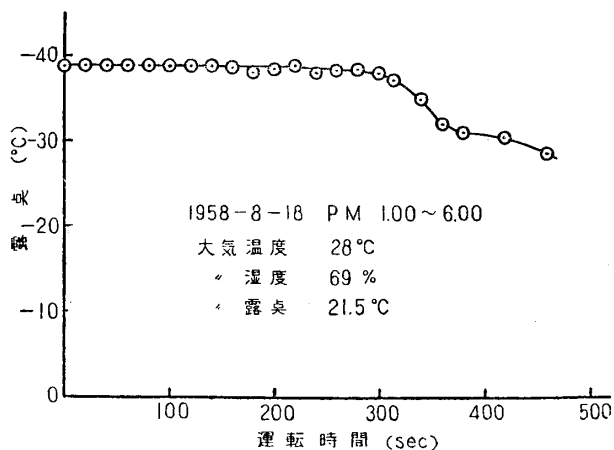
- a) シリカゲル槽：
 内径 1.00 m,
 外径 1.60 m,
 高さ 1.20 m,
 ゲル使用量 1200 kg.
- b) 再生用バーナー：仙波工業株式会社製 LOB-20 型軽油バーナー。
 風量 0.67~2.8 m³/min,
 風圧 350 mm Aq,
 軽油使用量 3~25 kg/h.
- c) 再生用送風機：東京送風機製作のターボブロアーを使用した。
 回転数 2650 rpm,
 風量 25 m³/min,
 風圧 230 mm Aq,
 馬力 3.0 HP.

シリカゲル乾燥装置および熱風炉の概略は第8図に示した。

3.2 乾燥空気の露点

乾燥空気は風洞運転中にその plenum chamber より取り出し、北辰電機株式会社製の露点計（精度 ±1°C）を用いて露点を測定した。第9図は1958年8月18日 P.M. 1.00~6.00 において行われた実験結果を示すもので、風洞運転時間と露点の関係を示している。当時の初期条件は次の通りである。

大気温度 28°C, 大気湿度 69%, 大気露点 21.5°C.



第9図 風洞運転時間と乾燥空気の露点の関係

第 8 図によれば最初の 300 秒間は露点は殆んど一定で $-38^{\circ}\text{C}\sim-39^{\circ}\text{C}$ を示すが、それ以後急速に上昇する。500 秒間の風洞運転に対しては $10^{\circ}\text{C}\sim 15^{\circ}\text{C}$ の露点上昇が起ると推定される。一方初期条件より期待されるべき露点を計算すれば次の通りである。

28°C , 69% の大気中には 18.83 mg/l の水蒸気が含まれているから脱水量を 98% とし、測定室の Mach 数を 1.0 とすれば

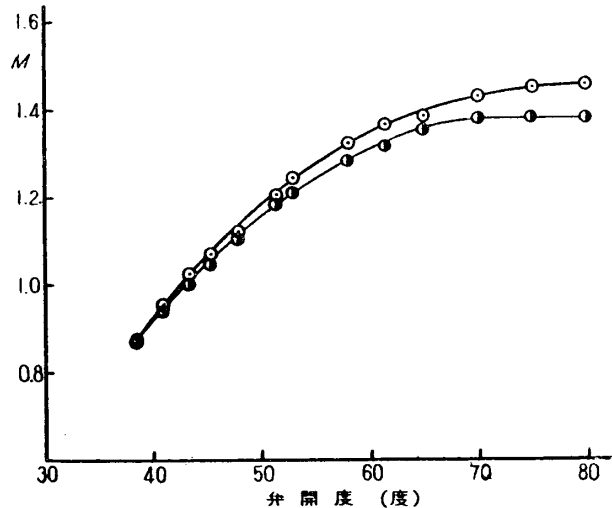
$$18.83 \times 0.02 \times 0.634 = 0.239\text{ mg/l.}$$

したがって露点は約 -37°C となる。われわれの実験結果はこれよりも低目に出ているが、一応妥当な値であると考えられる。

500 秒後には露点は -25°C 程度になると推定されるが、測定室温度は -22°C 程度であるから condensation の懸念はなく、500 秒間の風洞運転は可能であると考えられる。

3.3 plenum chamber の Mach 数

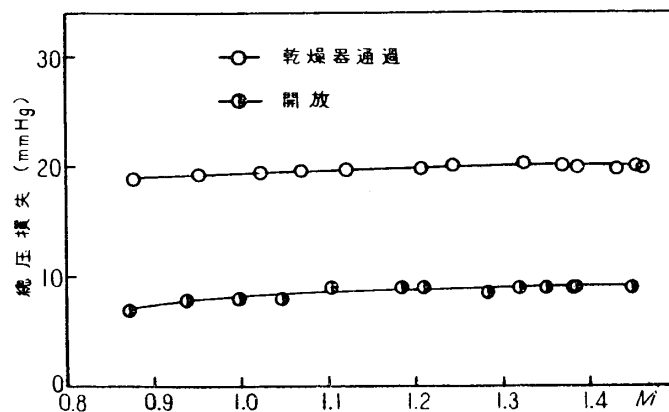
第 10 図は plenum chamber の圧力から計算した Mach 数と流量調節の弁角度の関係を示すもので半黒丸は乾燥装置設置前の Mach 数を、白丸は設置後のそれを示す。これによれば超音速領域では、乾燥装置設置前の Mach 数の方が著しく低目に出ている事がわかる。これは condensation の影響であると考えられる。



第 10 図 風洞弁開度と plenum chamber の Mach 数との関係

3.4 総圧損失および plenum chamber の温度変化

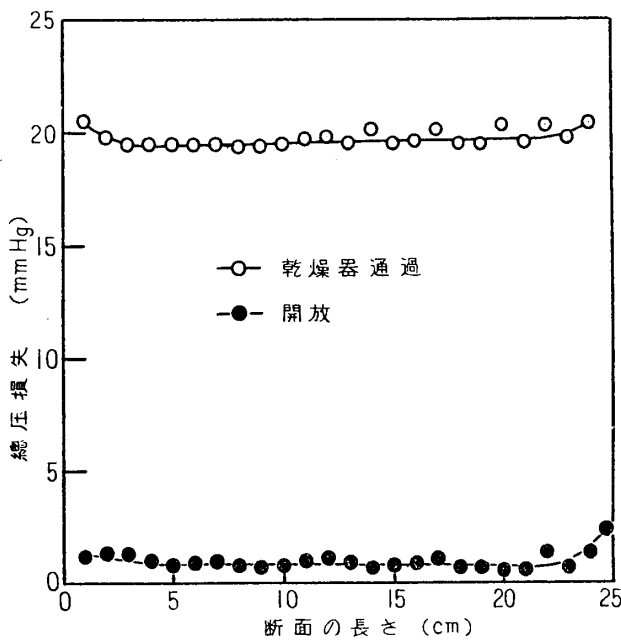
第 11 図は Mach 数と測定室における総圧損失の関係を示すもので、 $M=1.30$ 附近で 22 mmHg 程度である。半黒丸はゲル槽から測定室までの風路における摩擦および角を曲る時に起る損失の和を示す。したがってゲル槽自体を通過する時に生ずる総圧損失は 12 mmHg 程度である。



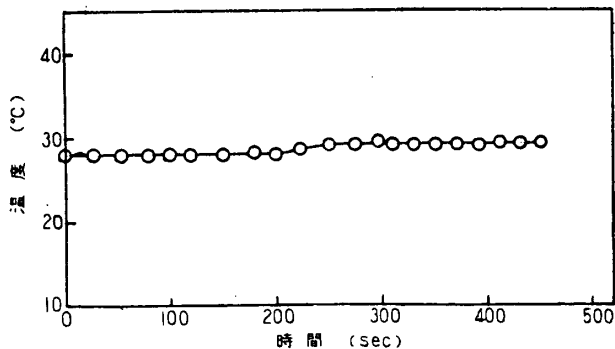
第 11 図 総圧損失と Mach 数との関係

程度である。

第 12 図は風洞測定室前方における横方向の総圧損失の分布を示すもので、白丸は全損失、黒丸は角を曲るために起る損失である。測定室前方約 1 m 附近で風路が直角に曲っているため、その部分に変流翼を挿入したが、一応横方向の総圧損失の分布の変動が心配された。しかし第 12 図を見てわかるごとく



第12図 吸込口断面圧力分布



第13図 plenum chamber の温度

その変動は高々 2mmHg にすぎない。

第13図は plenum chamber の温度変化を示すものである。元来ゲルの吸湿作用は発熱を伴うものであるが、風洞を含む装置全体の熱容量が大きいため plenum chamber の温度変化は僅少で 1°~2°C 程度である。

3.5 再生用熱風爐の性能

設計当初においては最初の1時間に12万 kcal、残りの3時間に毎時5万 kcal、合計27万 kcal の熱量を供給して4時間でゲルを再生する予定であったが、再生用送風機の風圧および風量の関係から実際には毎時5~6万 kcal (軽油にして5~6l) の熱量しか供給できなかった。この理由は当初再生用送風機の風圧および風量で、再生用バーナーの1次空気および熱量輸送のための冷却風を賄う計画であったが、熱風炉の設計不良のため、冷却風の風量を多くすれば、再生用バーナーの1次空気の風圧が不足して back fire を起すので、送風機の風量の大部分をバーナーの1次空気に使用し、残りを冷

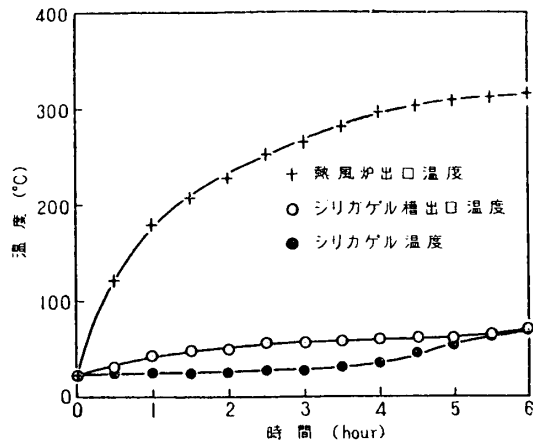
却用を使用したため熱量輸送は殆んど熱風の自然対流を頼る事になったし、熱風炉の出口過度を 250°C~300°C におさえるために毎時 5~6 万 kcal の熱量しか供給できなかった。

第14図は熱風炉出口温度 (+印)、ゲル槽出口温度 (白丸) およびゲルの温度 (黒丸) を示すもので、ゲル槽出口温度およびゲル温度とが一致した時刻すなわち6時間後が、ゲルの再生完了を示す。ただし、ゲルの温度はゲル槽出口附近の表面に近い部分で測定したため割合低い温度を示しているが、内部の温度は推定 150°C 程度である。

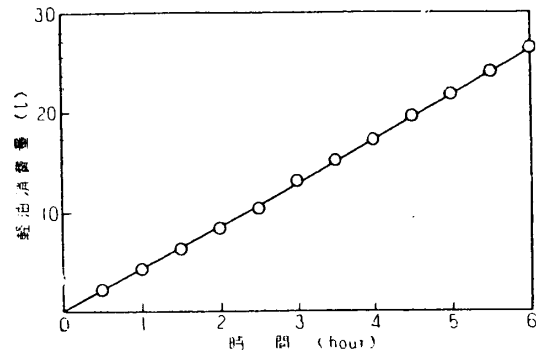
第15図は軽油の消費量を示すもので6時間で大体 27l を消費している。これを熱量に換算すれば 27~30 kcal であるから設計時における熱量計算に大きな誤はなかったと認められる。

3.6 結論

従来この種の乾燥装置に関しては設計資料も少なく、極く雑な予備実験の資料を基にして



第 14 図



第 15 図 燃料消費量

設計製作したにも拘らず一応初期の目的を達成する事ができた。乾燥装置設置前後の風洞の性能を比較して乾燥装置設置による重大な不都合な点が出て来なかった事は幸であった。露点は -39°C 程度で 300 秒間の運転が可能であり、なお 500 秒間は condensation の起る懸念なく風洞運転が可能であるとの結論に達した。22 mmHg 程度の総圧損失では風洞運転に何等の支障はなく、plenum chamber の温度が殆んど変化しないのも全く好都合である。なお改良すべき点はゲル槽の断熱をもっと良くする事および再生用送風機の容量を大きくして強制対流をするようにする事であって、これによりゲルの再生時間を短縮する事が期待される。

1958 年 9 月 3 日 航空力学部

Abstract

Ryuma KAWAMURA, Shiro FUKUI and Keiichi KARASHIMA, *Report on the Silica-Gel Air Dryer for the Suction Type Transonic Wind Tunnel at the Aeronautical Research Institute, University of Tokyo.*—This is the report of completion of a Silica-Gel air dryer mounted at the intake of the suction type transonic wind tunnel with a 12×22 cm test section at the Aeronautical Research Institute, University of Tokyo. The report consist of three parts: the preliminary experiments, design and performance calculation, and the measured performance of the dryer. The dryer is of the circular cylinder type containing 1,100 kg Silica-Gel in it. The dew-point of the air through the dryer was found to be as low as -38°C in a ordinary summer day, which is low enough to prevent the water vapor from condensation at the test section. The agreement of the estimated performance with the measured one is generally good.