

大型極超音速風洞用高温高压配管の熱設計

永井伸治^{*1} 津田尚一^{*1} 平林則明^{*1}
関根英夫^{*1} 榊原盛三^{*1} 下平一雄^{*2}
入野光博^{*3}

Thermal Design of 10 m-Long Hot Duct for Large Hypersonic Wind Tunnel

Shinji NAGAI^{*1}, Shoichi TSUDA^{*1},
Noriaki HIRABAYASHI^{*1}, Hideo SEKINE^{*1}, Kazuo SHIMODAIRA^{*2},
Seizo SAKAKIBARA^{*1}, and Mitsuhiro IRINO^{*3}

ABSTRACT

This study attempted to improve the hot duct connecting the air heater to the hot shut-off valve of the large hypersonic wind tunnel with two newly designed thermal insulation systems. The performance of the thermal insulation system of ceramic fibers covered with stainless steel plates and the other of heat resistant foil layers was assessed by axisymmetric 2-dimensional heat calculations with conduction coefficients obtained experimentally. Temperatures at each part were examined when the tunnel was operated at maximum total pressure most frequently, 5 times per day. Obtained total temperatures at minimum total pressure, and effects of a water-cooled outer pipe were also discussed. The improved hot duct with the ceramic fiber covered with the stainless steel plates and water-cooled outer pipe delivered the necessary performance.

Keywords: Thermal Insulation, Hot Duct, Heat calculation

概要

空気加熱器から大型極超音速風洞の遮断弁まで、高温高压の空気を輸送する全長約 10m の高温高压配管の断熱性能を改善するため、金属箔多層巻き構造、金属被覆セラミック繊維を用いた新たな断熱構造の設計を行った。両設計の断熱性能を評価するため、実験値を取り入れた熱主体の軸対称 2 次元計算による解析を行った。最大漉み圧で 1 日 5 ラン通風を行った場合の各部温度、漉み点圧力が低い場合の気流温度、さらに配管伸びを抑えるための外筒の強制水冷の影響についても検討を行った。外筒に水冷蛇管を施した金属被覆セラミック繊維断熱構造による高温高压配管の改修を行い、必要な性能を得ることに成功した。

1. まえがき

127cm 大型極超音速風洞は、平面配置の都合により、高温遮断弁と空気加熱器との間を約 10m 長の配管で結ぶ必要がある。大型風洞のマッハ 10 ノズル出口での空気液化を防ぐためには、1073K 前後の漉み点温度が必要であり、漉み点圧力範囲は 1 ~ 9.8MPa である。

このような高温高压の空気を送る配管は、厚い金属ライナで形成されたものである。このライナである内筒の外側に外筒を設け、外筒と内筒との間に断熱構造を設けることによって断熱を行い、圧力は外筒で受け持つ。都市ガスバーナによって予熱される内筒を高温に保ち、作動空気の温度低下を防ぐと共に、圧力容器である外筒の強度を保ち、外筒の熱伸びを抑えるために断熱性能が非常に重要になる。

* 平成 10 年 6 月 12 日受付

*1 空力特性研究部(Aerodynamics Division)

*2 航空エンジン研究部(Engine Division)

*3 三菱重工業株式会社(Mitsubishi Heavy Industries)

建設計画時の断熱構造は、内筒に多数の均圧スリットを開け、内筒と外筒との間にセラミック繊維を直接充填したものであった。しかし通風中の高温空気の予せぬセラミック繊維中の伏流が、断熱性能の低下と風洞気流へのセラミック繊維の飛散を招いた。そこで外筒と内筒寸法を変更せずに、構造と断熱材の変更のみで断熱性能の向上を図った。

内筒と外筒間の均圧スリットを極力減らし、さらにセラミック繊維に代わる断熱材として、50cm 風洞の整流筒で長年使用実績がある金属箔多層巻き構造を用いた設計を行った。

この設計による断熱性能を評価するため、実際の使用状況を想定した詳細モデルによる解析を行った。解析は予備実験の測定値を取り入れた熱主体の軸対称 2 次元計算によるものである。1 日の最大サイクルである 5 ランの運転サイクル中での配管各部の温度変化を計算し、澱み点圧力がかっとも高い場合でも、外筒の局所最高温度が材料強度上の上限を越えないこと、外筒の平均温度が配管全体の熱伸びを許容値以下に収める値であることを確認する作業を行った。また加熱器の効率が低下する澱み点圧力が低い場合に、通風中十分な気流温度が得られるかを検討した。外筒を部分的に強制水冷した計算を行い、自然空冷部分と強制水冷部分の各部温度を比較した。

同様な均圧構造を持ち、金属被覆したセラミック繊維を断熱材とする設計も行った。金属箔多層巻き断熱構造と同様な熱伝導計算により断熱性能の評価を行い、強制水冷の必要性を探った。外筒を強制水冷するための水配管を模擬した詳細な計算モデルで計算を行い、各部温度へ与える影響を調べた。

外筒に水冷蛇管を施した金属被覆セラミック繊維断熱構造による高温高压配管の改修を行った。配管内を輸送される熱量が最大となる最大澱み圧に至る通風を行い、配管各部温度を測定し、必要な断熱性能を得られていることを確認した。

2. 高温高压配管の構造と機能

図 1 に高温高压配管の平面配置図と、建設計画時の概念的な構造を示す。高温高压配管は軸対称構造をしており、内筒と外筒、さらにそれらの間の断熱構造によって構成されている¹⁾。澱み点圧力 1 ~ 9.8MPa、澱み点温度 950 ~ 1170K、最大流量 23.5kg/sec の高温高压空気は内筒内を 40m/sec 程度で流れる。外筒は外径 318.5mm × 厚さ 21.4mm であり、内筒は外径 168.3mm × 厚さ 9.5mm である。この長さ約 10m の配管での温度低下を防ぐため、作動空気と接触する内筒は予熱バーナーの燃焼ガスによって最高 1170K まで予熱される。この内筒は予熱停止後、通風前にかかる時間を考慮して蓄熱容量を持たせている。内

筒の熱伸びは内筒継ぎ目に設けたテレスコピック構造の伸縮継ぎ手で吸収する。

外筒と内筒との間に断熱構造を持つことにより断熱を行う。温度が 1070K 以上となる内筒は、強度上大きな圧力差に耐えることができない。内筒の外側に高压空気を導入し、内筒の内外で均圧する事が必要である。高温高压の空気は断熱構造にも入り込むことになる。

外筒の材質は JIS STPT480 であり、一般的な炭素鋼の温度特性から 620K 程度までの強度は保証されている。しかし配管全体の温度が上昇すると、配管全体の伸びによりノズルの軸が曲がることになる。この伸び量を吸収するため、熱膨張による伸び分を予め差し引いた配管長とし、荷重を強制的に加えて歪ませた状態で据え付けられている。このような据え付け方法を引き締めと呼ぶ。配管全体の初期温度 294K から平均温度 391K となった場合の、高温遮断弁の配管方向の伸び変位量が 9.9mm となる解析結果¹⁾から、引き締め代は寒冷時の応力と変位を考慮して 6mm とされている。従って断熱構造には外筒全体の平均温度が最大でも 390K 前後となるような性能が要求される。

高温高压配管は風洞運転時に、内筒予熱、加圧、通風、放圧、待機の 5 つの過程からなるサイクルを繰り返す²⁾。一日の一番目のサイクルでは最初に 1 時間程度の温度分布改善が加わる。プロウにより加熱器ペブル層の温度分布を改善するもので、大流量の高温空気が配管内を流れる。その後最長 1 時間の予熱により、内筒は風洞澱み点温度以上の温度まで予熱される。予熱はほぼ大気圧で燃焼させた予熱バーナーの燃焼ガスを内筒内側に流すことによって行う。

予熱停止後、各弁類の操作を行って残存ガスを排気装置にて真空排気し、通風準備を行う。加圧は高压貯気槽から導いた乾燥空気を空気加熱器で加熱し、この高温空気で遮断弁より上流を充填加圧することによって行う。加圧にかかる時間は澱み点圧力と高压貯気槽の残存圧力に依存するが、最長 10 分程度である。高温高压配管を含む加熱器圧力が澱み点圧力に達した時点で遮断弁を開き、30 ないしは 60 秒の通風を行う。通風後遮断弁を閉め、加熱器底の放圧弁より大気圧まで放圧を行う。放圧に要する時間は澱み点圧力に依存するが、最長 10 分程度である。

3. 建設計画時の配管構造の問題点

建設計画時の高温高压配管の断熱層は、セラミック繊維（登録商標カオウル）を直接充填するものであった。しかし風洞運転を開始すると、当初予測していなかった断熱性能の低下と、セラミック繊維の風洞気流への飛散が発生した。

内筒には均圧スリットが多数切られていた。通風時に動圧の高い風洞作動空気が絶えず内筒内外を出入りし、内筒

と外筒の隙間にある断熱材中をこの高温空気が流れることにより、断熱性能を低下させ、セラミック繊維の飛散が生じたものと考えられる。

断熱性能の低下により、澱み点圧力の増加に従って外筒の温度が上昇した。特に図1で加熱器マニホールドから鉛直に立ち上がり、水平方向に90度流れの向きを変えるT字部では、高温気流が内筒壁に衝突するため、最も外壁温が上昇した。これより最大澱み圧である $P_0 = 9.8 \text{ MPa}$ では、局所的に強度が保てなくなる620Kに達することが予想された。また澱み点圧力が低いときは、加熱器の熱交換率低下と配管での熱損失のために、設計点である1070Kの澱み点温度を得ることが容易ではなかった。

4. 新たな断熱構造の設計

外部との取り合いと材料手配の都合上、建設計画時の高温高压配管の外筒と内筒の寸法を可能な限りそのまま用いて断熱性能の向上を図った。したがって新たな断熱構造の設計としては、均圧方法、断熱材の選択、選択した断熱材を保持する詳細構造の決定、外筒強制水冷の採否とその詳細構造の決定だけがその自由度となる。

均圧方法については、内筒内外の高温空気の出入りを極力減らすため、内筒全面にわたる均圧スリットを廃止した。均圧は内筒端の熱伸びを吸収する伸縮継ぎ手の摺動部の隙間のみによって行うものとした。隙間は内径167、外径168の0.5mm幅のリング形状である。

断熱材の選択については、セラミック繊維に代わる断熱材として、50cm極超音速風洞の整流筒や遮断弁周りで長年の使用実績がある金属箔多層巻き構造を第1案とした³⁾。しかし既設風洞の整流筒や遮断弁周りは予熱をしないため、高温空気に曝されている時間が通風前後に限られる。これに対して長時間にわたって予熱と通風を繰り返す、熱環境の異なる大型風洞の高温高压配管に適用するためには、実際の形状に即した詳細なモデルによる、実際の使用条件を想定した断熱性能の予測解析と評価が必要となる。箔の枚数による断熱効果から考えると、内筒と外筒の間の空間を全て多層巻き構造とする必要はなく⁴⁾⁵⁾、半径方向に箔を24枚多層巻きとすれば充分であるが、箔の枚数が充分であるかどうかを確認するために、外筒と内筒間の空間をほぼ多層巻き構造とする36枚とした検討も行った。

また金属被覆したセラミック繊維を断熱材として用いることも第2案として検討を行った。建設計画時構造にも採用されたように、セラミック繊維は優れた断熱性能を持っている¹⁾。しかし内筒内外を均圧するため出入りする高温空気による飛散を防ぐ必要がある。厚さ2mmのステンレス鋼板でセラミック繊維を被覆する円筒状の箱を作り、セラミック繊維の飛散を防止する。被覆箱内外の均圧は飛散防止板を設けた均圧孔により行う。この場合問題となるの

は、セラミック繊維を被覆している厚さ2mmのステンレス鋼板内の熱伝導の影響である。金属箔多層巻き構造と同様に、詳細なモデルによる断熱性能の予測解析と評価を行った。

5. 金属箔多層巻き断熱構造の検討

5.1 T字部内部流試験

評価計算に先立ち、内筒内外を出入りする漏れガスの影響を確認するためにT字部実物大模型内部流試験を行った。T字部は高温高压配管の中で、最も外筒温度の上昇が激しいところである。また内筒の均圧摺動部の数も多く、内筒内外の漏れガス量が最も多い部分であると考えられる。したがって漏れガスの影響を熱伝導の補正係数に置き換える場合、T字部を模擬した実験を行って評価すれば、最も安全側で補正できると考えられる。

図2に試験の概略を示す。摺動部隙間による新均圧構造と金属箔24枚の多層巻き構造からなる断熱構造を持ったT字部の実物大模型を、航空エンジン研究中圧燃焼試験装置に設置して高温空気を通風し、各部圧力と断熱材外側温度、外筒内側温度を測定した。内部流となる高温空気の最大圧力0.9MPa、最高温度770K、最大流量2.2kg/sまでの試験を行った。

5.2 計算手法

1日5サイクルの複雑な繰り返し計算を行うため、計算は軸対称構造の配管の一部を取り出し、熱主体の軸対称2次元非定常計算を行う。

予熱のための燃焼ガス、または通風のための高温空気を主な熱の入力とする。この配管入口端から内筒内側に入力された熱が下流に輸送されながら、外筒外側の常温の雰囲気空気や冷却水に向けて散逸して行く過程について計算を行った。

各部の物理量や、各部を構成する物質が持つ熱伝達率や熱伝導率、放射率によって時事刻々各部に散逸する熱量が定まる。さらに各部に分配される熱量により、刻々変化する各部温度を求める非定常計算を行う。時間変化する各部温度を吟味することにより、断熱性能の評価を行う。配管の支持構造の影響は無視し、配管出口端の境界条件はガスの流れを除き断熱とした。

エネルギーの式を示す。

$$T / t + v \cdot T = 1 / c \cdot T \quad (1)$$

v は流速ベクトルである。予熱、待機時の自然放熱、加圧、通風、放圧の各過程での内筒と外筒間の空気の流れは、T字部内部流試験の圧力測定結果より決定した。

内筒内空気と内筒内面との熱伝達の式を以下に示す。

強制対流熱伝達：

$$Nu = 0.024 (Re^{0.8}) (Pr^{1/3}) \quad (2)$$

放射熱伝達：

$$qr = Fij \cdot (Tg^4 - Tw^4) \quad (3)$$

$$Fij = 1 / (1 / g + 1 / w - 1) \quad (4)$$

ここに Nu : ヌッセルト数
 Re : レイノルズ数
 Pr : プラントル数
 qr : 放射熱流速
 Fij : 放射形態係数
 g : 流体放射率； 燃焼ガス； 0.2, 空気； 0.0
 w : 内壁放射率； 0.85
 Tg : 流体温度
 Tw : 内壁温度
 : ステファン, ボルツマン定数

外筒外面から雰囲気空気への熱伝達の式を以下に示す。

自然対流熱伝達：

$$Nu = 0.56 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \quad (5)$$

放射熱伝達：

$$qr = Fij (Tw^4 - Ta^4) \quad (6)$$

$$Fij = 1 / (1 / w + 1 / a - 1) \quad (7)$$

ここに Nu : ヌッセルト数
 Gr : グラスホフ数
 qr : 放射熱流速
 Fij : 放射形態係数
 w : 外壁放射率； 0.4
 a : 外気放射率； 1.0
 Ta : 大気温度
 Tw : 外壁温度

内筒内外を出入りする高温の漏れガスの影響を断熱構造内金属箔間の熱伝導係数, 外筒内側ガスの熱伝導係数の変化に置き換えて熱伝導計算を行った。

金属箔間の熱伝導率 M を以下に示す。

$$M = M \times M_0 \quad (8)$$

$$M_0 = (U + h) \quad (9)$$

$$= 0.8 \times 10^{-3} (167.4 + 18.1)$$

$$= 0.148 (W / (m \cdot K))$$

ここに : 箔間空気層厚さ
 U : (対流 + 接触)熱伝達係数
 h : 放射熱伝達係数

M : 補正係数； 1 ~ 100

外筒内側ガスの熱伝導率 A を以下に示す。

$$A = A \times A_0 \quad (10)$$

ここに A : 静止空気熱伝達係数；
 $0.0534 (W / (m \cdot K))$
 A : 補正係数； 1 ~ 100

M, A を決定するために, 図3のような計算モデルを用いてT字部内部流試験との比較計算を行い, 各部温度測定値を比較した。T字部コーナー部形状は模擬されていないが, コーナーの熱の流れは模擬されている。図3の破線は連続体内の隣り合うセルとの境界を示し, 2点鎖線は離れたセル間でデータのやりとりが行われていることを示す。各セルは中央に一つの温度, 距離, 熱伝導率, 比熱, 体積と面積を持ったサイコロ状要素で, これらが多次元的につながった系で, 非定常熱伝導解析を行う。各部初期温度を 300K に取って計算した比較の一例を図 4,5 に示す。以後の計算では $M = 20, A = 100$ とした。

5.3 詳細計算モデルと計算結果

計算モデルを図6に示す。箔の枚数を 24 枚とし, 6 枚を一つの単位として 4 単位を重ねたものとした。軸方向に 200mm 毎に外筒の自然空冷部と強制水冷部を交互に 3 : 2 の割合で配置し, 自然空冷部から雰囲気空気への熱伝達率は式(8)と(9)を用いて求め, 強制水冷部の水への熱伝達率はその 100 倍として安全側の検討を行った。各部初期温度は 273K とした。

輸送される熱量が最も多い最大漏み圧 $P_0 = 9.8 \text{MPa}$ での通風を, 1日5ラン行った場合の計算を行った。計算条件を表1に, 入力ガス温度と最も下流側の各部セル温度変化を図7に示す。外筒の自然空冷部の結果と併せて, 強制水冷部の結果も示す。内筒温度が予熱によって上昇し, 通風前後の待ち時間に降下, 通風の時にはさらに温度が上昇して最高温度になることを繰り返し, サイクル毎に温度が上昇していくことがわかる。

内筒温度はガス温度の変化に追従するが, 予熱時の到達温度は 800K 前後と低い。温度分布改善時の到達温度はこれより高く, 通風時の到達温度はさらに 200K 前後高くなっている。これより流量が増加するに従い, 到達温度が上がる事がわかる。風洞作動空気のような大流量を短時間で流す場合には使用できる⁴⁾⁵⁾が, 小流量の燃焼ガスを長時間に渡って流す場合には, 外筒に逃げる熱量が大きく内筒温度が上がらない。さらに強制水冷部分では, 内筒温度が 50K 以上下がる。外筒はサイクル毎に温度が上昇し, 自然空冷部では強度上の上限である 630K に達している。

強制水冷部分の増加が必要になることがわかる。

図6の計算モデルを10個連結した全長10mの計算モデルにより、常温から予熱した場合の計算を行った。大気圧で温度1173K、流量0.32kg/sの予熱ガスを1時間配管入口から供給する。配管入口から0m、10m位置の内筒の温度変化を図8に示す。箔を24枚とした計算だけではなく36枚とした計算も行ったが、双方において内筒温度が上流0m、下流10mの位置で、870K前後にとどまっていることがわかる。建設計画時のセラミック繊維断熱構造では配管出口部分の実測値が1170K前後になっていたことを考えると、断熱性能が悪化していることがわかる。

さらに通風時の計算を行った。瀾み点圧力 $P_0 = 3\text{MPa}$ 、温度1150Kの高温空気を30秒、配管入口より供給する。この条件は建設計画時配管構造で、通風開始後ほぼ10秒後に整流筒で1070Kの瀾み点温度が得られた時の加熱器出口気流温度より決定した。配管入口から5m、10m位置の気流温度変化を図9に示す。中流5m、下流10mの位置では、通風開始後20秒近くになってようやく気流温度が1070K以上となっている。金属箔が36枚であっても改善は見られなかった。

以上より、金属箔多層巻き断熱構造では外筒大部分の強制水冷が必要である。しかし強制水冷部分の増加により内筒温度が低下し、金属箔枚数を36枚にしたとしても、1070K以上の瀾み点温度を得ることがより困難となる。金属箔多層巻き構造は箔に設けられた多数の接触点により箔間隔を保っているが、箔同士の接触点による熱伝導が大きく、セラミック繊維より断熱性能が劣るためと考えられる。

6. 金属被覆セラミック繊維断熱構造の検討

6.1 計算手法

金属箔多層巻き断熱構造の計算と同じ手法と、同じ(1)~(7)式を用いたが、材質の変更及び実験値を用いることは出来ないことから以下の点を変更した。

金属被覆セラミック繊維断熱構造においては、金属箔における箔間の空気の流れは存在しないので、表2に示すような温度のみに依存する熱伝達係数を用いた。

セラミック繊維を取り囲む金属箱の内側には内筒との隙間、外側には外筒との隙間が存在する。内筒との隙間は狭いので、静止空気として計算した。金属箱と外筒との隙間には、T字部内部流試験の圧力測定結果より、安全側を見込んで1%の漏れガスが流れるものとした。(2)式を用いてRe数に使う代表直径dを以下のように定めて計算した。

$$d = 4A / P \quad (11)$$

ここにA：流路断面積

P：濡れ縁の長さ

6.2 詳細計算モデルと計算結果

図10に示すような被覆箱を含むモデルを用いて計算を行った。配管断面内で2mmのステンレス板が円盤となっている円盤部と、その他の一般部との結果の比較を行った。外筒は全面で自然空冷とし、各部初期温度は273Kとした。

先の解析と同様に、もっとも条件の厳しい最大瀾み圧 $P_0 = 9.8\text{MPa}$ での通風を、1日5ラン行った場合の計算を行った。計算条件を表1に、入力ガス温度と最も下流側の内筒セル温度の時間変化を図11に示す。一般部では内筒温度がガス温度にほぼ追従している。しかし円盤部では到達温度が一般部より100K前後低くなっている。

図12に入力ガス温度と、最も下流側の各部セルの温度変化を示す。一般部の金属被覆内側温度はガス温度にほぼ追従している。しかし円盤部の内側温度はそれより200K前後低い。外筒に関しては、一般部で420K、円盤部で470Kまで温度が上昇している。自然空冷にも関わらず、620K以下に収まっているが、円盤部では被覆箱ステンレス板内の熱伝導の影響が大きい。

図13に1日5サイクルの運転を2日続けた場合の計算結果を示す。夜間の待機時間による放熱により各部温度が低下するが、2日目には1日目より最大150K程度の初期温度が上積みされる。しかし運転サイクル中の各部温度は1日目とほとんど変わらない。これより週日中の連続運転にも対応できることがわかる。

図10の計算モデルを10個連結した全長10mの計算モデルにより、通風した場合の計算を行った。瀾み点圧力 $P_0 = 3\text{MPa}$ 流量6.4kg/s または $P_0 = 1\text{MPa}$ 、流量2.1kg/s、温度1150Kの高温空気を30秒または60秒、配管入口より供給する。配管入口から5m、10m位置の気流温度の変化を図14に示す。中流5m、下流10mとも通風開始5秒後より1070K以上の気流温度が得られていることがわかる。

以上より、断熱性能の向上が図れる見通しが得られた。被覆箱の外筒局所温度への影響は、許容できるほど小さいことがわかった。

6.3 強制水冷の影響

金属被覆セラミック繊維断熱構造を用いると、局所的な外筒温度は自然空冷にも関わらず、強度上の限界である620Kを越えないことが示された。しかし平均温度は依然として420K以上が見込まれ、配管全体の伸びを考慮すると、強制水冷する必要がある。よって詳細モデルによる具体的な水冷ジャケット配置の検討を行った。

強制水冷は配管周りに100mmピッチ、外径16mm内径13mmの水冷蛇管を設置して行う。図15に計算モデルを示す。配管断面内で2mmのステンレス板が円盤となっている円盤部とその他の一般部、蛇管を取り付けるための

溶接の肉盛り部内の熱流れが考慮されている。0.5t/hour, 293K の水を流速 1m/s で流すものとした。

表 1 の計算条件で、2 サイクルまで計算を行った結果を図 16 に示す。外筒温度が一般部で最大 434K、水冷蛇管が間近にある円盤部で 335K となり、平均温度が 390K 前後となる見通しが得られた。円盤部の金属被覆外側温度は一般部より 200K 前後下がっている。図 11 の内筒温度と比較すると、一般部の内筒温度が 60K 前後下がり、円盤部とほぼ同じ温度となった。

強制水冷が必要であるのは澱み点圧力が高い場合であり、この場合加熱器の熱交換率が良くなるので、必要な加熱器出口気流温度を得ることは容易である。すなわち内筒温度が 60K 前後低下しても、加熱器出口気流温度を上乗せして 1070K 以上の澱み点温度を得ることが出来ると考えられる。

7. 風洞試運転時の外筒各部温度測定

金属被覆セラミック繊維断熱構造と、水冷蛇管による外筒強制水冷による高温高圧配管の改修を行った。試運転を行い、予熱完了後と通風直後の外筒表面の各部温度を、主に赤外線放射温度計と黒体テープを測定点に貼り付けて測定した。

測定点の位置を図 17 に示す。1 ~ 42 の各数字は黒体テープを貼り付けた点を示し、TX-1M13 ~ 44 の各記号は熱電対を外筒温度を測定している点を表す。澱み点圧力 $P_0 = 3\text{MPa}$ 、澱み点温度 $T_0 = 870\text{K}$ から温度を上げ、1000K 以上の澱み点温度が得られたところで、澱み点圧力を $P_0 = 6, 8.5, 9.5, 9.8\text{MPa}$ と増加して試験を行った。

予熱時及び澱み点温度を上げていった場合の比較結果を図 18 に示す。T 字部分岐点からの距離を横軸に取り、垂直部のデータは - 3 m および - 4 m の位置に、冷却器分岐点から冷却器へ至る測定点のデータは、上流側と下流側をそれぞれ 11m および 13m の位置から示した。予熱時の各部温度は直前の通風による温度上昇の影響が大きいことがわかる。通風において外筒を強制水冷すると、水冷部分の温度が大きく低下し、澱み点温度の影響を受けないことがわかる。

澱み点圧力を変えた場合の結果を図 19 に示す。澱み点圧力が増加するにつれて、外筒温度が上昇することがわかる。澱み点圧力が高いときには、通風後に局所的に 390K を超える部分が存在するが、配管全体の平均値は 390K 以下となっている。断熱材の継ぎ目であるフランジ部分で温度が上昇している。

澱み点圧力と得られた実測澱み点温度、配管伸び量を表 3 に示す。 $P_0 = 3\text{MPa}$ の場合、加熱器出口気流温度と澱み点温度の関係については特に改善は見られなかったが、澱み点圧力 $P_0 = 9.8\text{MPa}$ の通風に成功し、その場合十分に

上の澱み点温度が得られている。通風サイクルを繰り返すに連れて、冷間時からの配管平均温度差が上昇し、配管伸び量が大きくなっていくことがわかる。6mm の引き締め代に対して、配管伸び量はまだ充分余裕がある。強制水冷無しの伸び量と比較すると、水冷の効果が大きいことがわかる。今後配管冷却水の流調機能により、引き締め代に対する配管伸びを最適化することが可能である。

8. まとめ

大型極超音速風洞の高温高圧配管の断熱性能を改善するため、新たな断熱構造の設計を行い、熱主体の軸対称 2 次元非定常計算により断熱性能を評価する作業を行った。

まず内筒内外の均圧を内筒の熱伸びを吸収する摺動部隙間のみによって行うものとした。加えて金属箔多層巻き断熱構造を持つ T 字部実物大模型を製作し、T 字部内部流試験を行った。内筒内外の漏れガス量の影響を熱伝導率の変化に置き換えた解析を行い、実験値と比較して熱伝導率の補正係数を決定した。また圧力測定結果より内筒内外の漏れガス流量を決定した。

これより実際の使用状況を想定した解析を行うと、金属箔多層巻き断熱構造では、外筒を強制水冷しても強度上の上限である 620K を局所的に越えること、また十分な内筒温度と気流温度が得られないことがわかった。金属箔多層巻き断熱構造は、長時間の予熱と通風を繰り返す大型風洞の高温高圧配管には使用できないことがわかった。

金属被覆セラミック繊維断熱構造の解析においては、外筒が自然空冷であっても局所的に 470K を越えることはなく、十分な内筒温度と気流温度が得られ、また週日中の連続運転も可能なことがわかった。飛散防止のためセラミック繊維を被覆する、2mm 厚ステンレス板内の熱伝導の影響は許容できることがわかった。

この金属被覆セラミック繊維断熱構造において配管伸び、すなわち外筒の平均温度を抑えるため、さらに外筒に水冷蛇管を施した解析を行った。外筒温度の平均値を 390K 前後にする見通しが得られた。

外筒に水冷蛇管を施した、金属被覆セラミック繊維断熱構造により高温高圧配管の改修を行い、試運転を行った。最大澱み圧における通風と十分な澱み点温度を得ることに成功し、外筒温度と配管伸びが許容値にまだ余裕を残していることを確認した。

9. 参考文献

- 1) 空気力学部；大型極超音速風洞の計画と構造 - 極超音速風洞システムの概要 -、航技研報告 TR-1261, 1995 年 2 月
- 2) 関根英夫、平林則明、永井伸治；航技研極超音速風洞システムの運転制御系と操作法

(その1)- 大型極超音速風洞運転操作マニュアル - ,
航技研資料 TM-718, 1997 年 10 月

3) 極超音速風洞建設グループ; 50cm 極超音速風洞の計
画と構造, 航技研報告 TR-116, 1966 年 9 月

4) 井上健二; 金属箔による円管流の熱絶縁, 航技研報告
TR-129, 1967 年 3 月

5) 山口富夫, 福栄久宣, 光高功; 金属ハクによる断熱効
果の研究, 三菱重工技報 vol. 3, No. 7

表1 1日5ラン通風を行った場合の計算条件

番号	モード名	時間(s)	流量(kg/s)	温度(K)	圧力(MPa)	
1.	温度分布改善	3600	0.75	~1173	0.1	
2.	加熱器燃焼	1800	0	自然放熱	0.1	
3.	予熱バーナ燃焼	3600	0.32	~1173	0.1	
4.	通風準備	300	0	自然放熱	0.1	
5.	通風#1	昇圧	60		0.1→9.8	
6.		通風	60	21	1073	9.8
7.		降圧	360			9.8→0.1
8.	加熱器燃焼	1800	0	自然放熱	0.1	
9.	予熱バーナ燃焼	3600	0.32	~1173	0.1	
10.	通風準備	300	0	自然放熱	0.1	
11.	通風#2	昇圧	60		0.1→9.8	
12.		通風	60	21	1073	9.8
13.		降圧	360			9.8→0.1
14.	加熱器燃焼	1800	0	自然放熱	0.1	
15.	予熱バーナ燃焼	3600	0.32	~1173	0.1	
16.	通風準備	300	0	自然放熱	0.1	
17.	通風#3	昇圧	60		0.1→9.8	
18.		通風	60	21	1073	9.8
19.		降圧	360			9.8→0.1
20.	加熱器燃焼	1800	0	自然放熱	0.1	
21.	予熱バーナ燃焼	3600	0.32	~1173	0.1	
22.	通風準備	300	0	自然放熱	0.1	
23.	通風#4	昇圧	60		0.1→9.8	
24.		通風	60	21	1073	9.8
25.		降圧	360			9.8→0.1
26.	加熱器燃焼	1800	0	自然放熱	0.1	
27.	予熱バーナ燃焼	3600	0.32	~1173	0.1	
28.	通風準備	300	0	自然放熱	0.1	
29.	通風#5	昇圧	60		0.1→9.8	
30.		通風	60	21	1073	9.8
31.		降圧	360			9.8→0.1
32.	夜間放熱	3600×15		自然放熱	0.1	

表2 セラミック繊維他の温度と熱物性値

部材名	材料名	温度 ℃	熱伝導率 (W/(m·K))	比熱 (kJ·(kg·K))	密度 kg/m ³
内筒	SUS310	~100	14.0	0.50	8030
		100~	18.7		
断熱層	セラミック 繊維	0	0.017	0.92	128
		200	0.047		
		400	0.079		
		600	0.116		
		800	0.165		
		1000	0.232		
外筒	STPT480	~100	53.6	0.46	7830

表3 風洞試運転時に得られた澱み点温度と配管伸び量

日付	Run No.	澱み点 圧力 (MPa)	加熱器出口 気流温度 (K)	澱み点 温度 (実測K)	通風時間 (s)	配管伸び			平均温度差		冷却水
						予熱前 (mm)	予熱後 (mm)	通風後 (mm)	予熱後 (K)	通風後 (K)	
3/29	393	3.0	940	891	30	0.00	0.29	2.10	7	28	無し
3/29	394	3.0	938	904	30		1.57	1.87	20	23	有り
3/31	395	3.0	1122	1028	30	0.00	1.16	1.59	23	24	有り
3/31	396	6.0	1129	1069	30		1.56	1.90	23	40	有り
3/31	397	8.0	1125	1073	30		1.60	2.20	29	44	有り
4/01	398	9.5	1082	1072	25	0.00	1.08	1.99	24	46	有り
4/01	399	9.8	1163	1133	23		1.67	2.52	31	52	有り

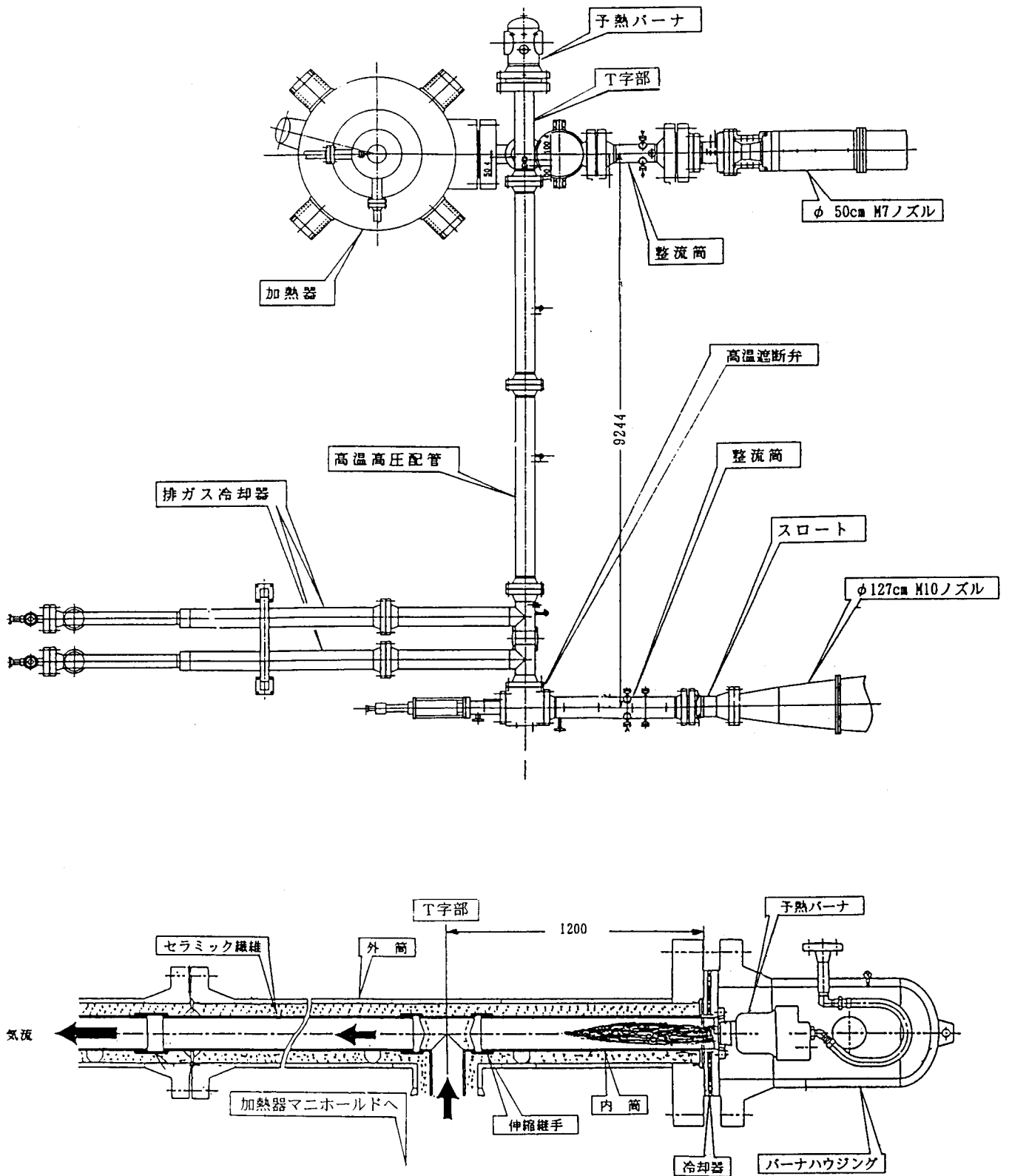


図1 高温高压配管の平面配置と建設計画時構造

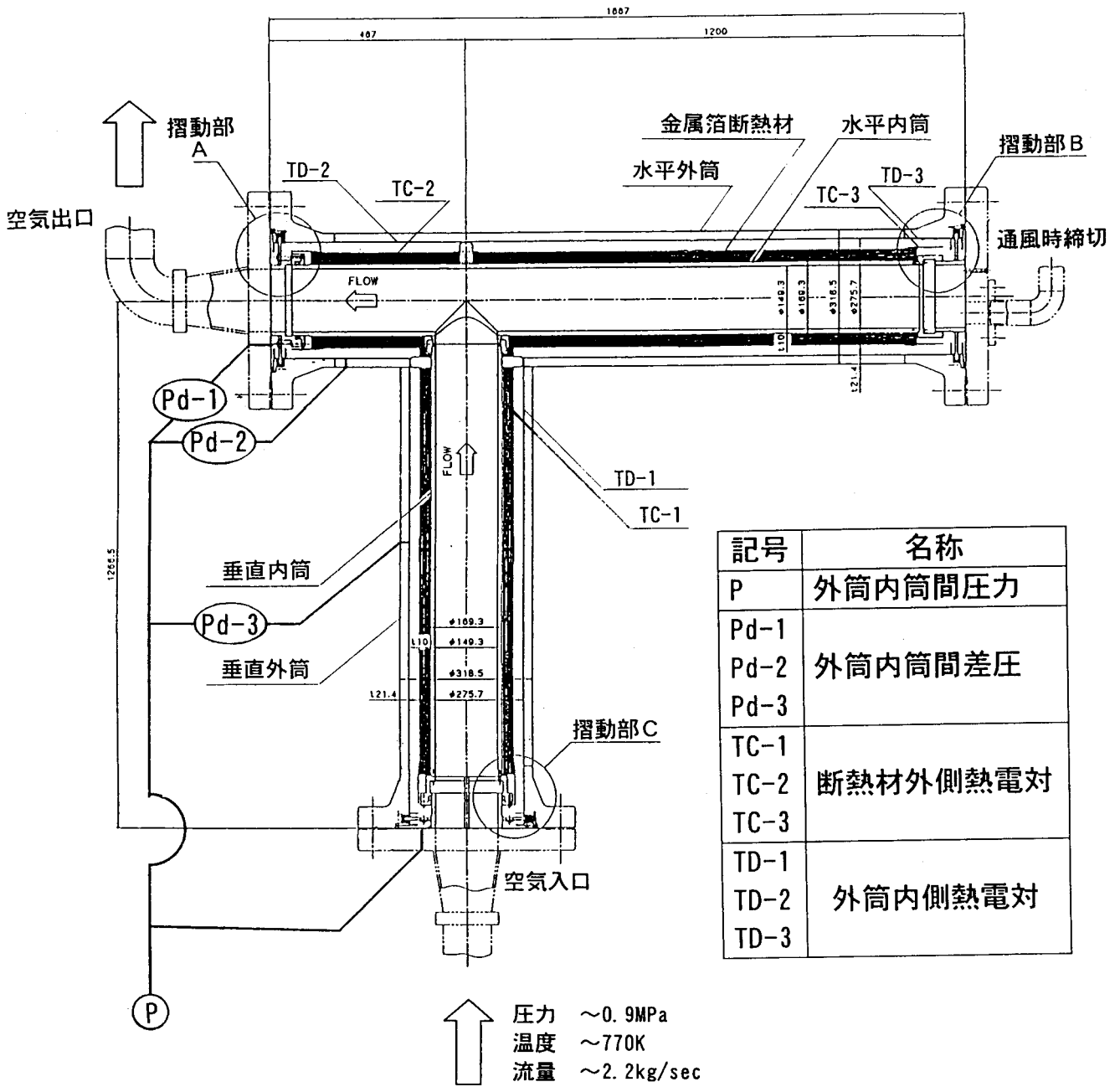


図2 T字部実物大模型内部流試験

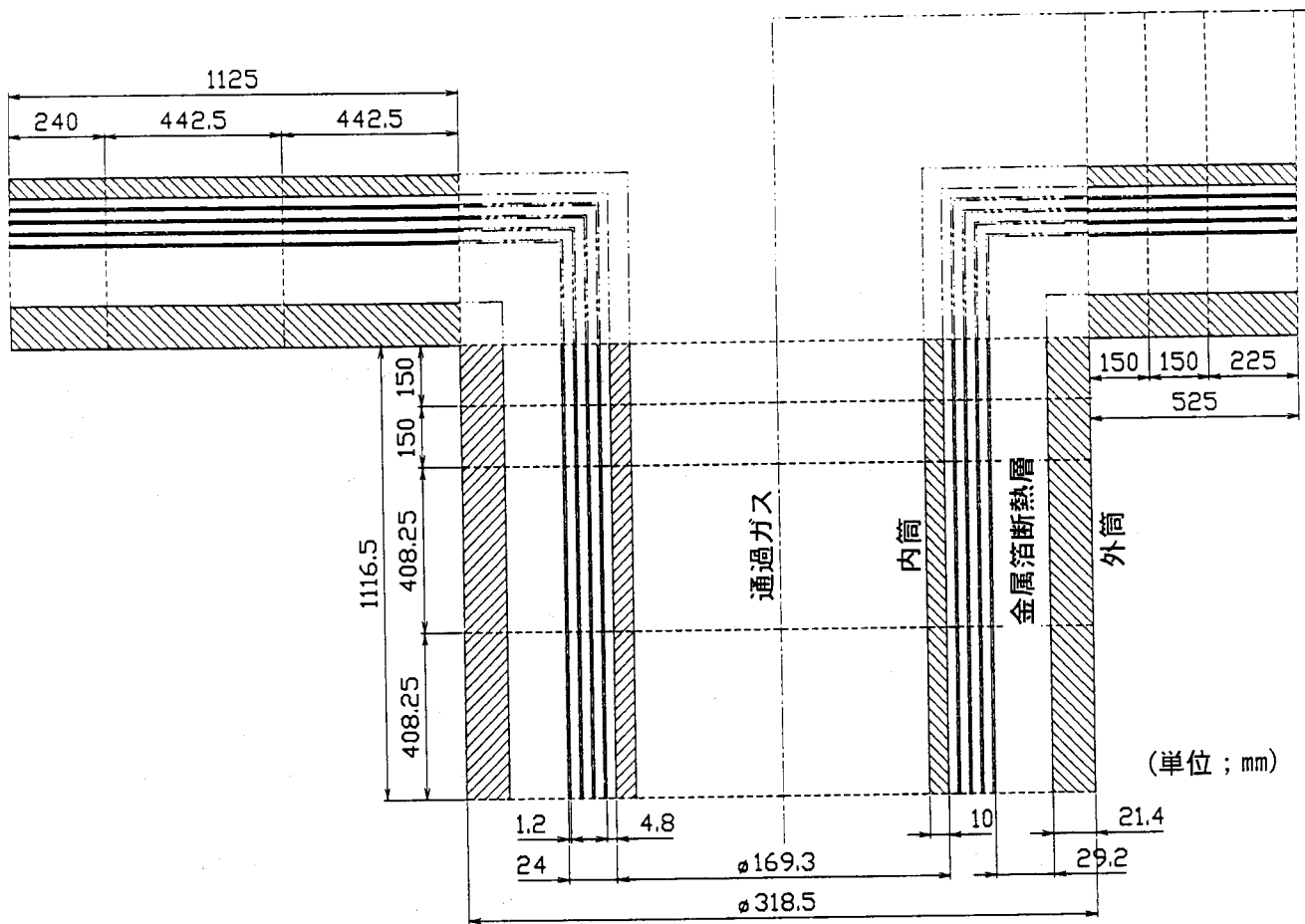


図3 T字部内部流試験結果と比較するための計算モデル

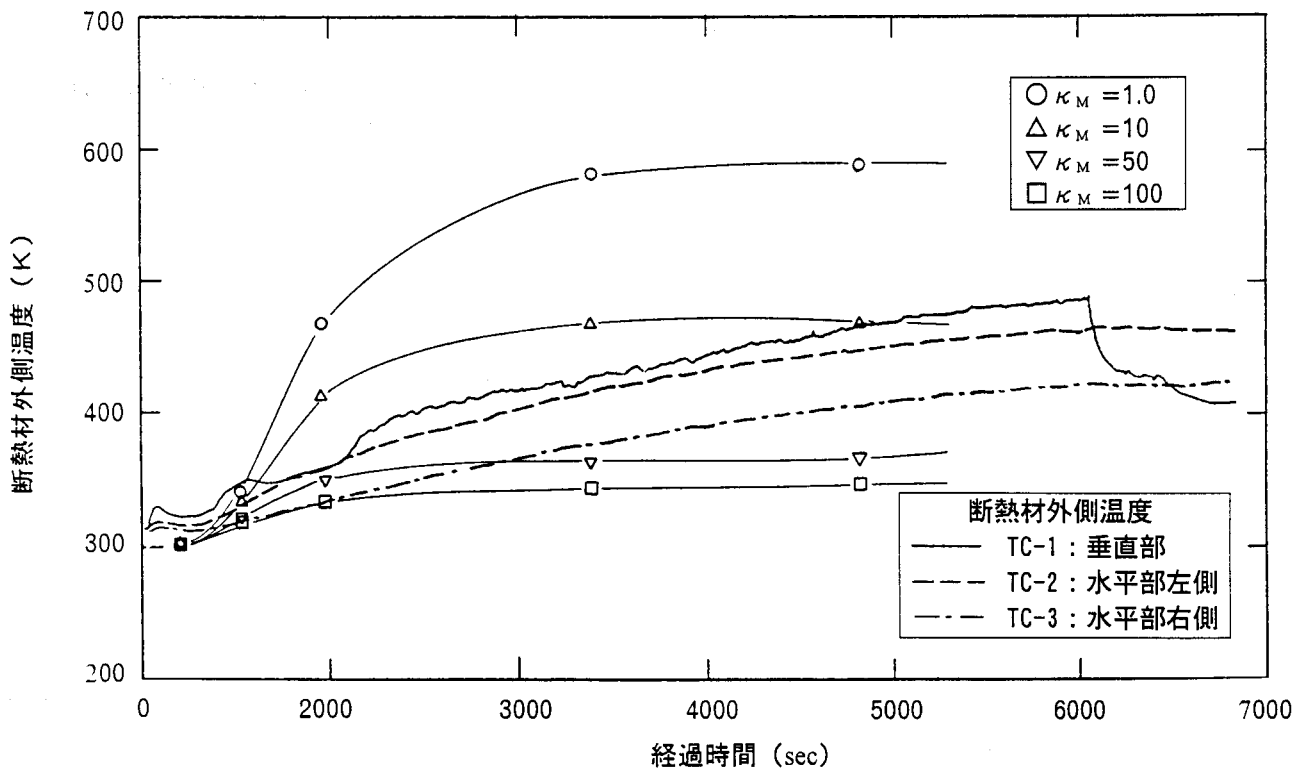


図4 多層巻き構造内熱伝達率に関する計算と実験の比較結果の一例

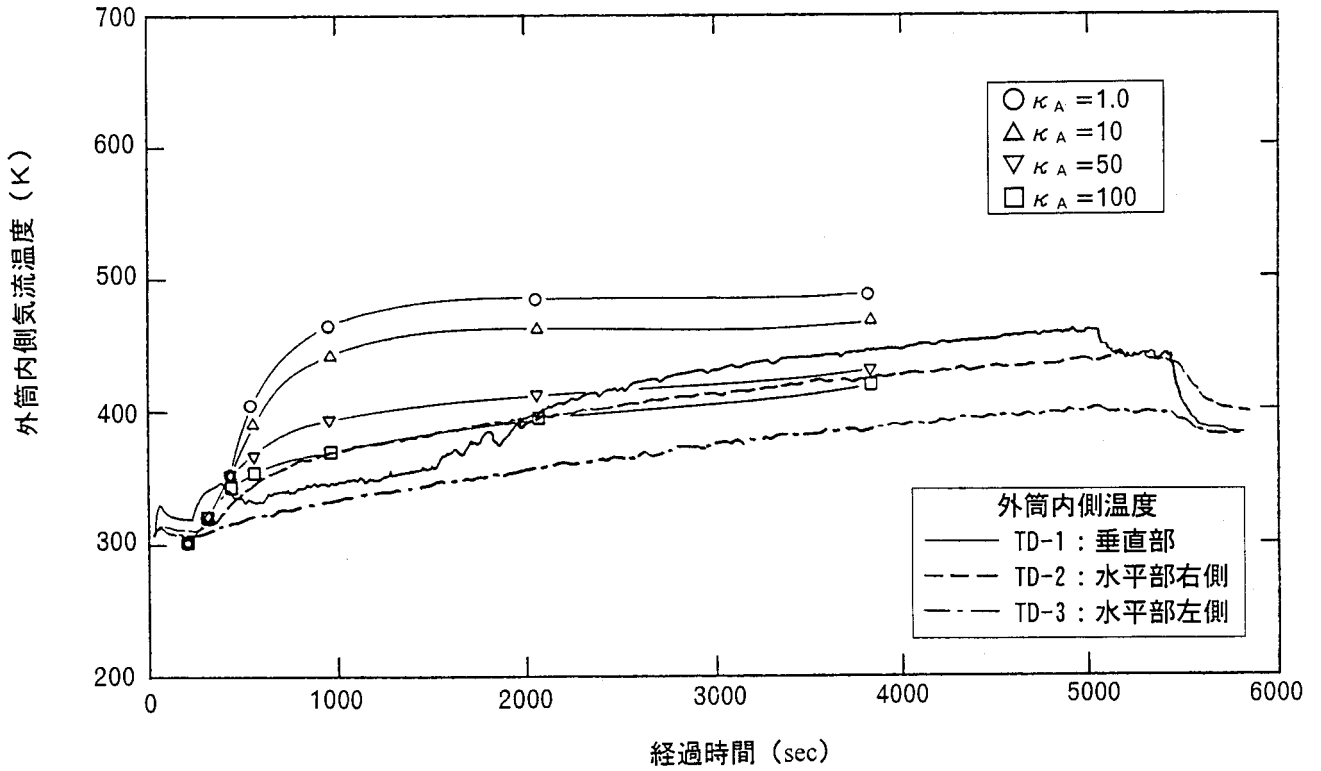


図5 外筒内側ガス内熱伝導率に関する計算と実験の比較結果の一例

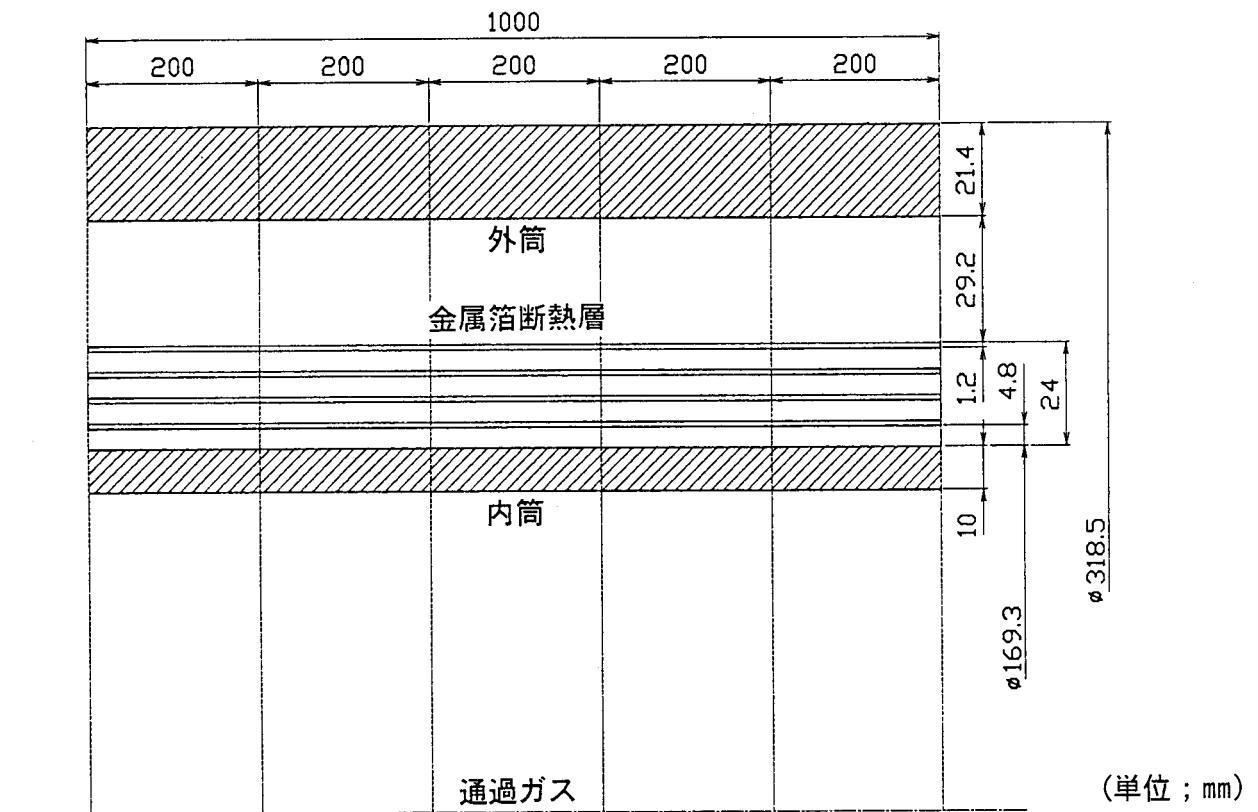


図6 金属箔多層巻き断熱構造(24枚)の計算モデル

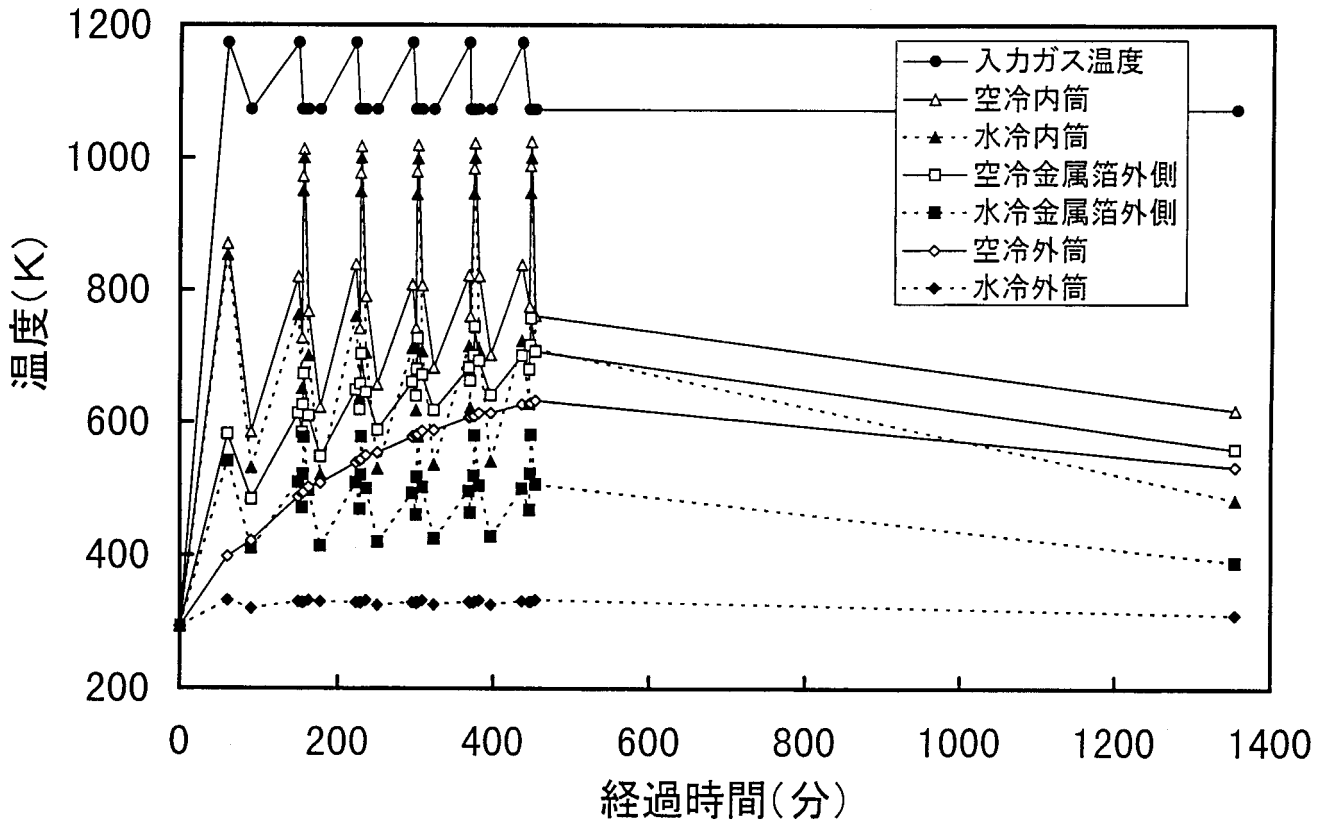


図7 金属箔多層巻き断熱構造における1日の各部温度変化

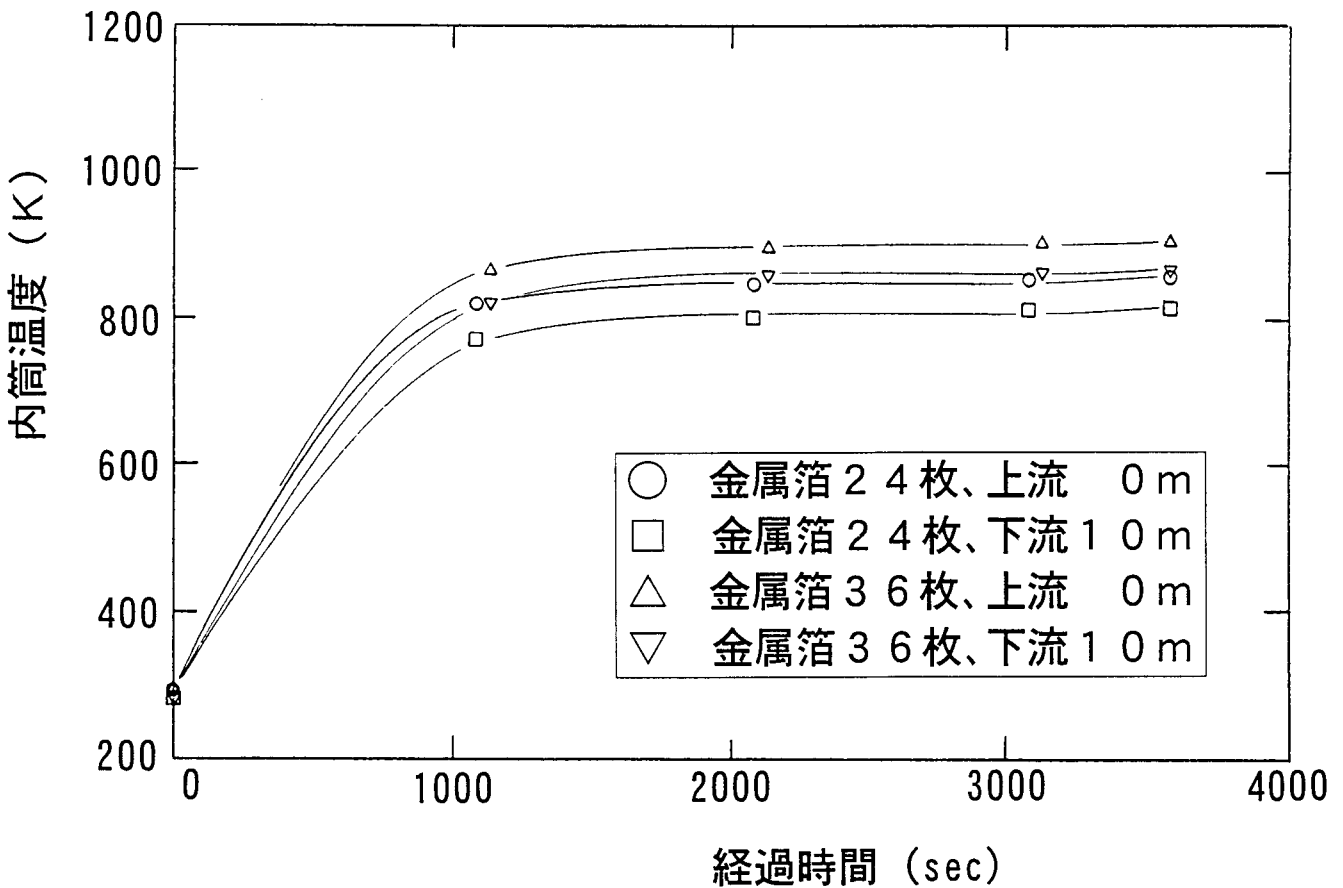


図8 金属箔多層巻き断熱構造における予熱時の内筒温度の時間変化

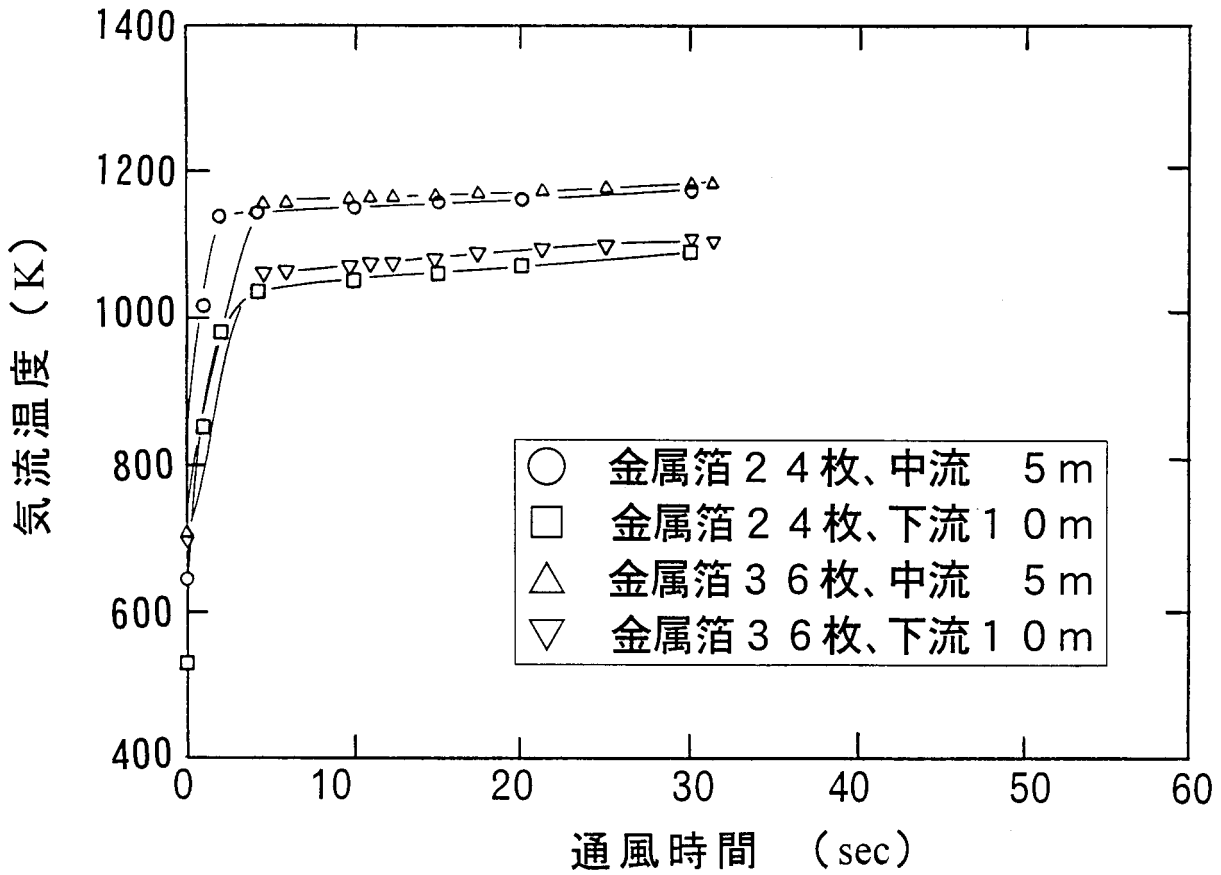


図9 金属箔多層巻き断熱構造における通風時の気流温度の時間変化

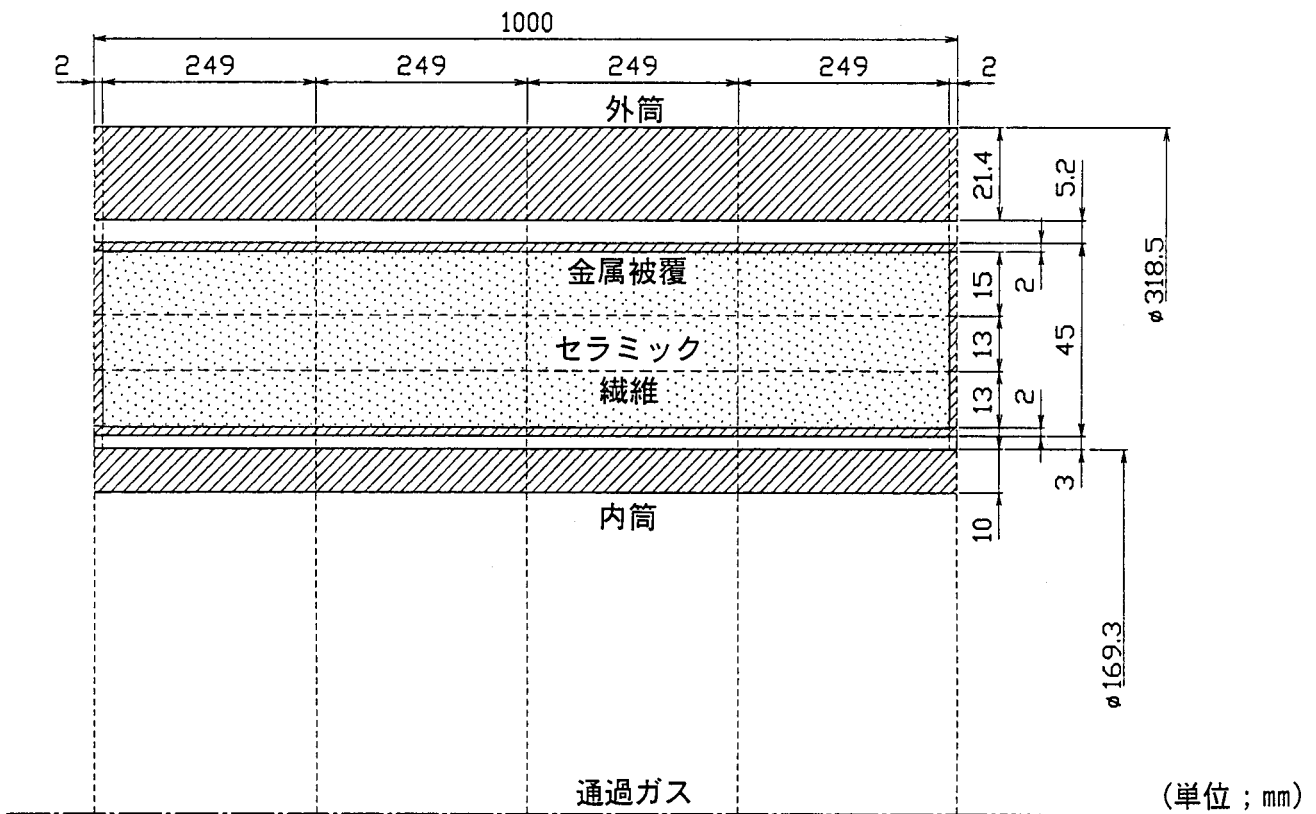


図10 金属被覆セラミック繊維断熱構造の計算モデル

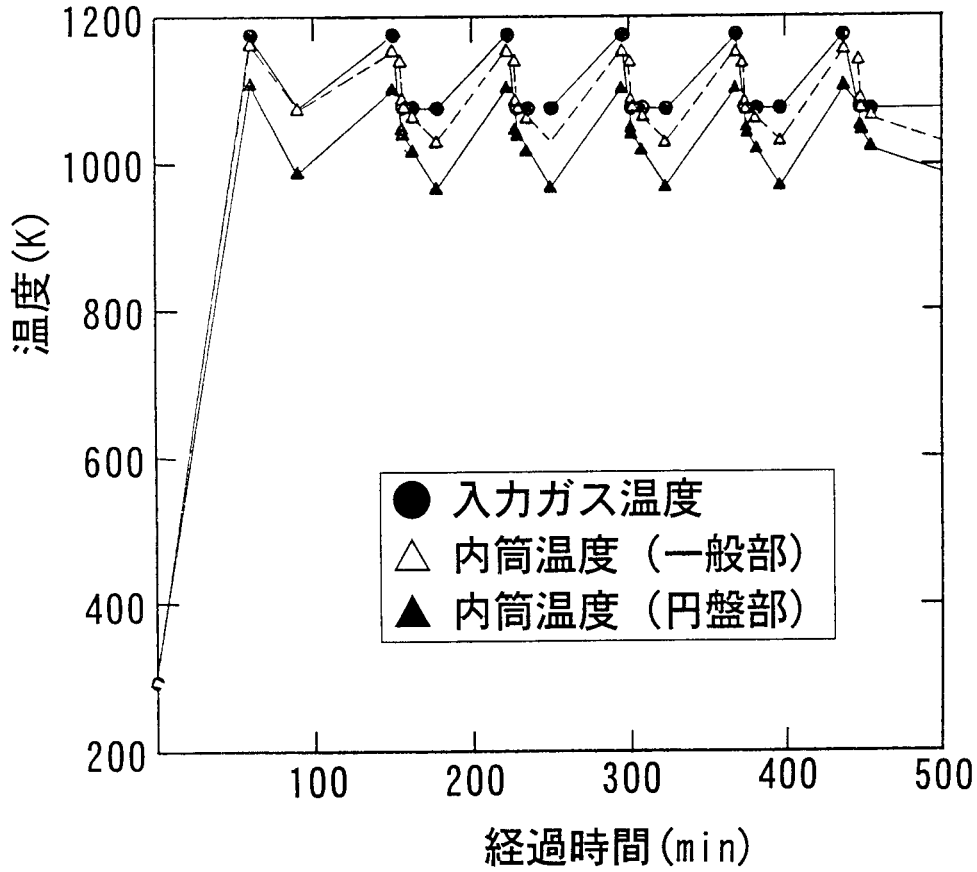


図 11 金属被覆セラミック繊維断熱構造における1日の内筒温度変化

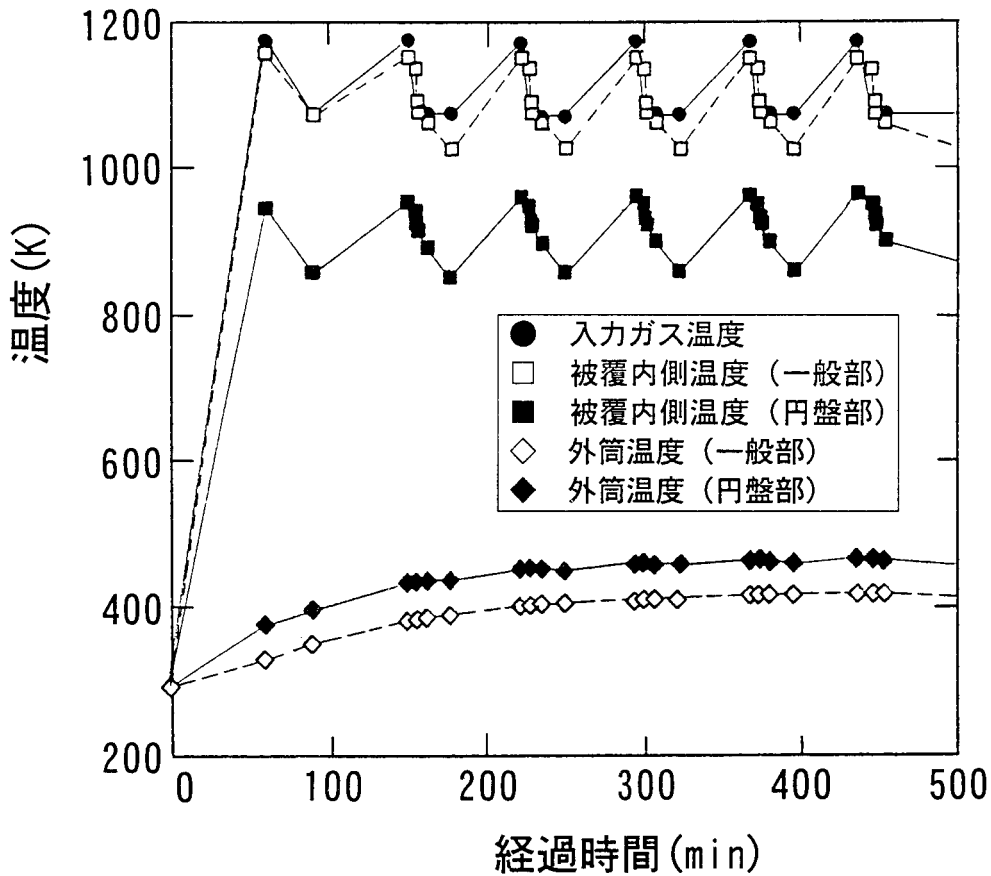


図 12 金属被覆セラミック繊維断熱構造における1日の各部温度変化

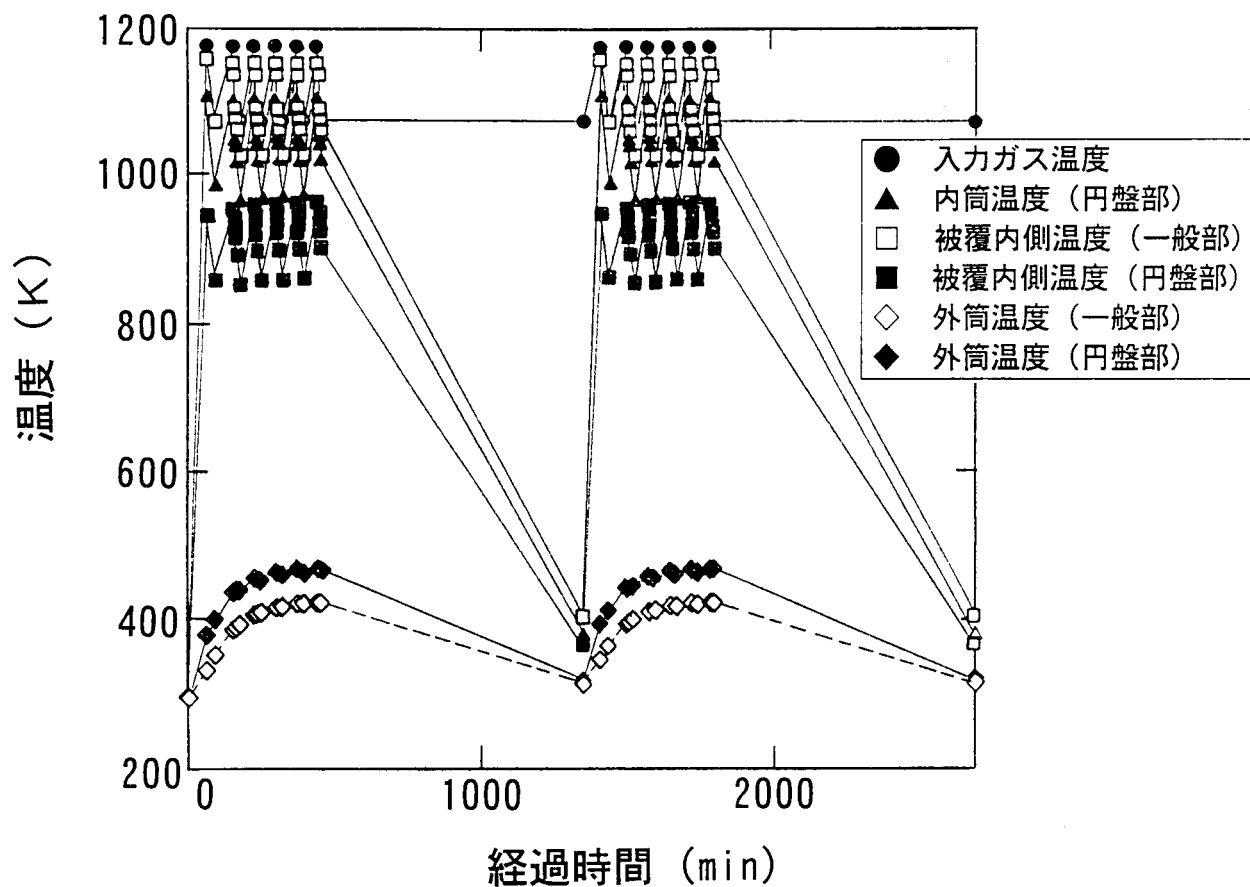


図 13 金属被覆セラミック繊維断熱構造における2日間の各部温度変化

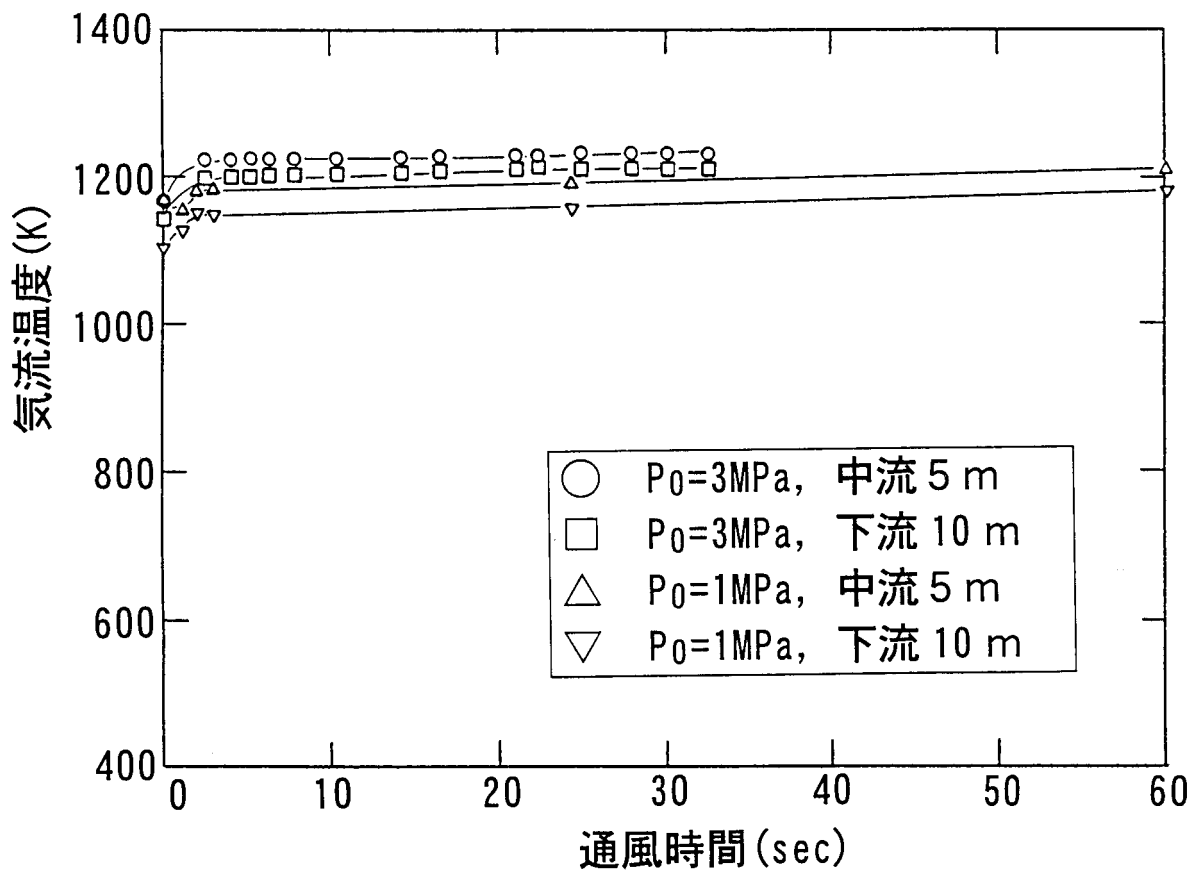


図 14 金属被覆セラミック繊維断熱構造における通風時の気流温度の時間変化

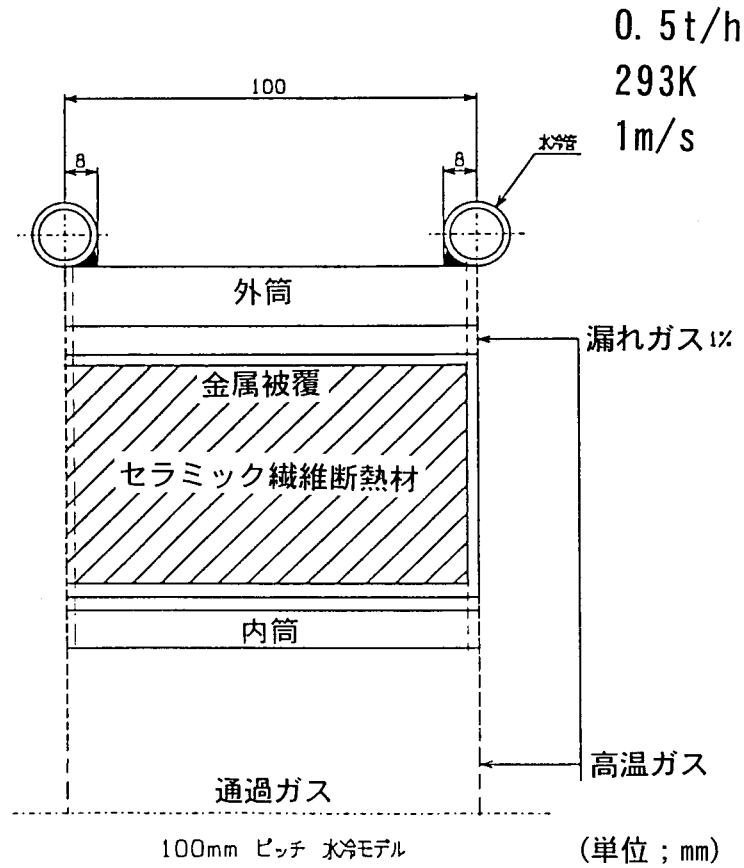


図 15 水冷蛇管を施した金属被覆セラミック繊維断熱構造の計算モデル

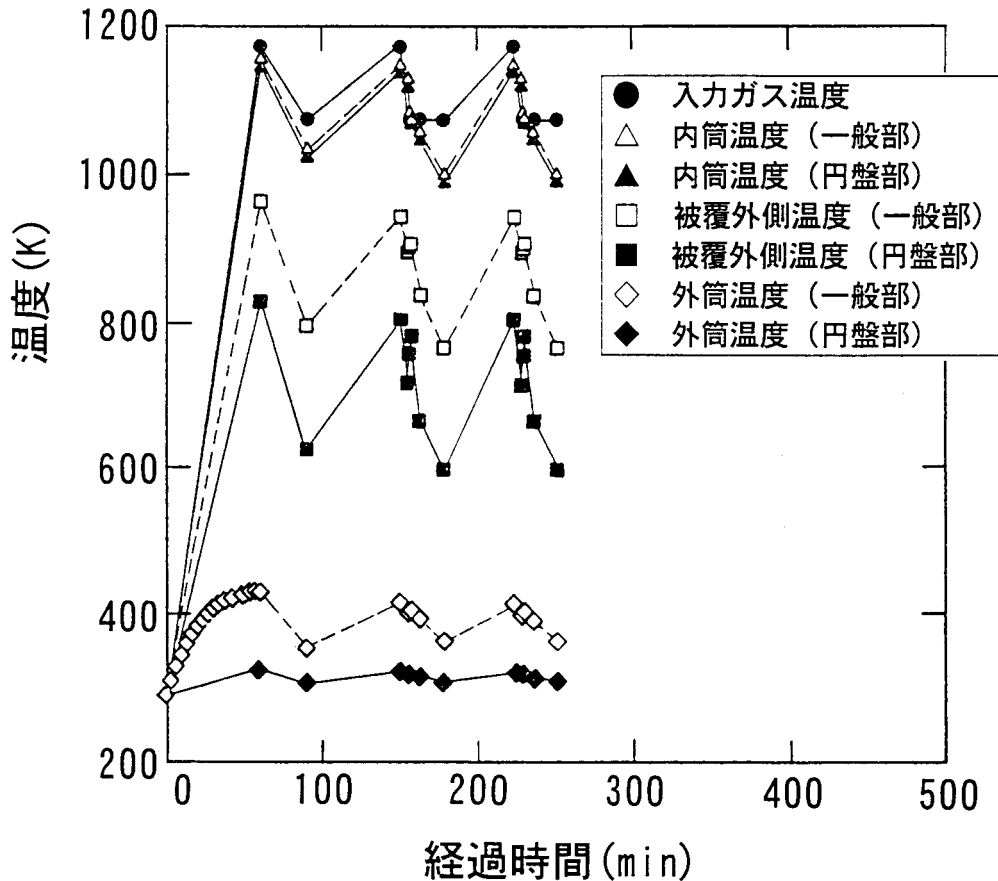


図 16 強制水冷時の金属被覆セラミック繊維断熱構造における各部温度の時間変化

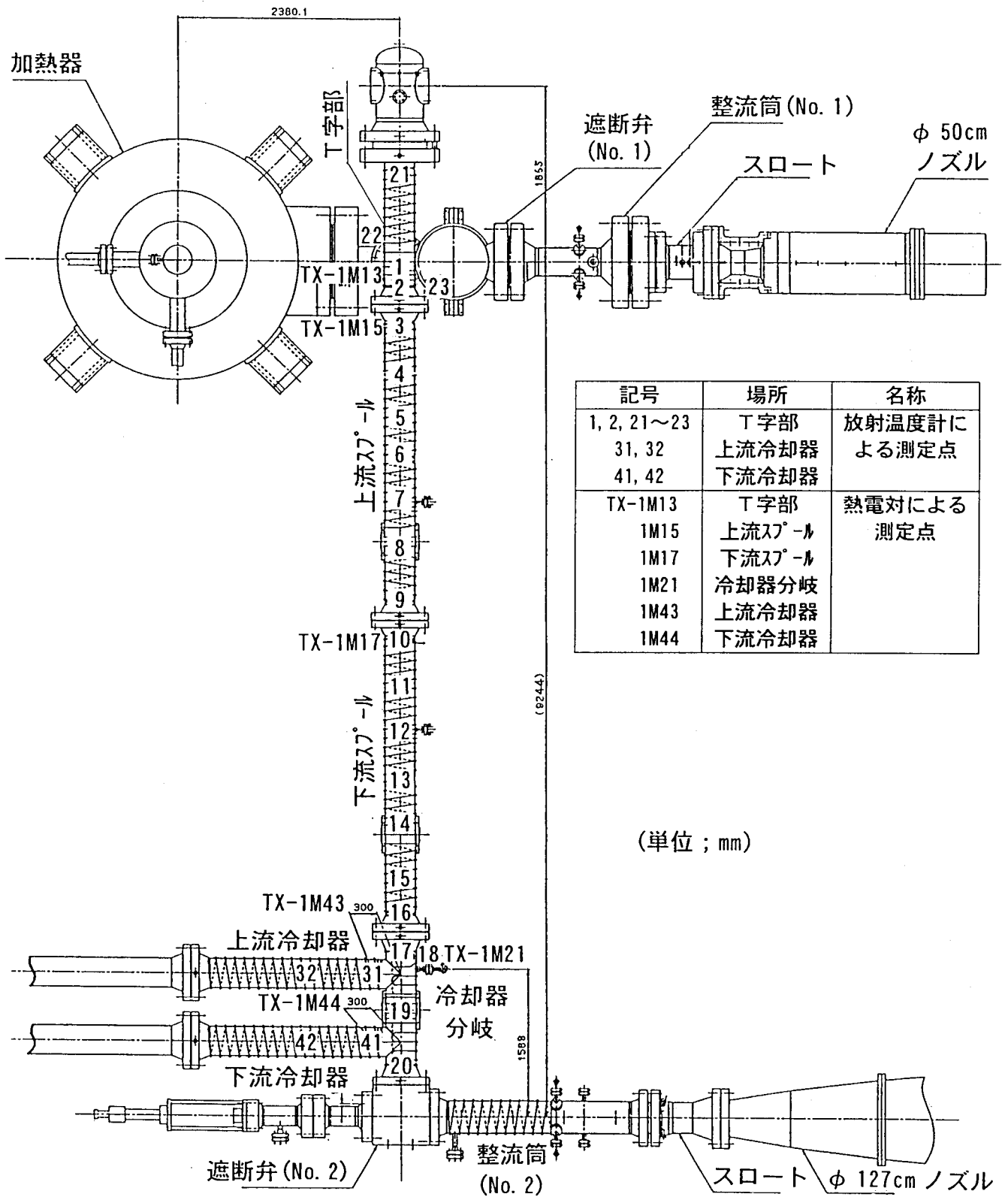


図 17 風洞試運転時の外筒各部温度測定点位置

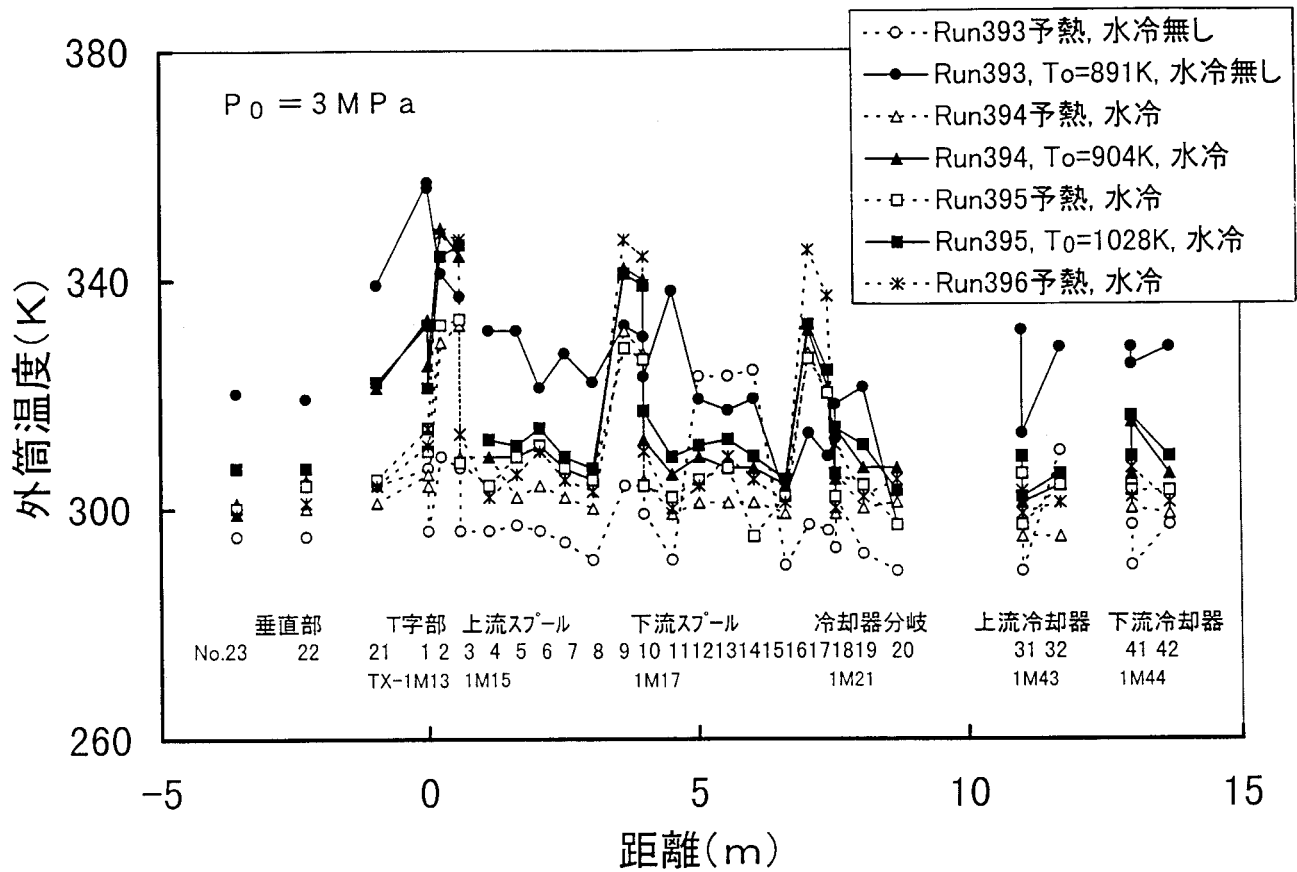


図 18 予熱時及び澱み点温度を変えた場合の外筒温度測定結果

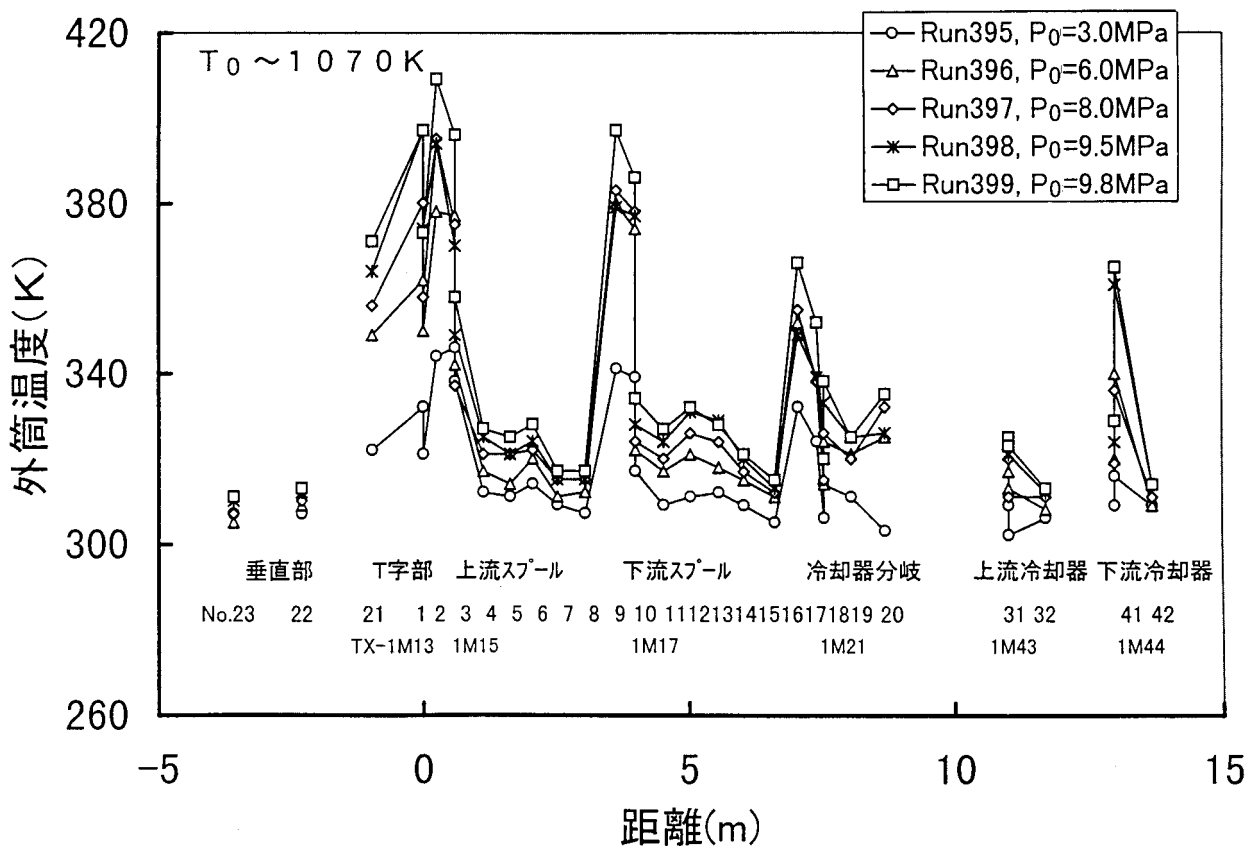


図 19 澱み点圧力を変えた場合の通風直後の外筒温度測定結果