

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-597

二次元風洞構成要素の研究(III)

——集合胴圧力制御のデジタルシミュレーション——

三 輪 等

1980年1月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

二次元風洞構成要素の研究(III)*

—集合胴圧力制御のデジタルシミュレーション—

三 輪 等**

Investigation of the Components of the NAL High Reynolds Number Two-Dimensional Wind Tunnel, Part III Numerical Simulation of the Settling Chamber Pressure Control

Hitoshi MIWA

ABSTRACT

In order to predict the control characteristics of the settling chamber pressure of the NAL Blowdown Type Two-Dimensional Transonic Wind Tunnel, which can be operated at high Reynolds number up to 40×10^6 , a numerical simulation was carried out. In addition to the conventional operation of blowdown type wind tunnels, a new operational method which can be called a "precharged operation" is adopted for the starting process in this wind tunnel. This method makes the wind tunnel start with precharged air of nearly the same pressure as the operational settling chamber pressure.

In this paper, the mathematical model for the wind tunnel and control system is described, and the result of the simulation study is presented and discussed.

The result of the numerical simulation for the precharged operation are as follows.

1. In this control, the flow state in the wind tunnel changes moderately from an initial to a steady state and the transient overshoot of the settling chamber pressure which is usually observed in conventional blowdown wind tunnels, is not observed. Therefore the starting time is shorter for this operation than the conventional ones.
2. As the amount of compressed air in the tank, which is wasted before the flow is established, is smaller, the duration of the steady state is longer for the precharged operation than the conventional ones.
3. Control characteristics of the settling chamber pressure in this type of operation is quite satisfactory and predicted error of the control is within 0.3%

1. まえがき

近年の遷音速風洞試験において測定部気流のマッハ数ばかりでなくレイノルズ数も実機レイノルズ数にあわせ

て実験を行なうことの必要性が認識されてきて久しい。^{1), 2), 3), 4), 5)} そのため航空宇宙技術研究所においては高圧の吹出式(遷音速)二次元風洞の建設を進めてきたが⁶⁾、この種の風洞では高レイノルズ数の遷音速流を得るためにきわめて大流量の空気を流す必要があることから、必要な計測時間を確保するには大容量かつ高圧の空気源を用意しなければならない。本風洞においては 21 kg/cm^2

* 昭和54年10月24日 受付

** 空気力学第二部

の圧力をもつ既設の貯気槽(10 m ϕ 球型貯気槽) 2 基に、さらに新設した 1 基(12 m ϕ) を追加して実験を行なうが、それでも目的とする 40×10^6 以上のレイノルズ数での実験では通風時間はかなり短くなる。一般に吹出式風洞ではよどみ点圧力を一定にするために集合胴圧力を一定に保つ制御と測定部気流のマッハ数を目的とする値に一定に保つ制御を行なうが、本風洞においては、この限られた風洞作動時間内で出来るだけすみやかに風洞をスタートさせ、その後貯気槽圧力が十分に低下した領域まで風洞気流を必要な精度に保持する制御を行なうことが必要とされ、このことがこの風洞試験でより良質の試験データを得るための必要条件になっている。しかも、この風洞作動時間の短かさに加えて本風洞が遷音速風洞であるため測定部まわりにブリナム室が配置されており、これが風洞起動時の時間遅れの原因になっていること、高圧風洞であるための保安上の問題、すなわち模型および模型支持機構への過負荷および測定部壁の保護のため急激な圧力変化を避けなければならないことなど風洞起動時の制御において考慮しなければならない本風洞固有の問題がある。

以上の問題を解決するために本風洞の制御において次のような工夫を採用した。

- (1) 風洞内に予じめ高圧空気を充填しておき風洞を高圧状態から起動させる方式(ブリチャージ起動方式)を用いたこと。
- (2) 風洞起動時あるいは停止時において測定部壁差圧を少なくするための緩和フラップを用いたこと。
- (3) 高速油圧サーボシステムを用いたこと。

ここで(1)のブリチャージ起動方式はこの種の吹出式風洞において他に例がなく、この起動方式による風洞起動特性、すなわち風洞およびその制御機器を含めた全体の制御過程をあらかじめ把握しておくことが、制御装置の設計上および本風洞が高圧風洞であるため風洞運転の保安上からも重要であると考えた。そこで風洞および風洞制御機器の適当な数式モデルを作り、制御系を構成し、デジタル計算機による風洞制御の数値シミュレーションを行なった。本報告は抽気弁によるマッハ数制御を要しない亜音速領域($M=0.75$ 以下)における集合胴圧力制御についてシミュレーションを行なった結果をまとめたものである。

2. 記 号

2.1 風洞モデル

- A ; 面積
 A_{mod} ; 模型面積
 C_d ; 翼型型の抗力係数

- C_V ; 抽気弁の C_V 値
 G ; 流量
 C_W ; 調圧弁の流量係数
 g ; 重力の加速度 (9.8 m/sec^2)
 M ; マッハ数
 n_T ; ポリトロップ指数(貯気槽内)
 n_o ; ポリトロップ指数(貯気槽→集合胴)
 P ; 圧力
 q ; 動圧
 R ; 空気の気体定数 ($29.27 \text{ kg m/K}^{\circ}/\text{kg}$)
 R_W ; 多溝壁の開口比
 R_e ; レイノルズ数
 T ; 温度
 u ; 速度
 V ; 体積
 ϵ ; 流量係数
 ζ ; 損失係数
 η ; 温度の回復係数
 κ ; 空気の比熱比(断熱指数)
 ρ ; 空気の密度

{ 添字 }

- i ; 初期状態をあらわす
 f ; 最終状態をあらわす
 $'$; 総圧(特に表示する必要がある場合)
 R ; 設定値をあらわす

場所をあらわす添字

- T ; 貯気槽
 D ; 高圧導管
 O ; 集合胴
 n ; 縮流筒
 L ; ブリナム室
 1 ; 測定部入口
 2 ; 測定部出口
 W ; 多溝壁
 R ; 緩和フラップ
 V_1 ; 調圧弁
 V_2 ; 第 2 スロート弁
 VV ; 抽気弁

2.2 油圧サーボ系

- A ; 面積
 A_1 ; シリンダ面積(アクチュエータ)
 A_2 ; シリンダ面積(主案内弁)
 C ; 案内弁の流量係数
 C_1 ; $V/2\beta$

- D ; 粘性抵抗係数
- F_c ; クーロン摩擦力
- F_{cc} ; クーロン摩擦力(運動時)
- $F_{c\max}$; 最大静止摩擦力
- F_d ; 弁に作用する空気力
- f ; 負荷に加わる力
- i_1 ; トルクモータ電流
- K_{F1} ; ピストン位置フィードバック係数
- K_{F2} ; 主案内弁スプール位置フィードバック係数
- K_1 ; サーボ増巾器ゲイン
- K_p ; 調節器比例ゲイン
- k_1 ; トルクモータ部ゲイン
- k' ; トルクモータ部電圧電流変換係数
- k_{Qx} ; サーボ弁前段部流量特性
- M ; 負荷質量
- $P_{a,b}$; シリンダ圧力
- $\dot{P}_{a,b}$; シリンダ圧力変化
- P_L ; 負荷圧力
- \dot{P}_L ; 負荷圧力変化
- P_S ; 供給圧力
- Q_{V1} ; 主案内弁負荷流量特性(調圧弁)
- Q_{V2} ; 主案内弁負荷流量特性(第2スロート弁)
- Q_{VV} ; 主案内弁負荷流量特性(抽気弁)
- $Q_{a,b}$; 負荷流量
- s ; ラプラス演算子
- T_1 ; サーボ弁前段部時定数
- V ; 容積
- $V_{a,b}$; シリンダ容積
- w ; ポート円周方向長さ
- x ; スプール変位
- z ; ピストン変位
- \dot{z} ; ピストン速度
- \ddot{z} ; ピストン加速度
- β ; 油の体積弾性係数
- ρ_c ; 油の密度

3. 二次元風胴制御の概要

3.1 実験レイノルズ数と通風時間

本風胴では、マッハ数0.2～1.2, 集合胴圧力4～12 kg/cm²の範囲の実験ができるように計画されている。

図1に通風時間とレイノルズ数の関係をマッハ数および集合胴圧力をパラメータとして表わす。ここでは、レイノルズ数は翼弦長 $\bar{c} = 0.25$ mを基準長さとしたときの値である。また、貯気槽の吹止り圧力は集合胴圧力の1.4倍とした。

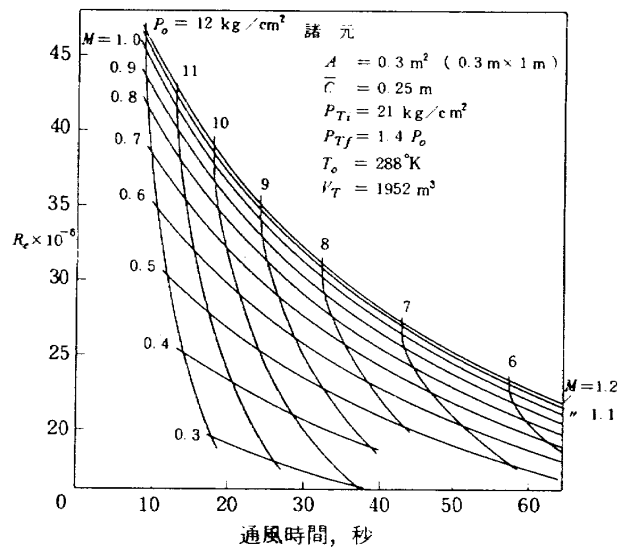


図1 通風時間－ R_e 数関係図(設計値)

ここで表わしている通風時間は、貯気槽吹止り圧力までの使用可能な全空気量を通風流量で割った値で、データを得るための正味の計測時間は、風胴起動時に流れた空気量を通風流量で割って出した時間と、マッハ数制御に要した時間および模型迎角制御に要した時間を差し引かなければならないのでさらに短くなる。

3.2 二次元風胴制御方式

図2に本風胴の制御系統図を概略的に示す。本風胴では集合胴圧力の制御と測定部マッハ数の制御を行なう。

集合胴圧力制御はよどみ点圧力を一定に保つために集合胴圧力 P_0 を検出し、この値と設定値との偏差信号により調圧弁の比例積分制御を行なう。また、集合胴圧の制御系には、貯気槽圧力低下による調圧弁の効きの低下を補正するため、貯気槽圧力を検出し制御系の開ループゲインが常に一定になるような補正用の制御ループが付加されている。

測定部のマッハ数制御は、亜音速試験 ($M = 0.2 \sim 0.75$) では第2スロート弁を、遷音速試験 ($M = 0.75 \sim 1.2$) では抽気弁をそれぞれ制御することによって行なう。

測定部マッハ数は、亜音速領域において、次の等エントロピ関係式

$$\frac{A_{V2}}{A} = \frac{1}{M} \left[\frac{2}{\kappa+1} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2 \right) \right]^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}}$$

により第2スロート弁の開口面積から決められるが、実際の流れでは、第2スロート面積を一定に保持してもマ

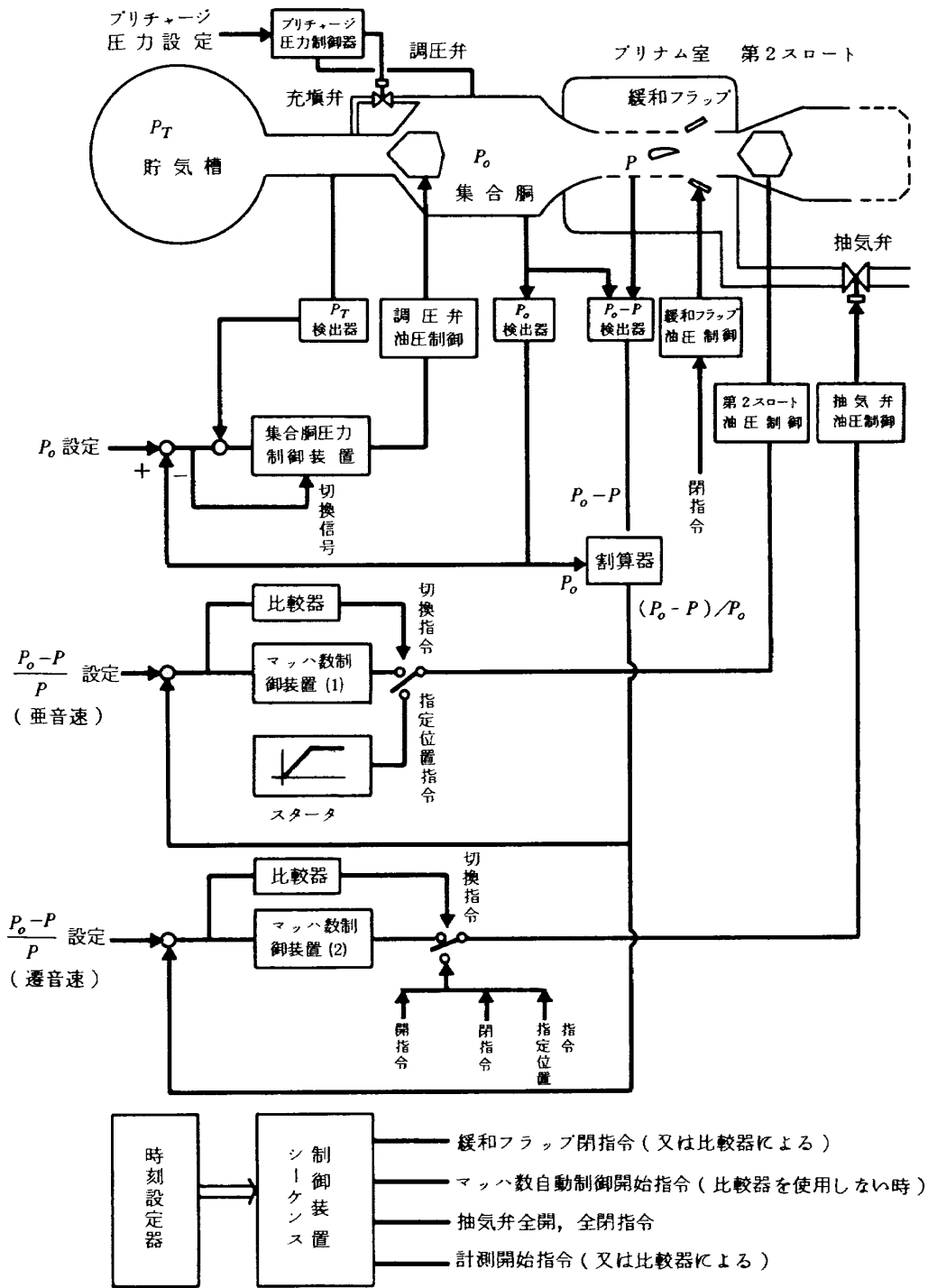


図 2 二次元風洞制御系統図

マッハ数の変化がみられる⁷⁾。これは温度変化により測定部などに発達した境界層が時間的に変化するためと考えられる。一方、本風洞の試験では抵抗発散マッハ数、衝撃波の位置などのマッハ数に依存するクリティカルな現象をとらえるため測定部マッハ数を希望する設定値に保持したい。したがって、通風中のマッハ数の時間的変化、あるいは模型迎角変更によるマッハ数の変化に対して第2スロート弁開度、あるいは抽気量を制御して測定部

マッハ数を一定にすることが望ましい。そのため、本風洞ではマッハ数制御を行なうことを計画しているが、ここでは概略のみを記しその詳細は割愛する。

測定部マッハ数の検出は $(P_0 - P) / P_0$ の形で得るほうが検出精度が良いので、マッハ数の制御は $(P_0 - P) / P_0$ を一定に保つ制御をする。亜音速におけるマッハ数の制御は第2スロート弁を比例、積分 (P.I) 制御することによって行なう。遷音速におけるマッハ数制御は抽気弁

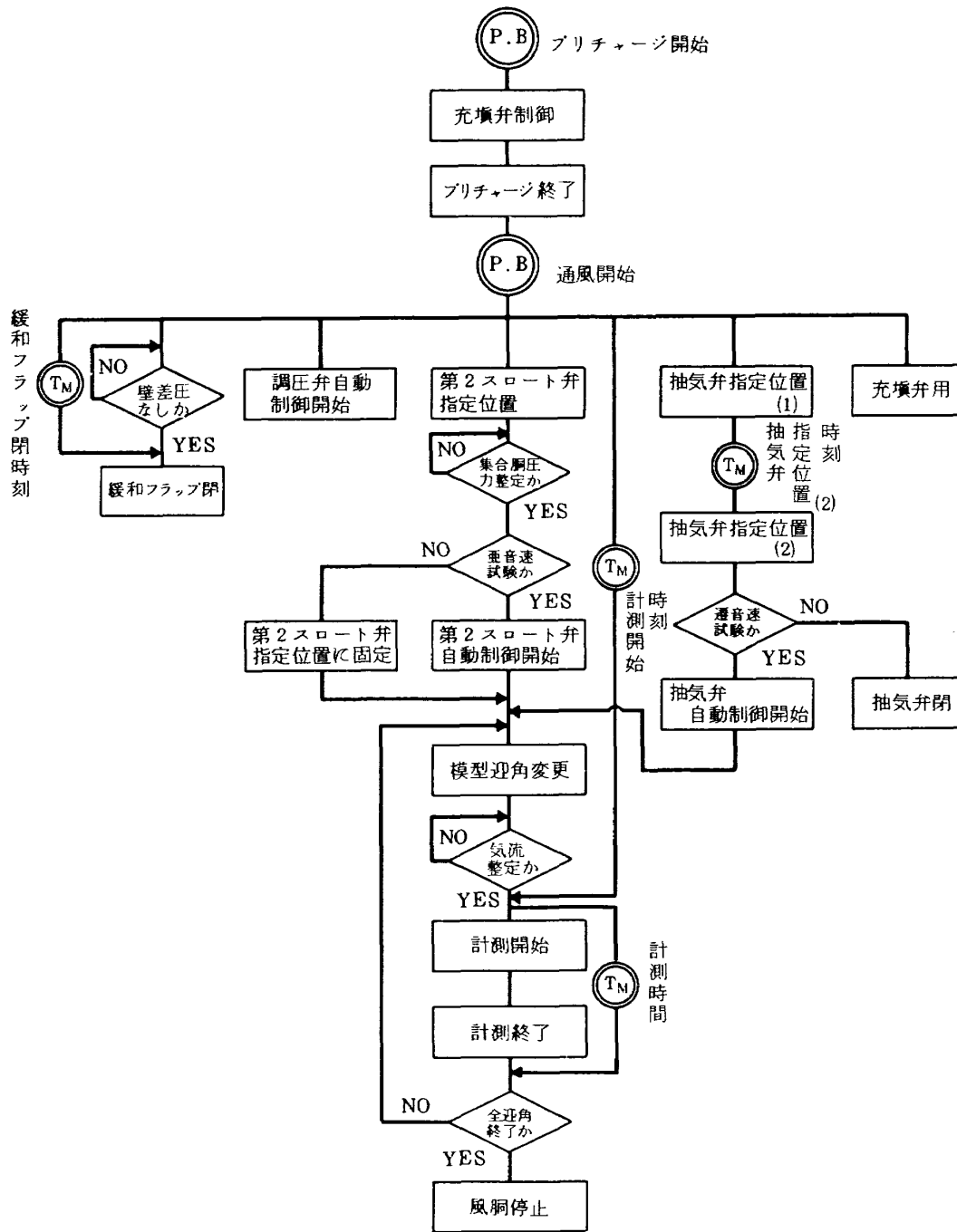


図3 二次元風洞制御シーケンス

によりプリナム室から抽気をすることによって行なう。抽気弁によるマッハ数制御は、プリナム室の容積がかなり大きいことから(約 32 m^3 、これは測定部流路体積の約30倍になる)、この部分での時間遅れを考慮して抽気弁の制御を比例、積分制御に微分動作を追加した比例、積分、微分(P.I.D)制御とすることとした。

図3には、本風洞の起動から停止までの通風シーケンスを示す。通風開始から風洞停止までの一連のシーケンス制御は、比較器による判定条件、あるいはタイマーで設定した時刻で進行する。主に、通風シーケンスは判定

条件で進み、判定条件が成立しないときには風洞作動時間が限られているため、強制的に時刻で進行させる。例えば、気流整定条件は集合胴圧力および測定部マッハ数が整定したことを比較器で判定したときに成立するが、制御の不調により気流整定条件が成立しないときでも、タイマーで設定した時刻が来れば次のシーケンスに進行する。計測シーケンスについても同様で、計測終了信号が計測装置より発せられて始めて次の模型迎角を開始するか、あるいは最終迎角を終了した場合は風洞停止にするのであるが、計測終了信号が計測装置より来なくても、

タイマーで設定した時刻が来れば、その迎角での計測は終了したものととして次のシーケンスに進む。

4. 集合胴圧力制御

4.1 プリチャージ起動方式

本風胴では第2スロートとして全閉可能なプラグ型弁を採用しているため風胴起動前にその弁を予じめ閉めておき風胴内に空気を充填し高圧状態から起動させる方式、すなわちプリチャージ起動方式が可能である。また、本風胴では第2スロート弁を予じめ目的とする測定部マッハ数に見合った開度に向けておき風胴内を大気圧の状態から起動させる方式（一般に他の吹出式風胴がこの方式を取っているという意味で普通起動方式という。）が可能であるが、これと比べてプリチャージ起動方式は次のような利点があると考えられる。

- (1) プリチャージすることによって風胴本体が貯気槽と同じ役目をするため風胴通風時間が長くなること。
- (2) 普通起動方式では調圧弁から流入した空気が風胴内の空気を圧縮しその空気が掃気されるまで最初の温度上昇がみられる。プリチャージ起動方式ではプリチャージ中に予じめ風胴内に存在した空気を抽気弁により排気すればその温度上昇は避けられること。
- (3) 起動時に模型にかかる過負荷（スターティングロード）が普通起動の場合より小さいことが予想されること。
- (4) 第2スロート弁の開速度を変えることによって起動時間を任意に調節ができること。
- (5) 起動時に抽気弁を大きめに開け、プリナム室内の空気を排気（いわゆる過剰抽気）することによってプリナム室内の圧力を速く整定させることが可能なこと。
- (6) 風胴起動時において調圧弁から発生する騒音および振動が軽減されること。

プリチャージ起動方式の欠点としては

- (1) 第2スロートとして全閉可能な、しかも密閉性の良い弁が必要なこと。
- (2) プリチャージするための充填弁およびその制御装置が必要なこと。
- (3) 起動と同時に第2スロート弁、抽気弁、充填弁などの弁を所定の開度に制御しなければならないため制御シーケンスが複雑になること。

などが考えられる。

4.2 集合胴圧力制御系

二次元風胴制御系の内の集合胴圧力制御系統のみを図

にしたものが図4である。これと図3の風胴通風シーケンスを参照して集合胴圧力制御について説明する。

まず、プリチャージは調圧弁と並列に設けられた充填弁を開けることによって開始する。風胴内圧力が設定プリチャージ圧力に等しくなったとき、抽気弁をわずかに開けることによって風胴内の圧縮され温度上昇した空気を排気する。同時に充填弁はプリチャージ圧力を一定に保つフィードバック制御により調圧作用を開始する。このときの抽気弁からの空気の排気量は空気製造設備から貯気槽に充填する量以下に選ぶため貯気槽圧力は低下しない。

風胴起動は第2スロート弁を開けることによって始まる。第2スロート弁は指定開速度で指定された開度まで開く。集合胴圧力制御は制御系を起動時からフィードバック制御としておき、第2スロート弁が開くこととともなる集合胴圧力の低下による偏差信号で調圧弁を開け起動時の調圧作用を開始する。

集合胴圧力の制御部は比例、積分制御を行ない、比例ゲインおよび積分時間は起動時と定常時ではその値の最適値は異なることが予想されるので、集合胴圧力が整定したときにその値を切換えることができる。すなわち、一種の切換制御を行なうことが可能である。気流が整定した後、時間が過ぎるに従って貯気槽圧力は低下していくため調圧弁は調圧作用により開いていくが弁前後の差圧は次第に小さくなり弁の効きは低下していく。これは集合胴圧力制御系のループゲインが小さくなっていくことと等価であるので、貯気槽圧力を検出し任意関数発生器と掛算器を用いて制御系の開ループゲインを一定に保つ補正回路を設けている。

本風胴では測定部上下壁に開口比を0~10%に変更できる多溝壁を使用している。また側壁は固定壁である。風胴起動時において、プリナム室圧力と測定部静圧との圧力差、すなわち壁差圧がかなり大きくなることが予想される。特に壁開口比が0%に近い状態では顕著である。そのため緩和フラップが設けられている（図2参照）。緩和フラップは左右側壁の下流部の2ヶ所に合計0.1m²の開口部とこの部分をふさぐ“蓋”から成っており、この蓋は風胴起動前から起動過渡時を通じて開けておき、気流が整定し壁差圧が十分に小さくなったとき初めて閉める。実際に閉めるタイミングは壁差圧を検出した差圧信号が小さくなったとき閉めるか、あるいは風胴スタート時からの経過時間で閉めるかのどちらかの方法で行なう。

起動過渡時において、プリナム室圧力を速く整定させるために、プリチャージによってプリナム室内に溜めら

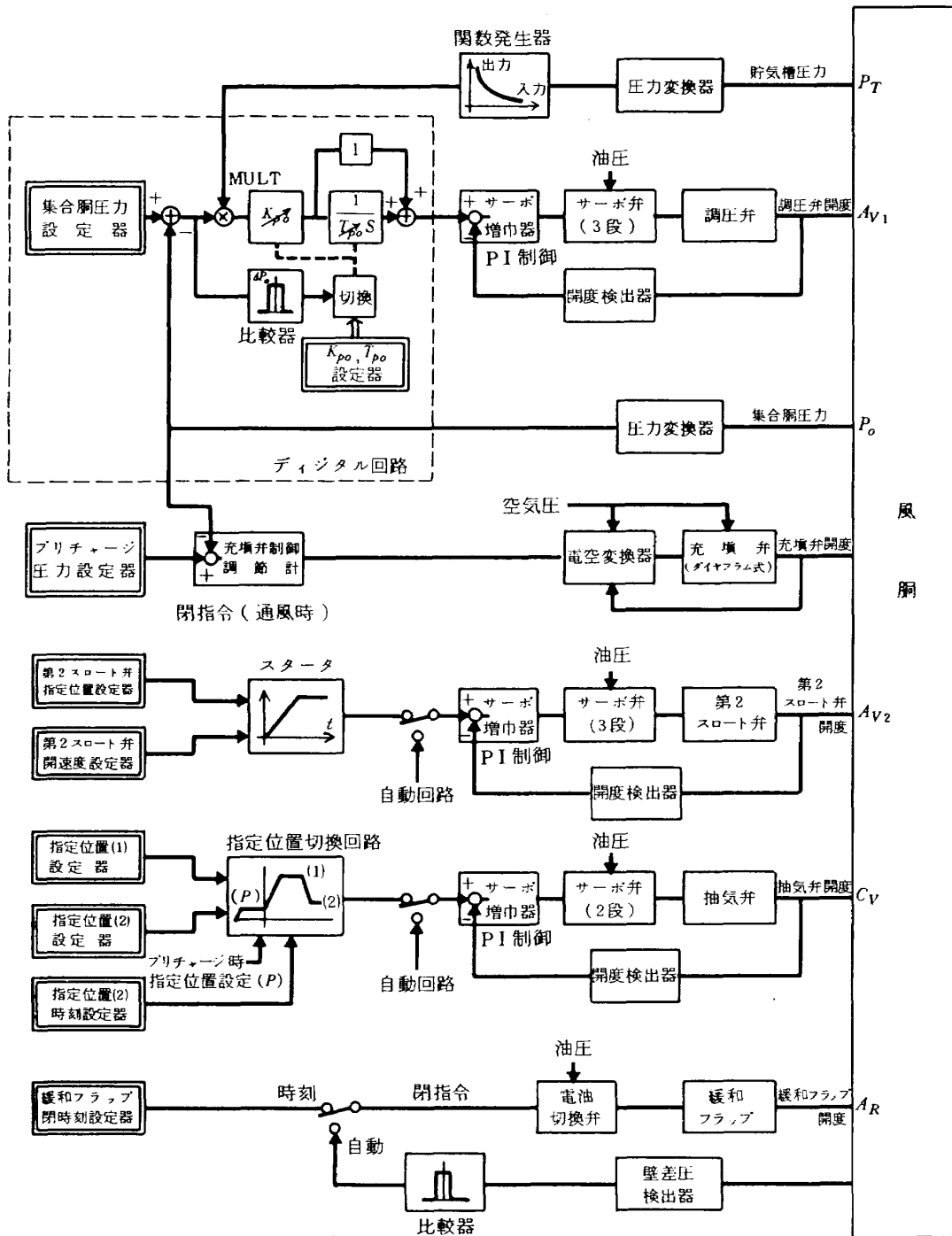


図4 集合胴圧力制御系統図

れた高圧空気の排気を抽気弁により行なう。この方法は抽気弁をある短い時間のあいだ通常の開度（すなわち亜音速試験では全閉，遷音速試験では遷音速流を得るために必要な抽気量に見合った弁開度）よりも大きな開度で開けることによって行なう（過剰抽気）。

調圧弁，第2スロート弁および抽気弁は電気－油圧サーボ機構となっており，特に調圧弁および第2スロート弁に用いられているサーボ弁は高速，高精度をねらって3段型サーボ弁を使用する。これらの油圧サーボ制御系

は位置制御系を構成しており，入力電圧に比例した弁ストローク位置制御を行なう。サーボ増巾器にはPI（比例，積分）調節部をもち，特にI動作は弁にかかる外力（おもに空気力）に対してオフセットを零にするために用意されている。

4.3 集合胴圧力制御精度

一般に吹出式風胴の風胴起動後の定常時での集合胴圧力制御は通風中に刻々と低下する貯気槽圧力に対して測

定部気流のよどみ点圧力を一定にする目的で行なわれる。特に遷音速風洞では測定部に通気性の壁を使用しているため集合胴圧力の変化は測定部マッハ数の変化となつてあらわれる。これは集合胴圧力の変化が測定部静圧の変動を惹起し通気性壁での空気の流出入の変化によりそこでの境界条件が変わるためである。したがって本風洞のような通気性壁をもつた遷音速風洞での集合胴圧力制御の制御精度はよどみ点圧力を一定に保つためばかりでなく測定部マッハ数を一定に保つためにも高精度が必要である。

本風洞の集合胴圧力制御精度は設定値の 1% 以下を目標としている。

集合胴圧力制御系の制御精度は調圧時の制御開ループゲインを安定性を失うことなくどの程度上げ得るかにかかっている。そのためにはまず油圧サーボ系および圧力変換器の高精度、高速性が必要となる。油圧サーボ系については後述の油圧サーボ系のシミュレーションの結果によるものとするが、圧力変換器についてはその精度を読取値の 0.1% 以下、時定数 0.01 秒以下のものを使用することとした。

また、制御部については図 4 の破線内の部分で示すが、制御パラメータの切換、掛算などを精度よく行なわせるため、デジタル演算方式を採用することとした。

5. 風洞モデル

風洞起動時を含む風洞内の流れはかなり複雑な様相を呈する。ここでは図 5 に示すような各状態量を使って風洞制御の立場から次のような仮定をおき風洞モデルを作る。

貯	高	調	集	縮	ブ	緩	第	抽
気	圧	圧	合	流	リ	和	2	気
槽	導	弁	胴	筒	ナ	マ	ス	弁
	管				ム	チ	ロ	
T	D	V_1	O	n	L	R	V_2	V

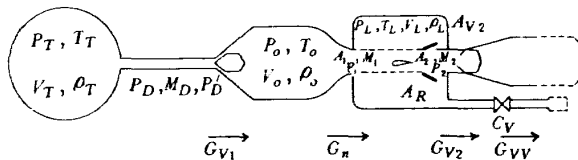


図 5 二次元風洞各部記号

- (1) 貯気槽 (高圧導管を含む), 集合胴およびブリナム室内での流れはかなり遅く, かつ内部での状態量は一樣であると仮定し集中定数系として取扱う。
- (2) その他の部分では準定常一次元流として取扱う。
- (3) 等エントロピ流れの仮定。特に測定部出口から第

2 スロートまでの流れを等エントロピ流れとする。

5.1 貯気槽および高圧導管

貯気槽内の空気密度 ρ_T は貯気槽から調圧弁を通して放出される空気量によって変化し, その割合は次式によってあらわされる。すなわち

$$V_T g d \rho_T = -G_{V1} dt \quad (5-1)$$

貯気槽内の温度 T_T は, ポリトロブ指数 n_T をもつ変化をするものとするれば

$$\frac{T_T}{T_{Ti}} = \left(\frac{P_T}{P_{Ti}} \right)^{\frac{n_T-1}{n_T}} \quad (5-2)$$

と書くことができる。また, 貯気槽内の状態方程式を

$$\frac{P_T}{\rho_T} = g R T_T \quad (5-3)$$

で表わせば, (5-1)~(5-3)式を使って次式が得られる。

$$\frac{dP_T}{dt} = - \frac{n_T R T_{Ti}}{V_T} \left(\frac{P_T}{P_{Ti}} \right)^{\frac{n_T-1}{n_T}} \cdot G_{V1} \quad (5-4)$$

調圧弁を流れる流量は調圧弁スロート部での流れが音速に達するときは

$$G_{V1} = C_W A_{V1} P_D' \sqrt{\frac{\kappa g}{R T_D} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad (5-5)$$

亜音速のときには

$$G_{V1} = C_W A_{V1} P_D' \sqrt{\frac{1}{R T_D} \left[\frac{2 g \kappa}{\kappa-1} \left(\frac{P_o}{P_D'} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_o}{P_D'} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (5-5)'$$

であらわす。本風洞で実際に使用する調圧弁はスロートの後に短縮ディフューザを設け調圧弁前後の圧力比の小さい領域で圧力回復をさせることによって貯気槽の吹止り圧力を低くし通風時間を長くするように設計されている⁸⁾。この調圧弁の流量特性を広範囲な前後圧力比 P_o/P_D' についてあらわすことは文献 8) の模型実験によればディフューザ特性のため相当に複雑である。ここでは簡単のため調圧弁流量特性を (5-5) あるいは (5-5)' であらわすこととする。これらの式は従来型の調圧弁, すなわちディフューザのない場合に適用される式でスロート部の流れが亜音速の場合にはその部分の圧力が集合胴圧力に等しく圧力回復がない場合に相当する。このことは風洞通風時間について実際のディフューザ付き調圧弁

よりは厳しい条件で検討することになる。

C_w は実流量と等エントロピ流れの流量比であらわされる流量係数で調圧弁前後の圧力比の全範囲にわたってほぼ 0.8 に等しい。

ここで調圧弁直前の全圧 P_D' を求めるために高圧導管での圧力損失係数 ζ_D を次式で与える。

$$\zeta_D = \frac{P_T - P_D'}{q_D} \quad (5-6)$$

また q_D は調圧弁前の動圧で

$$q_D = \frac{\kappa}{2} P_D M_D^2 \quad (5-7)$$

であらわされる。また P_D を求めるために P_D/P_D' を M_D であらわせば次式のようになる。

$$\frac{P_D}{P_D'} = \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_D^2\right)^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (5-8)$$

(5-6), (5-7) および (5-8) 式から P_D を消去して次式が導かれる。

$$\frac{P_T}{P_D'} = 1 + \frac{\kappa}{2} \zeta_D M_D'^2 \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_D'^2\right)^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (5-9)$$

また高圧導管を流れる流量は

$$G_D = A_D M_D P_D \sqrt{\frac{\kappa g}{RT_D} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_D^2\right)^{-\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad (5-10)$$

より求められる。これは調圧弁流量に等しいので

$$G_D = G_{V1} \quad (5-11)$$

とあらわされる。

貯気槽および高圧導管について求めた (5-4), (5-5) または (5-5)', (5-9), (5-10), (5-11) の各々の式は、貯気槽におけるポリトロブ指数 n_T , 高圧導管の圧力損失係数 ζ_D を与え、かつ貯気槽体積、高圧導管の径などの値と他の条件で定まる集合胴圧力および調圧弁開度などの制御変数を与えることによって解くことができる。ただし、ここでは高圧導管内温度 T_D は与えられていないが調圧弁前後での流体のもつエンタルピは一定であるとして後ほど求める集合胴温度に等しいとすることができる。

5.2 集合胴

測定部気流の Re 数はよどみ点圧力ばかりでなくよどみ点温度によってもかなりの変化をする。したがって通風中に Re 数を一定に保つためには集合胴温度はできる

だけ一定に保つことが望ましい。そのために貯気槽内部には空缶あるいは波板による蓄熱式定温装置が設けてあり、貯気槽から放出される空気はそこで熱エネルギーを受けるため貯気槽内部の空気は断熱膨張に近い変化をして相当な温度低下があるにもかかわらず集合胴に達した空気の温度はそれほどの低下を示さない⁹⁾。ここではほぼ 1 に近いポリトロブ指数 n_o を導入し、 $T_o \propto P_T^{\frac{n_o-1}{n_o}}$

なる比例関係にあるとする。貯気槽初期圧力 P_{Ti} のときに集合胴温度 T_{oi} とすれば (実は、この値は貯気槽初期温度 T_{Ti} に等しい。すなわちプリチャージによって風洞内の空気は貯気槽からの空気によって完全に置き換えられその空気のもつエンタルピに等しくなるからである。)

$$\frac{T_o}{T_{oi}} = \left(\frac{P_T}{P_{Ti}}\right)^{\frac{n_o-1}{n_o}} \quad (5-12)$$

と書くことができる。

プリチャージ起動において縮流筒から空気の流出がまず最初にあつて、その時に集合胴温度が低下するため (5-12) 式は正確には成立しない。

しかし、集合胴圧力制御状態にもよるが、続いて直ぐに調圧弁からの流入があり集合胴温度の低下はわずかであろう。そのため、ここでは起動過渡時においても (5-12) 式を仮定する。

集合胴内の空気密度は調圧弁からの空気の流入量と縮流筒の流出量の差によって変化する。すなわち

$$V_o g d\rho_o = (G_{V1} - G_n) dt \quad (5-13)$$

(5-12) および気体の状態方程式 $P_o/\rho_o = gRT_o$ を上式に代入すれば

$$\frac{dP_o}{dt} = \frac{RT_{oi}}{V_o} \left(\frac{P_T}{P_{Ti}}\right)^{\frac{n_o-1}{n_o}} (G_{V1} - G_n) \quad (5-14)$$

が得られる。ここで縮流筒を流れる流量は等エントロピ流れの式、すなわち

$$G_n = A_1 M_1 P_o \sqrt{\frac{\kappa g}{RT_o} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_1^2\right)^{-\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad (5-15)$$

であらわす。

5.3 測定部および第 2 スロート

本風洞の測定部は風洞壁による流れの拘束を緩和することによって自由大気中の翼模型実験を再現出来る二次元の遷音速流を得る目的で上下壁に通気性の多溝壁を有している。そのために測定部内の流れは主流方向ばかり

でなく壁を通過する流れが存在する。また壁にそった境界層の発達がある。これらを含めた風洞起動からの非定常流れを取扱うことは相当に困難である。ここでは風洞制御の観点から次のような簡単化したモデルを考えることとする。

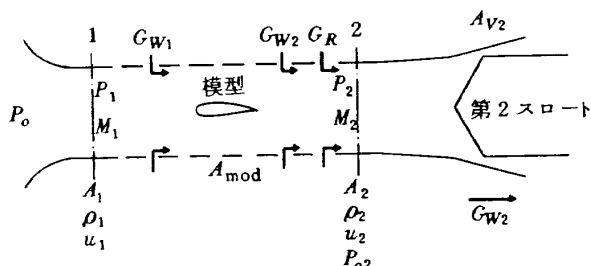


図6 測定部モデル

まず図6に示すような測定部モデルを考える。測定部入口および出口での検査面を考え、上下壁の空気の流入がなく模型が挿入されていない状態で、かつ側壁境界層を無視して(上下の多溝壁は測定部入口端をヒンジとしてその傾角を変えられるようになっている。これは左右側壁に発達した境界層の厚さの分だけ上下多溝壁を広げ、流路断面積を一定にしようとするためである。)、一次元の連続方程式および運動方程式を各々加え測定部入口から出口まで(区間1から2まで)積分すれば次の運動量方程式が導かれる。¹⁰⁾

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_1^2 \rho u A dx + \rho_2 u_2^2 A_2 - \rho_1 u_1^2 A_1 = P_1 A_1 - P_2 A_2 + \int_1^2 P dA \quad (5-16)$$

左辺第1項の非定常項は空気が測定部内を通過する際の運動量の時間変化で、第2および第3項は測定部から出て行く運動量および測定部に入る運動量をそれぞれあらわす。右辺第1, 2項は測定部出入口におけるそれぞれの圧力による力をあらわす。右辺第3項は面積変化による力であるが、前述した理由により $A = \text{一定}$ としてこの項は省略できる。

また、左辺第1項の非定常項の大きさは測定部内の空気が静止している状態から加速されるとき、すなわち風洞起動直後に最も大きな値を取ることが考えられるが、後述のシミュレーション結果に示す通り、第2スロート弁の油圧サーボ系応答が最初は徐々に開き始めその後は開速度一定となるため、起動時の際の測定部内の空気は比較的緩やかに加速される。したがってこの非定常項

についてもその値は十分に小さいものとして無視できる。

実際の測定部内の流れは多溝壁および起動時において開けられている緩和フラップを通して空気の流れがあるため、これらを考慮に入れなければならない。また測定部内には通常模型が入っている。

図6で測定部出入口で検査面をとり、多溝壁および緩和フラップ部を出入する空気は主流方向と直角に流れるものと考え、主流方向のみの運動量について考慮すれば、(5-16)式は

$$\rho_2 u_2^2 A_2 - \rho_1 u_1^2 A_1 = P_1 A_1 - P_2 A_2 - \frac{1}{2} \rho_1 u_1^2 (C_d A_{\text{mod}} + \zeta A_1) \quad (5-17)$$

の形にあらわすことができる。ここで C_d は模型による損失係数で翼の抗力係数に相当する。 ζ は側壁における摩擦による損失係数 ζ_w と、多溝壁および緩和フラップから測定部に流入する空気と主流が混合することによって生じる混合損失係数 ζ_{mix} との和、すなわち

$$\zeta = \zeta_w + \zeta_{\text{mix}} \quad (5-18)$$

であらわす。

主流は多溝壁および緩和フラップからの流入空気との混合過程を経て第2スロートに流れるが、その過程で混合による運動量損失が発生するものと考えられる。その大きさは主流の流量と多溝壁および緩和フラップからの流入流量の関数であらわし、ここでは次の関係式で与える。

$$\zeta_{\text{mix}} = \zeta_m \cdot \frac{G_{W1} + G_{W2} + G_R}{G_n} \quad (5-19)$$

ただし、 G_{W1} , G_{W2} および G_R は方向を考え多溝壁および緩和フラップを通過する流れの方向が測定部からブリンナム室へ流れる場合には(5-19)式の G_{W1} , G_{W2} および G_R は零とする。

測定部入口および出口のマッハ数はそれぞれ

$$M_1^2 = \frac{\rho_1}{\kappa P_1} u_1^2, \quad M_2^2 = \frac{\rho_2}{\kappa P_2} u_2^2 \quad (5-20)$$

であらわすことができるので、これを(5-17)式に代入すれば

$$M_2^2 \frac{A_2}{A_1} \frac{P_2}{P_1} - M_1^2 = \frac{1}{\kappa} - \frac{1}{\kappa} \frac{A_2}{A_1} \frac{P_2}{P_1} - \frac{1}{2} \left(C_d \frac{A_{\text{mod}}}{A_1} + \zeta \right) M_1^2 \quad (5-21)$$

となり、 M_1 , M_2 , P_1 および P_2 の間の関係式が得られる。

集合胴から測定部入口までの流れは等エントロピ流れと考えられるから次式が成立する。

$$P_1 = P_o \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_1^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (5-22)$$

測定部出口から第2スロート流れについては、その流路体積が小さいことから測定部内の流れと同様に準定常流と考えることができる。しかしながら、多溝壁および緩和フラップを通じての流入空気と主流の混合過程があることと、高亜音速以上では測定部出口で衝撃波の発生が考えられるが、ここでは混合距離は十分に短かく、また、衝撃波は発生しても十分に弱いものとして等エントロピ流れを仮定する。したがって測定部出口におけるよどみ点圧力と第2スロート直前のよどみ点圧力とは等しく

$$P_{o2} = P_2 \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_2^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (5-23)$$

と書くことができる。また、測定部出口におけるマッハ数については、第2スロートでの流れは音速状態と考えることができるので次の関係式が成立する(ブリチャー起動の場合、第2スロートでは十分に圧力比があるので起動と同時に音速状態となる。しかしながら、測定部にスロートが移ったときはその限りではない。)

$$\frac{A_{V2}}{A_2} = M_2 \left[\frac{2}{\kappa + 1} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_2^2\right) \right]^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}} \quad (5-24)$$

すなわち、測定部出口マッハ数は第2スロート開口面積により定まる。

第2スロートを流れる流量は

$$G_{V2} = A_{V2} P_{o2} \sqrt{\frac{\kappa g}{RT_{o2}} \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}} \quad (5-25)$$

より求められる。ここで、 T_{o2} は第2スロート直前のよどみ点温度であるが(5-12)式で算出する集合胴温度に等しいとおいてもさしつかえない。

多溝壁での流量特性、すなわち多溝壁の差圧と流量の関係は実験結果¹¹⁾によると測定部からブリナム室への流れで、かつ差圧の小さい範囲では差圧と流量は比例関係にある。これは多溝壁に沿う境界層の影響によるものと考えられている。ここでは測定部からブリナム室への流れ、およびその逆の流れを風洞起動時から取扱うこととなるため、ベルヌーイの式から得られる次の関係式を用いることとする。模型より上流部では

$$G_{W1} = \epsilon_W A_W R_W \sqrt{\frac{2g}{RT_L} P_L (P_L - P_1)}$$

$$= -\epsilon_W A_W R_W \sqrt{\frac{2g}{RT_1} P_1 (P_1 - P_2)} \quad P_L > P_1 \text{ のとき}$$

$P_1 > P_L$ のとき

(5-26)

模型より下流部では

$$G_{W2} = \epsilon_W A_W R_W \sqrt{\frac{2g}{RT_L} P_L (P_L - P_2)}$$

$$= -\epsilon_W A_W R_W \sqrt{\frac{2g}{RT_2} P_2 (P_2 - P_L)} \quad P_L > P_2 \text{ のとき}$$

$P_2 > P_L$ のとき

(5-27)

また緩和フラップを流れる流量についても同様に考えて

$$G_R = \epsilon_R A_R \sqrt{\frac{2g}{RT_L} P_L (P_L - P_2)}$$

$$= -\epsilon_R A_R \sqrt{\frac{2g}{RT_2} P_2 (P_2 - P_L)} \quad P_L > P_2 \text{ のとき}$$

$P_2 > P_L$ のとき

(5-28)

であらわす。

測定部から第2スロートにかけての連続の式は準定常流として

$$G_{V2} = G_n + G_{W1} + G_{W2} + G_R \quad (5-29)$$

と書ける。

なお(5-26)式から(5-28)式における測定部からブリナム室へ流れる流量を求める際に必要な温度 T_1 および T_2 は次式から算出する。

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= T_o \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_1^2\right)^{-1} \\ T_2 &= T_o \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_2^2\right)^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (5-30)$$

5.4 ブリナム室

ブリナム室内の圧力はブリナム室に流入する空気量とここから流出する空気量によって定まる。すなわち、貯気槽および集合胴の場合で得られた(5-4)式および(5-14)式を導出した考え方をブリナム室についても同様に適用すれば次式が得られる。

$$\frac{dP_L}{dt} = -\frac{RT_L}{V_L} (G_{VV} + G_{W1} + G_{W2} + G_R) \quad (5-31)$$

ここでブリナム室の温度 T_L は風洞起動直後に多溝壁、緩和フラップあるいは抽気弁からの空気流出があって断

熱膨張のため温度低下があるが、一旦、測定部からブリナム室への流れがあれば、ブリナム室内の温度は測定部気流のよどみ点温度（すなわち集合胴温度）近くまで回復する。ここでは簡単のため温度の回復係数 η を用いて

$$T_L = \eta T_0 \quad (5-32)$$

が常に成立するものとする。後程のシミュレーション結果が示すように、風胴起動直後からすでに測定部上流からブリナム室への流れがあることを考えれば上式を仮定することによる誤差は小さい。

抽気弁を流れる流量は抽気弁を流れるロート型弁の C_V 値¹²⁾を用いて

$$G_{VV} = 8.937 \times 10^{-6} C_V \frac{P_L}{\sqrt{T_L}} \quad (5-33)$$

であらわされる。

6. 油圧サーボ系モデル

風胴動特性のシミュレーションを行なう場合に、風胴のみばかりでなく風胴制御に用いられる各弁の油圧サーボ系についても適当なモデルを作り、これらを含む制御系全体としての制御過程を知る必要がある。また、本風胴のような短時間動作の風胴に用いられる制御弁の油圧サーボシステムはかなりの高速性が要求されるため、その性能が十分に発揮されない場合には風胴制御系全体の応答は油圧サーボ系の応答に制限されかねない。したがって、あらかじめ各弁の油圧サーボ系のみので応答特性について検討しておく必要がある。

6.1 調圧弁および第2スロート弁

普通、油圧サーボ系の応答特性を求める場合、その簡単な解析手法としてサーボ弁などの非線型要素を線型化して行なわれる¹³⁾。しかし、本風胴に用いられる調圧弁は高 Re 数試験に際し大流量の空気を流す必要があることから、かなりの初期開度をとり、また、調圧弁に限らず第2スロート弁および抽気弁についても、風胴起動時の制御シーケンスに従って大振幅動作を行なう。そのため、ここでは油圧サーボ系の各要素に非線型特性を含む系として取扱う。

また、調圧弁および第2スロート弁は弁体の可動部分が大質量を有し、弁摺動部には気密のため使用しているXリングがかなり大きな摺動抵抗をもっており、さらに通風時には弁にかなり大きな空気力が作用するため、これらを全て負荷力として考慮する。さらに高速、高負荷油圧サーボ系として油の圧縮性についても考慮に入れる。

図7に示す案内弁とアクチュエータの系を考え、使用

する案内弁は零重合弁で、内部の漏れ流量がないものとし、スプールの位置を中立点より右側で正、左側で負としてあらわせば、案内弁のポートを流れる流量は次式であらわすことができる。

$$\left. \begin{aligned} Q_a &= C_w x \sqrt{\frac{2(P_S - P_a)}{\rho_c}} & x > 0 \\ &= -C_w x \sqrt{\frac{2P_a}{\rho_c}} & x < 0 \\ Q_b &= -C_w x \sqrt{\frac{2P_b}{\rho}} & x > 0 \\ &= C_w x \sqrt{\frac{2(P_S - P_b)}{\rho_c}} & x < 0 \end{aligned} \right\} (6-1)$$

ただし戻り油の圧力は零とした。

一方

$$\left. \begin{aligned} Q_a &= A \dot{z} + \frac{V_1}{\beta} \dot{P}_a \\ Q_b &= -A \dot{z} + \frac{V_2}{\beta} \dot{P}_b \end{aligned} \right\} (6-2)$$

と書ける。ここで負荷圧力 P_L を $P_L = P_a - P_b$ とおき、かつ $V_a \approx V_b$ としこれを V として、また(6-1)式と(6-2)式と等しくおくことによって Q_a, Q_b を消去し各々の式を2乗して和をとれば次式が導かれる¹⁴⁾。

$$\begin{aligned} A^2 \dot{z}^2 + A \frac{V}{\beta} \dot{P}_L \dot{z} + \frac{1}{2} \left(\frac{V}{\beta} \right)^2 (P_a^2 + P_b^2) = \\ \left(\frac{C_w x}{\rho_c} \right)^2 (P_S \mp P_L), \quad x \geq 0 \end{aligned} \quad (6-3)$$

V/β は小さい値であるから上式左辺の第3項を省略して $A \dot{z}$ について解けば

$$A \dot{z} = -\frac{V}{2\beta} \dot{P}_L + \sqrt{\left(\frac{V}{2\beta} \right)^2 + \left(\frac{C_w x}{\rho_c} \right)^2 (P_S \mp P_L)}$$

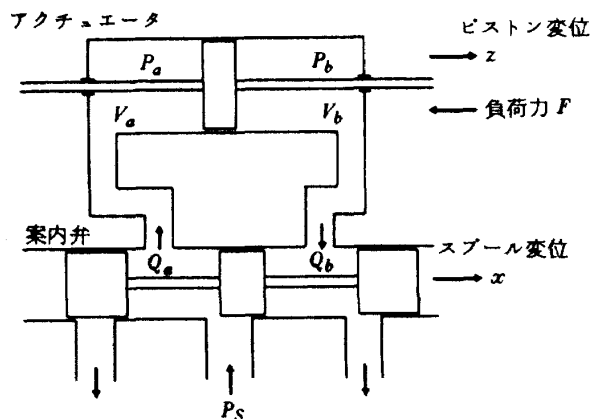


図7 案内弁およびアクチュエータ

$$\simeq -\frac{V}{2\beta} \dot{P}_L \pm \frac{Cwx}{\rho_c} \sqrt{P_S - \text{sgn}(x)P_L} \quad (6-3)$$

が得られる。なお上式の複号は $P_L < P_S$ のときには正、 $P_L > P_S$ のときには負とする。

(6-3) 式の右辺第1項は負荷圧力による油の圧縮性の効果をあらわすものである。また、第2項はサーボ弁の負荷流量特性をあらわすもので、これを $Q(x, P_L)$ であらわせば

$$Q(x, P_L) = \frac{Cwx}{\rho_c} \sqrt{P_S - \text{sgn}(x)P_L} \quad (6-4)$$

と書ける。

一方、負荷力 F については

$$F = M\ddot{z} + D\dot{z} + F_c + F_d \quad (6-5)$$

であらわし、右辺第1項は弁可動部の質量による慣性力、第2項は弁速度に比例する粘性摩擦力をあらわす。第3項の F_c は弁の気密用Xリングの摺動抵抗をクーロン摩擦(乾性摩擦)と考えて導入したものである。第4項の F_d は弁の受ける空気力で、この大きさは弁開度および弁上流部の圧力の関数としてあらわされる。

図8に弁構造の概略図を示す。

以上の結果から得られた調圧弁および第2スロート弁の負荷力を含む油圧サーボ系のブロック図を図9に示す。

ここでクーロン摩擦力については次のように取扱う¹⁵⁾。すなわち、摩擦力は弁が動き出すまでは最大静止摩擦力 $F_{c \max}$ の大きさまで加えた力と逆向きに、かつ、加えた

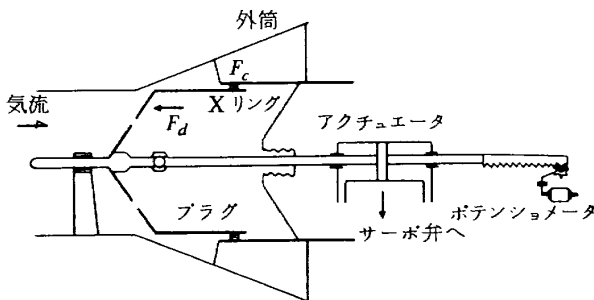


図8 調圧弁および第2スロート弁構造

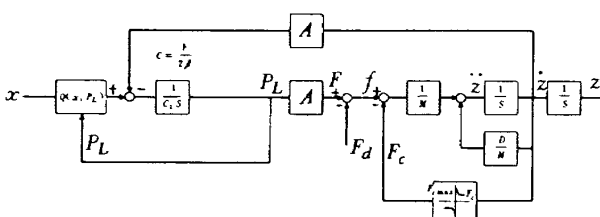


図9 弁制御ブロック図

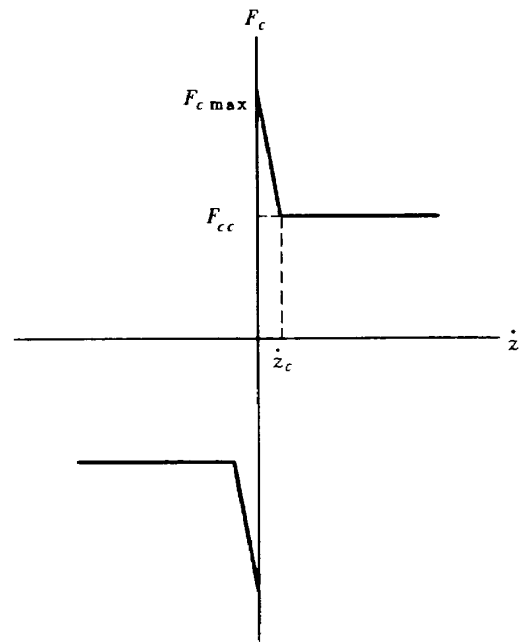


図10 クーロン摩擦

力と同じ大きさで作用し、一旦、弁が動き出すと最大静止摩擦力よりはかなり小さい一定値をとる。

図10に示すクーロン摩擦力について、加えた力を f とすれば

$$\begin{aligned} |\dot{y}| \geq \dot{z}_c \text{ のとき } & F_c = F_{cc} \text{sgn}(\dot{z}) \\ |\dot{y}| < \dot{z}_c \text{ のとき } & F_c = -(F_{cc} + \frac{F_{c \max} - F_{cc}}{\dot{z}_c} \dot{z}) \text{sgn}(\dot{z}), \\ & f \geq F_{c \max} \\ & F_c = -f \text{sgn}(f), f < F_{c \max} \end{aligned} \quad (6-6)$$

弁が受ける空気力については、ここでは、航技研の吹出し超音速風洞¹⁶⁾に用いられている調圧弁の試験データから換算して得られた図11に示す値を用いる。すなわち、その大きさは弁開度の関数で、特に全閉付近で大きい、その後は開度と共に急速に小さくなる。弁に作用する力の方向は常に閉方向に作用する。なお、図11で示す空気力の値は弁上流側圧力が 21 kg/cm^2 の場合の値で、この圧力が変われば比例して変化する。

調圧弁および第2スロート弁に使用するサーボ弁の負荷流量特性は使用するサーボ弁のカタログ値から得られる。調圧弁に用いるサーボ弁は東測 607F-400L型サーボ弁で、このサーボ弁の供給圧力 $P_S = 140 \text{ kg/cm}^2$ のときの無負荷最大流量はスプール最大変位 0.15 cm のとき得られその値は $400 \text{ l/min} (= 6,667 \times 10^3 \text{ cm}^3/\text{sec})$ であるから、(6-4)式にそれぞれの値を代入すれば

$$6,667 \times 10^3 = 0.15 \frac{Cw}{\rho_c} \sqrt{140}$$

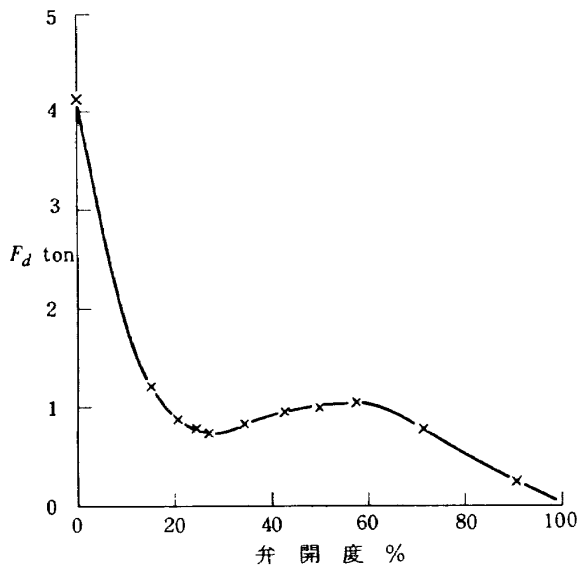


図 11 弁に作用する空気力

より $C_w/\rho = 3.756 \times 10^3$ が求められる。

調圧弁の負荷流量特性を $Q_{V1}(x, P_L)$ とすると

$$Q_{V1}(x, P_L) = 3.756 \times 10^3 x \sqrt{P_S - \text{sgn}(x)P_L} \quad (6-7)$$

同様にして、第2スロート弁に用いるサーボ弁の負荷流量特性についても求めることができる。すなわち、第2スロート弁に用いるサーボ弁は東測 34F-300L 型サーボ弁で、その無負荷最大流量はスプール最大変位 0.16 cm のとき $300 \text{ l/min} (= 5 \times 10^3 \text{ cm}^3/\text{sec})$ である（ただし供給圧力 P_S は調圧弁の場合と同じく 140 kg/cm^2 ）第2スロート弁の負荷流量特性を $Q_{V2}(x, P_L)$ とすると

$$Q_{V2}(x, P_L) = 2.641 \times 10^3 x \sqrt{P_S - \text{sgn}(x)P_L} \quad (6-8)$$

が導かれる。

東測 607F 型および 34F 型サーボ弁は前段にさらに小型のサーボ弁を用いて主案内弁のスプールの位置制御を行なっている。前段部はトルクモータとノズルフラップおよび小型のスプールより構成されている。前段部の主案内弁スプール位置制御系を図12に示す。ここで前段部

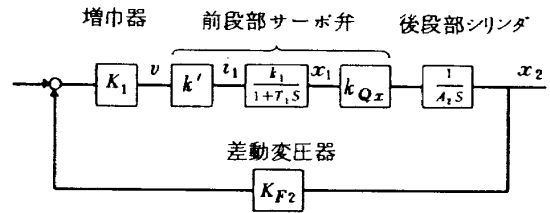


図 12 主案内弁スプール位置制御系

サーボ弁は主案内弁スプールを駆動する駆動力に十分に余裕があるため流量特性を線型化している。

図12の系の閉ループの伝達関数は次のような2次形としてあらわすことができる。

$$G_p(s) = \frac{K w_n^2}{s^2 + 2\zeta w_n s + w_n^2} \quad (6-9)$$

ただし

$$\zeta = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{A_2}{K_1 k' k_1 k_{Qx} K_{F2} T_1}}$$

$$w_n = \sqrt{\frac{K_1 k' k_1 k_{Qx} K_{F2}}{T_1 A_2}}$$

$$K = 1/K_{F2}$$

ここで増巾器のゲイン K_1 は適当なダンピング定数 ζ を与えることによって

$$K_1 = \frac{A_2}{4\zeta^2 T_1 k' k_1 k_{Qx} K_{F2}} \quad (6-10)$$

より求めることができる。このときの w_n は

$$w_n = 1/2\zeta T_1 \quad (6-11)$$

である。

調圧弁および第2スロート弁の油圧サーボ制御系の全体ブロック図を図13に示す。この系は弁のストロークを制御する位置制御系であり、調節部には比例積分制御（PI制御）の機能をもたせている。特に調節部の積分機能は、サーボ弁の圧力ゲイン¹²⁾が有限の値（理想的には無限大）をもっているために、弁に作用する外力によって生じる定常位置誤差（オフセット）を無くすためのものである。

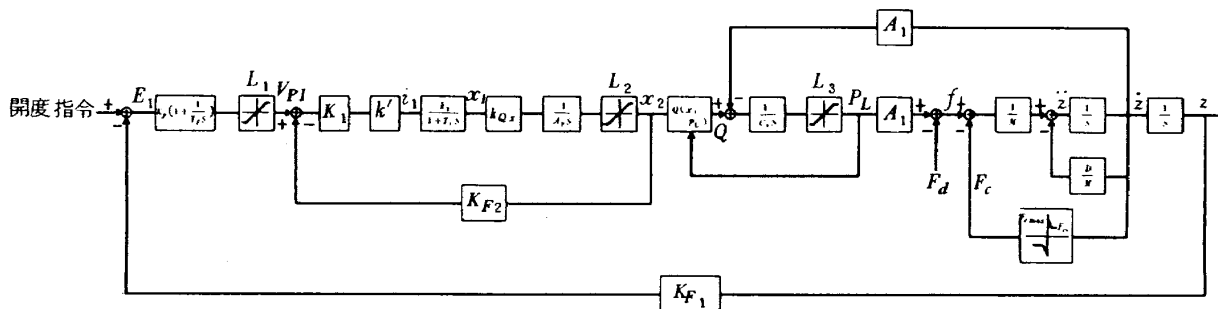


図 13 調圧弁および第2スロート弁油圧サーボ系ブロック図

飽和要素 $L_1 \sim L_3$ については L_1 は調節部出力電圧, L_2 は主案内弁のスプール位置, L_3 は油圧供給圧力についてのそれぞれの飽和特性をあらわす。

表1に調圧弁および第2スロート弁の油圧サーボ系諸元の一覧表をあらわす。

表1 調圧弁および第2スロート弁油圧サーボ系諸元

定数		調圧弁	第2スロート弁
前段部	K_1^*	0.4553	0.4026
	k'	3.0 mA/V	同左
	k_1, k_{Qx}	8.333 cm/sec mA	2.5 cm/sec mA
	T_1	0.0053 sec	同左
主案内弁	β	1.6×10^4 cm ²	同左
	V	5956 cm ³	5256 cm ³
	C_1	0.1861 cm ⁵ /kg	0.1643 cm ⁵ /kg
	A_1	83.1 cm ²	同左
	A_2	8.04 cm ²	2.0 cm ²
	$Q(x, P_L)$	(6-7)式	(6-8)式
負荷	M	0.612 kg sec ² /cm	0.684 kg sec ² /cm
	D	0.1 kg sec/cm	同左
	$F_{c \max}$	150 kg	同左
	F_{cc}	75 kg	同左
	\dot{z}_c	0.14 cm/sec	同左
	F_d	図11	同左
フィードバック	K_{F1}	0.3174 V/cm	0.2381 V/cm
	K_{F2}	66.67 V/cm	62.5 V/cm
飽和特性	L_1	± 10 V	同左
	L_2	± 0.15 cm	± 0.16 cm
	L_3	± 140 kg/cm ²	同左

* $\zeta = 0.7$ のときの値

6.2 抽気弁

抽気弁制御に使用するサーボ弁は抽気弁にさほど大きくない弁 (250 m/mφ ロート型弁) を使用していること

から, 第2スロート弁に用いているサーボ弁の後段部のみを用いた型, 東側 4F-120 L型を使用する。このサーボ弁の負荷流量特性はトルクモータ入力電流 $i_x = 30$ mA のとき無負荷最大流量 120 l/min (2×10^3 cm³/sec) であるから, 調圧弁および第2スロートの負荷流量特性を算出した場合と同様な方法で, 抽気弁のそれを $Q_{VV}(i_x, P_L)$ とすると

$$Q_{VV}(i_x, P_L) = 5.634 i_x \sqrt{P_S - \text{sgn}(i_x) P_L} \quad (6-12)$$

であらわされる。

負荷および飽和特性を含む抽気弁油圧サーボ位置制御系ブロック図を図13に示す。また表2にここで使用する定数の諸元一覧表をあらわす。

表2 抽気弁油圧サーボ系諸元

サーボ弁	k', k_1	3.0 mA/V
	T_1	0.008 sec
	A	16.9 cm ²
	β	1.6×10^4 cm ²
	V	1996 cm ³
	C_1	6.24×10^{-2} cm ⁵ /kg
	$Q(x, P_L)$	(6-12)式
負荷	M	0.27 kg sec ² /cm
	D	0.1 kg sec/cm
	$F_{c \max}$	30 kg
	F_{cc}	15 kg
	\dot{z}_c	0.2 cm/sec
	K_F	0.4348 V/cm
飽和特性	L_1	± 10 V
	L_2	± 30 mA
	L_3	± 140 kg/cm ²

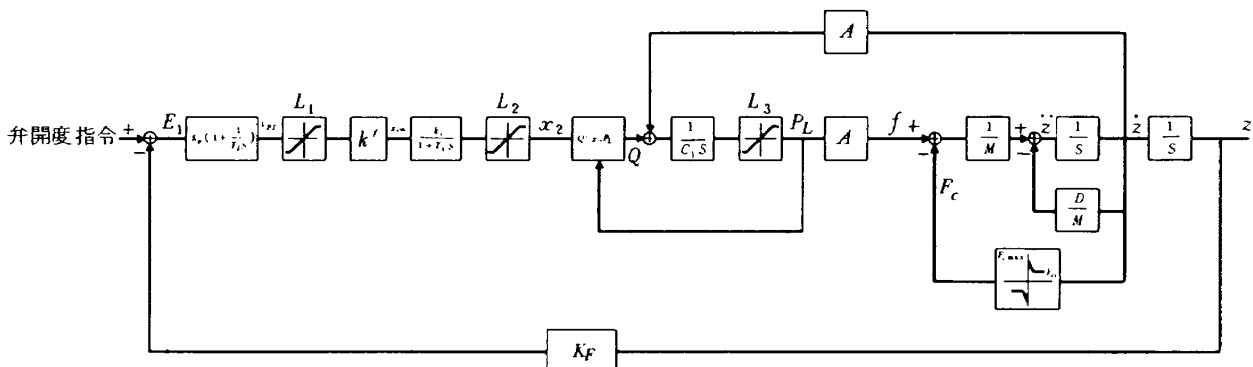


図14 抽気弁油圧サーボ系ブロック図

表3 風洞数式モデル一覧表

式ナンバ	f, h	数 式 モ デ ル	本文の式ナンバ
(1)	f ₁	$\frac{dP_T}{dt} = -\frac{n_T R T_{Ti}}{V_T} \left(\frac{P_T}{P_{Ti}}\right)^{\frac{n_T-1}{n_T}} C_{V1}$	(5-4)
(2)	f ₂	$\frac{dP_o}{dt} = \frac{R T_{oi}}{V_o} \left(\frac{P_T}{P_{Ti}}\right)^{\frac{n_o-1}{n_o}} (C_{V1} - C_a)$	(5-14)
(3)	f ₃	$\frac{dP_L}{dt} = -\frac{R T_L}{V_L} (C_W + C_{W1} + C_{W2} + C_R)$	(5-31)
(4)	h ₁	$C_{V1} = C_W A_{V1} P_D' \sqrt{\frac{1}{R T_o} \left(\frac{2}{\kappa-1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}$ $P_o/P_D' \leq 0.5283$	(5-5)
		$= C_W A_{V1} P_D' \sqrt{\frac{1}{R T_o} \frac{2g\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{P_o}{P_D'}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_o}{P_D'}\right)^{\kappa} \right]}$ $P_o/P_D' > 0.5283$	(5-5)'
(5)	h ₂	$\frac{P_T}{P_D'} = 1 + \frac{\kappa}{2} \zeta_D M_D^2 \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_D^2\right)^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}}$	(5-9)
(6)	h ₃	$G_D = A_D M_D P_D' \sqrt{\frac{\kappa g}{R T_o} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_D^2\right)^{-\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}$	(5-10)
(7)	h ₄	$G_D = C_{V1}$	(5-11)
(8)	h ₅	$T_o = T_{oi} \left(\frac{P_T}{P_{Ti}}\right)^{\frac{n_o-1}{n_o}}$	(5-12)
(9)	h ₆	$G_n = A_1 M_1 P_o \sqrt{\frac{\kappa g}{R T_o} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_1^2\right)^{-\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}$	(5-15)
(10)	h ₇	$\zeta = \zeta_w + \zeta_m \frac{C_{W1} + C_{W2} + C_R}{C_n}$ $C_{W1}, C_{W2}, C_R > 0$	(5-18,19)
(11)	h ₈	$M_2^2 \frac{A_2 P_2}{A_1 P_1} - M_1^2 = \frac{1}{\kappa} - \frac{1}{\kappa} \frac{A_2 P_2}{A_1 P_1} - \frac{1}{2} \left(C_m \frac{A_{mod}}{A_1} + \zeta\right) M_1^2$	(5-21)
(12)	h ₉	$P_1 = P_o \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_1^2\right)^{-\frac{\kappa}{\kappa-1}}$	(5-22)
(13)	h ₁₀	$P_{o2} = P_2 \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_2^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$	(5-23)
(14)	h ₁₁	$\frac{A_{V2}}{A_2} = M_2 \left[\frac{2}{\kappa+1} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_2^2\right) \right]^{-\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}}$	(5-24)
(15)	h ₁₂	$C_{V2} = A_{V2} P_{o2} \sqrt{\frac{\kappa g}{R T_o} \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}$	(5-25)
(16)	h ₁₃	$C_{W1} = \epsilon_W A_W R_W \sqrt{\frac{2g}{R T_L} P_L (P_L - P_1)}$ $P_L > P_1$	(5-26)
		$= -\epsilon_W A_W R_W \sqrt{\frac{2g}{R T_1} P_1 (P_1 - P_L)}$ $P_1 > P_L$	
(17)	h ₁₄	$C_{W2} = \epsilon_W A_W R_W \sqrt{\frac{2g}{R T_L} P_L (P_L - P_2)}$ $P_L > P_2$	(5-27)
		$= -\epsilon_W A_W R_W \sqrt{\frac{2g}{R T_2} P_2 (P_2 - P_L)}$ $P_2 > P_L$	
(18)	h ₁₅	$C_R = \epsilon_R A_R \frac{2g}{R T_L} P_L (P_L - P_2)$ $P_L > P_2$	(5-28)
		$= -\epsilon_R A_R \sqrt{\frac{2g}{R T_2} P_2 (P_2 - P_L)}$ $P_2 > P_L$	
(19)	h ₁₆	$C_{V2} = C_n + C_{W1} + C_{W2} + C_R$	(5-29)
(20)	h ₁₇	$T_1 = T_o \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_1^2\right)^{-1}, T_2 = T_o \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_2^2\right)^{-1}$	(5-30)
(21)	h ₁₈	$T_L = \eta T_o$	(5-32)
(22)	h ₁₉	$C_{VV} = 8.937 \times 10^{-6} C_V \frac{P_L}{\sqrt{T_L}}$	(5-33)

7. 数値計算

5章で導いた風洞数式モデルは次の非線型微分方程式と非線型方程式の連立した次のような式の形で表わすことができる。

$$\frac{dx}{dt} = f(x, y, u) \tag{7-1}$$

$$h(x, y, u) = 0$$

ここで x は状態量ベクトル, u は制御ベクトルで各々次のような成分をもつ。

$$x = [P_T, P_o, P_L]^T \tag{7-2}$$

$$u = [A_{V1}, A_{V2}, A_R, C_V]^T \tag{7-3}$$

T は転置をあらわす。

y は x 以外の風洞モデルを表わすのに必要な状態量ベクトルであり, また h は y と等しい次元の次のような関数ベクトルである。すなわち, y の次元を n とすると

$$h = [h_1, h_2, \dots, h_n]^T \tag{7-4}$$

で表わす。

表4 風洞モデル諸元

名 称	記 号	定 数
貯 気 槽 体 積	V_T	1952 m ³
集 合 胴 "	V_o	39.4 m ³
ブリナム室 "	V_L	32.0 m ³
測定部入口面積	A_1	0.3 m ²
" 出口 "	A_2	"
高 圧 導 管 面 積	A_D	0.7854 m ²
上下壁面積(模型前)	A_{W1}	1.47 m ²
" (模型後)	A_{W2}	0.63 m ²
翼 面 積	A_{mod}	0.075 m ²
上下壁開口比	R_W	0 ~ 0.1
ポリトロープ指数 (貯気槽内)	n_T	1.35
" (貯気槽→集合胴)	n_o	1.07
調圧弁流量係数	C_W	0.8
縮流係数(上下壁)	ϵ_W	"
" (緩和フラップ)	ϵ_R	"
損失係数(高圧導管)	ζ_D	2.0
" (壁)	ζ_W	0.03
混合損失係数	ζ_m	0.2
翼抗力係数	C_m	0.01
温度回復係数	η	0.98

表3に風洞数式モデルを一覧表にまとめて示す。また, 表4にここで用いる定数の一覧を表わす。

ここでは非線型方程式の次元は19, すなわち $n = 19$ となる。また表3では式の形を見やすくするために, $h(x, y, u) = 0$ の形に書いていないが左辺を右辺に移項すればその形になる。

風洞モデルを数値計算する場合に(7-1)式で与えられた形の非線型微分方程式と非線型代数方程式を連立させて解かなければならない。微分方程式の代表的な数値解法は大きく分けると Runge-Kutta 法に代表される点傾斜法と予測子-修正子法(PC法)であろう¹⁷⁾。Runge-Kutta 法は4次の近似公式について云えばベクトル f を4回計算する必要があり, 計算時間が長くなる欠点があるが, 次のステップの計算の際, 現ステップでの値のみがわかっているれば良いため, 出発値の計算および途中でのキザミ巾の変更が容易であること, また, キザミ巾を適当に小さくすれば誤差は十分に小さくなり, かつ解は安定である。これに比べ, PC法は求めようとする点の前のいくつかの値(前歴)を必要とするため出発値の計算には不向きで, かつ途中でのキザミ巾の変更は容易ではない。また, 解が不安定になる場合があるので与えられた問題を検討し, 予測子と修正子の公式をよく吟味する必要がある。しかしながら, PC法は誤差の評価が計算途中で行なえるため, 一般に, ベクトル f の計算は1~2回で済み計算時間が短くなるという利点がある。

以上のような微分方程式の解法について考慮した結果, ここでは丸めの誤差を考慮した4次のRunge-Kutta-Gill法¹⁸⁾を使用することとした。

非線型連立方程式 $h(x, y, u) = 0$ を解く方法は主としてNewton法¹⁹⁾が考えられるが, これは解の近傍で微分可能なことが必要で, かつ, 解の近傍を収束計算の出発値として選ぶ必要がある。しかしながら, ここでこの計算法を用いる場合には, 式の中に平方根の演算が入るため, 風洞起動時($t = 0$)のところで微分値が無限大となりNewton法の使用は不可能である。幸いにして y の要素の中の2変数を定めれば他の変数は代入法により定まるので2変数による収束計算を行えばよい。しかも, 各々の変数は互に独立しているので二次元平面上で収束させる必要はなく, 一次元の収束計算を2度行なえばよい。

風洞数式モデルを解くプログラムはFUUDOという名称のサブルーチンプログラムとして作りキザミ巾 Δt 毎にメインプログラムから呼び出し実行させる。ある時刻 t における制御変数 u_t を引数として次の時刻 $t + \Delta t$ における状態量変数 $x_{t+\Delta t}$, $y_{t+\Delta t}$ を求めるプログラム

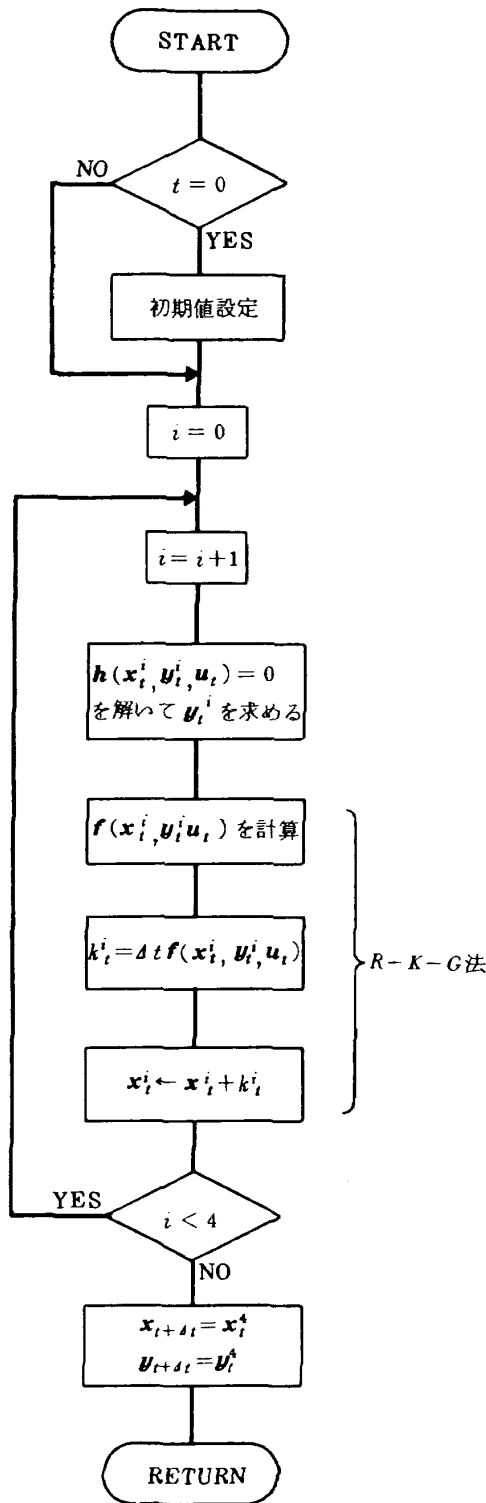


図 15 サブルーチンプログラム FUUDO の流れ図

の流れ図を図15に示す。図で x_t から次のステップの $x_{t+\Delta t}$ を求める Runge-Kutta-Gill 法は 4 次近似公式を用いているため、解の傾斜 f を 4 回求めなければならず、それにつれて非線型連立方程式 $h(x, y, u) = 0$ も同回数だけ解く必要がある。

$h(x, y, u) = 0$ を解く方法の計算手順については

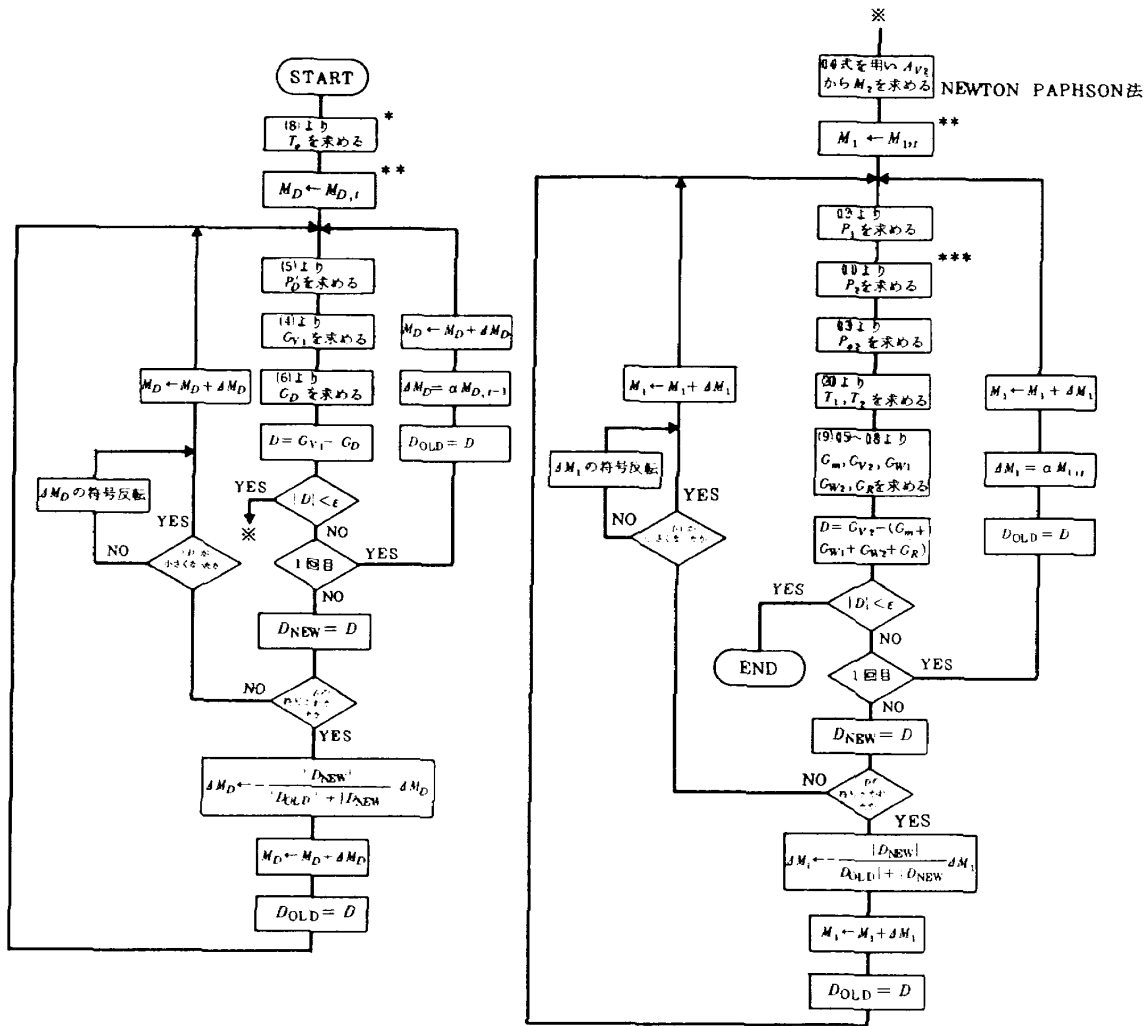
図16に示す通りである。ここで、第1のループでは M_D を変化させて $D(=G_{V1}-G_D)$ を、第2のループでは M_1 を変化させて $D(=G_{V2}-G_n-G_{W1}-G_{W2}-G_R)$ をそれぞれ零に収束させる収束計算を行なっている。 M_D, M_1 の初期値は前の時刻で求めた値 $M_{D,t}, M_{1,t}$ を用い、またステップ巾 $\Delta M_D, \Delta M_1$ は最初には $M_{D,t}, M_{1,t}$ の α 倍を使用し (α は収束回数を最小にする値を用いる。計算の結果、その値は 0.5 が良い)、 D の符号が変化した時には、変化した前後の D の値を用いて比例計算により定める。なお、表3の式から P_2 を求める際に必要な値は G_{W1}, G_{W2}, G_R, G_n の値を用いて算出するが、これらの値は計算時間を短くするために前ステップで求めた値を用いることとした。その結果によって生ずる誤差は十分に小さいものと見てよい。

油圧サーボ系のシミュレーション計算については、図13および図14に示すブロック図についてシミュレーションを行なえばよい。そのためのシミュレーション言語として多くのプログラムパッケージが開発されており、²⁰⁾ また、航技研においても過去に開発されたものと、²¹⁾ FACOM 230/75 用のアプリケーションプログラム²²⁾ の一つとして用意されているものがあるが、ここでは計算時間を短くする目的で計算のキザミ巾を自動可変とする本シミュレーション用のプログラムを作ることにした。ここでのプログラムは応答の変化が大きいときにはキザミ巾を小さくし、変化が小さいときにはキザミ巾を大きくして計算する。キザミ巾の変更はいくつかの判定用の変数を選びその変数が、キザミ巾を Δt とすると、 Δt で 1 ステップ計算した結果と $\Delta t/2$ で 2 ステップ計算した結果との差の絶対値 $|\delta|$ がある十分に小さな正の値 ϵ より小さければそのままのキザミ巾で計算を進行させ、大きければキザミ巾を $1/2$ にして再度計算し、 $|\delta|$ が ϵ より小さくなるまでこれを繰り返す方法で行なう。また、 $|\delta| < \epsilon/50$ の場合は、その後の計算のキザミ巾を 2 倍にして行なう。判定に用いる変数は数多く用いる必要がなく、特に変動の大きい変数(ここでは負荷圧力 P_L およびピストンの加速度 \ddot{z}) を選択すれば十分である。また、変数のどれかが飽和領域に入った場合は、キザミ巾を飽和領域に入る直前のキザミ巾の値で一定に保持しつつ計算を進める。

油圧サーボ系シミュレーションブロック図で必要な線型演算要素は積分器のみで計算可能であるが、ブロック図内のマイナーループは一次形 $\frac{K}{1+Ts}$ および 2 次形

$$\frac{K w_n^2}{s^2 + 2\zeta w_n s + w_n^2}$$

のブロックにまとめて演算すること



- * ()内の数字は表3の数式ナンバーを表わす。
- ** $M_{D,t}, M_{1,t}$ は前ステップで求めた値
- *** ここでの G_{W1}, G_{W2}, G_R, G_n は前ステップで求めた値を用いる。

図16 $h(x, y, u) = 0$ の解を求める計算手順

とした。一次形および2次形の演算は4次の Runge-Kutta-Gill 法を用い、積分は台形公式を使用することとした。また、一部の飽和特性を必要とする積分器(PI制御器の積分器)はホールド機能をもたせている。

図17に全体のシミュレーションブロック図を示す。

全体の構成では風洞および油圧サーボ系の他に、圧力検出系、弁開度曲線、ゲイン補償用関数発生器、PI制御器、比較器、切換器および起動時のスタータが必要である。

圧力検出系では圧力変換器と圧力導管の応答特性が問題になるが、圧力変換器については、使用する圧力変換器(Bell & Howell社製、4-332型)の応答特性の実測データから時定数0.01秒の一次遅れ伝達関数として近似

できる。圧力導管の応答特性については、圧力導管の径、長さ、および圧力変換器の受感素子であるペローズの内容積によって定められるが、特に遅れの大きさは管径に大きく依存し、ほぼ管径の4乗に反比例する。集合胴圧力測定に用いる全圧測定用の導管は管径を大きくできるため、伝達遅れは無いものとしてもさしつかえないが、測定部静圧用の測定孔は大きくできない²⁴⁾ため、使用する導管の伝達遅れは無視できない。ここでは0.2秒の時定数をもつ一次遅れ伝達関数として近似した。

ゲイン補償用関数発生器の関数形は貯気槽圧力が21kg/cm²のとき補償ゲインが1とし、その圧力に反比例して集合胴圧力制御系開ループゲインが変化するような形、すなわち P_{Ti}/P_T とした。

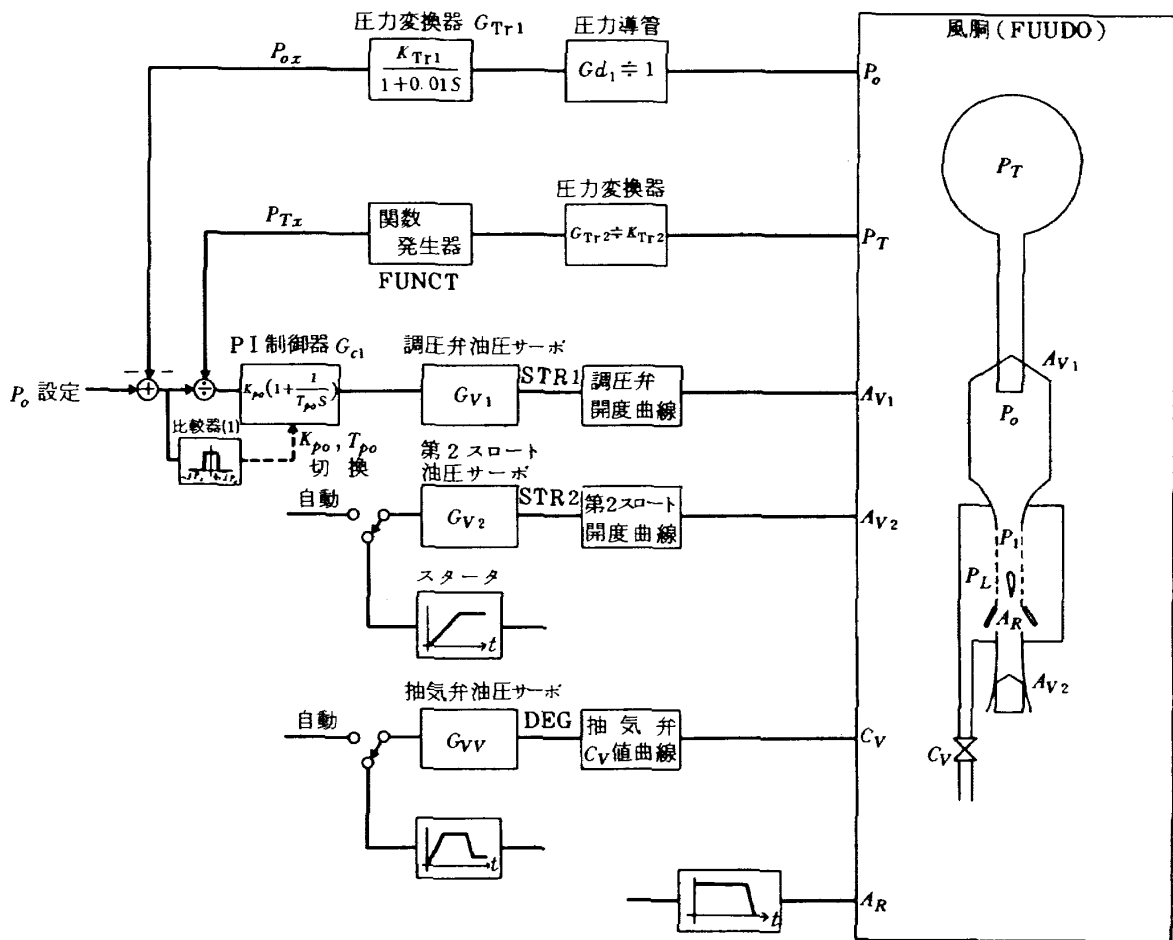


図 17 二次元風胴制御シミュレーションブロック図

シミュレーションを行なうプログラムは風胴モデル、弁油圧サーボモデル、一次形要素、二次形要素、積分器、制御器、弁開度曲線および弁外乱(空気力)などを計算するサブルーチン群と制御系全体を構成するメインプログラムから成る。

メインプログラムの入力データとして、表 4 に示す風胴モデルの諸元、マッハ数、集合胴圧力などの設定値、制御器に与えるゲイン、積分時間などの制御パラメータ、緩和フラップ閉時刻、風胴停止時刻などの時刻設定値、弁開度曲線、弁外乱(空気力)などがある。

弁開度曲線は調圧弁および第 2 スロート弁に使用するプラグ型弁の場合はプラグのストローク対開口面積をあらわし、抽気弁に使用するロート型弁の場合は、弁の回転角対 C_v 値で表わす。図 18 に調圧弁および第 2 スロート弁の弁開度曲線、図 19 に抽気弁の C_v 値をそれぞれ表わす。

油圧サーボ系以外の計算は、そのキザミ巾を出発値附近、すなわち、風胴起動後 0.2 秒までは 0.001 秒、その後 0.005 秒として計算する。油圧サーボ系の計算のキザミ巾は可変であるが、その最大キザミ巾を油圧サーボ

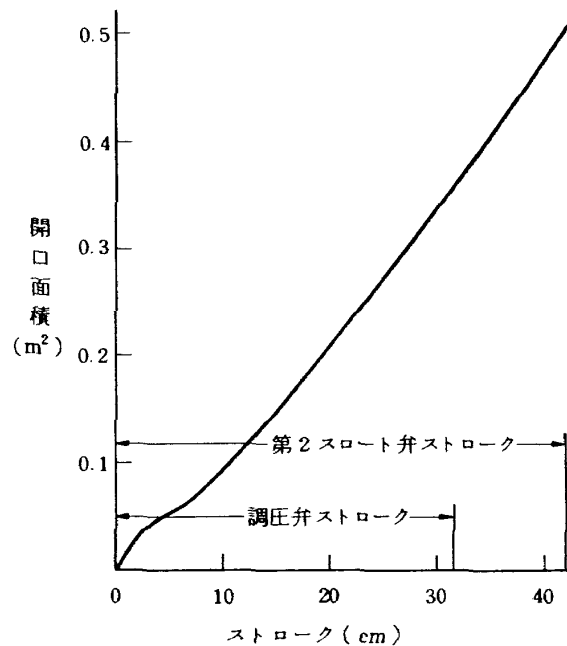


図 18 調圧弁および第 2 スロート弁の弁開度曲線

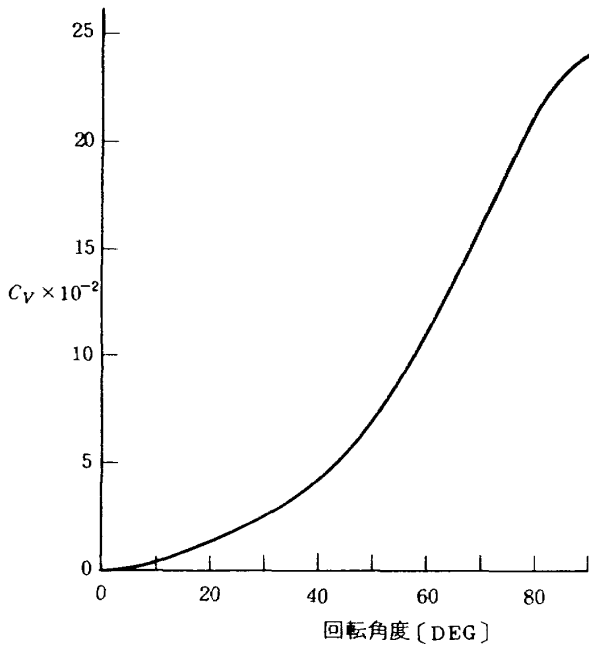


図 19 抽気弁の C_V 値

系以外の計算キザミ巾, すなわち 0.001 秒または 0.005 秒に押え同期を取るようにしている。しかしながら, 油圧サーボ系の高速性ゆえに, 通常, 油圧サーボ系の計算キザミ巾はそれ以外の系で与えたキザミ巾より小さくなる。その場合に, 油圧サーボ系外部入力信号, すなわち弁開度指令信号は油圧サーボ系の計算キザミ巾での値を必要とするが, ここでは現時刻での値とそれより 1 ステップ前の時刻の値とを開いて比例計算による補間値を与えることとした。

シミュレーション計算時間は入力パラメータによって異なるが, FACOM-230/75 計算機で最適化計算を行なう FORTRAN コンパイラ OPT2 で, 通風時間を 6 秒で止めるとき平均 60 秒である。一般に変数の変化が大きいときの計算時間は長く, 逆に, 一定値に落付いているときには短い。

8. シミュレーション結果

8.1 油圧サーボ系応答

調圧弁, 第 2 スロート弁および抽気弁の油圧サーボ系のステップ応答についてシミュレーションを行ない, 各制御弁の速応性の検討をすると共に, 調節部のゲインおよび積分時間の最適値を求める。

図 20-1 から図 22-3 まで, 調圧弁, 第 2 スロート弁および抽気弁系のゲインおよび積分時間を (T_I), 種々に変化させた場合のステップ応答を示す。ステップの大きさは各弁の油圧ピストンの最大ストロークの 10% とした。

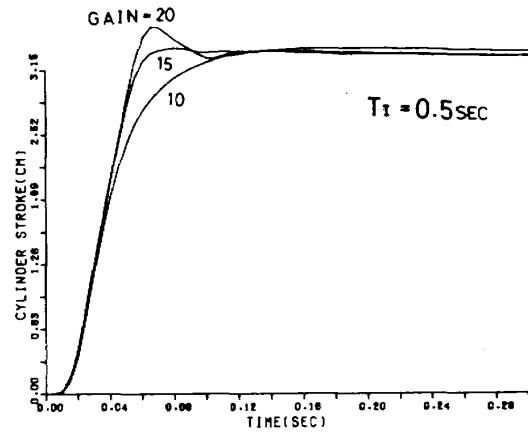


図 20-1 調圧弁 Step 応答 (積分時間 0.5 秒の場合)

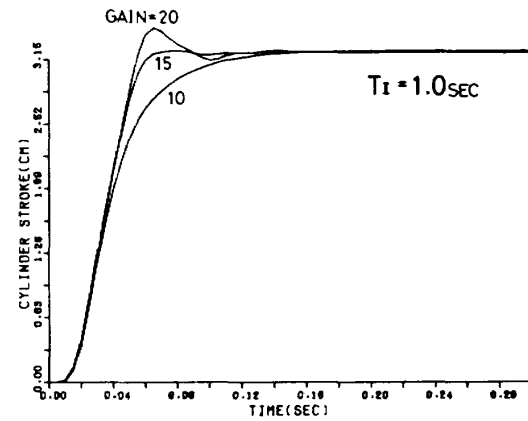


図 20-2 調圧弁 Step 応答 (積分時間 1.0 秒の場合)

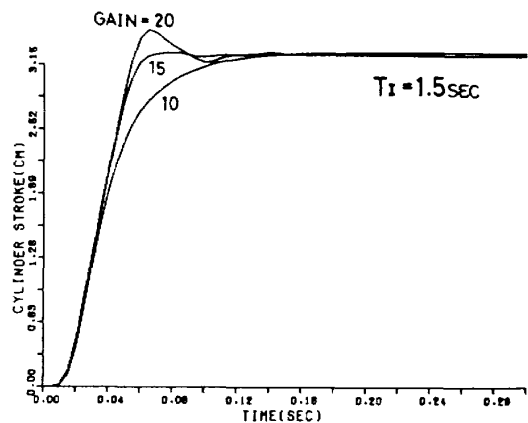


図 20-3 調圧弁 Step 応答 (積分時間 1.5 秒の場合)

図 20-1 ~ 図 20-3 は調圧弁について, 図 21-1 ~ 図 21-3 は第 2 スロート弁についてゲインを 10, 15, 20, 積分時間を 0.5, 1.0, 1.5 秒としたときの応答であり, 図 22-1 ~ 図 22-3 抽気弁のステップ応答でゲインを 1.0, 2.0, 2.5, 積分時間を 0.5, 1.0, 1.5 秒としたときの応答である。

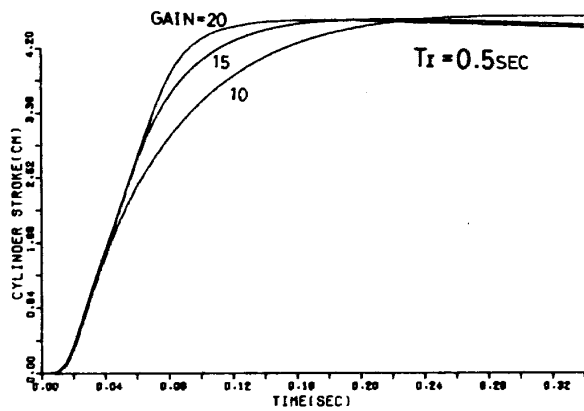


図 21 - 1 第 2 スロート弁 Step 応答
(積分時間 0.5 秒の場合)

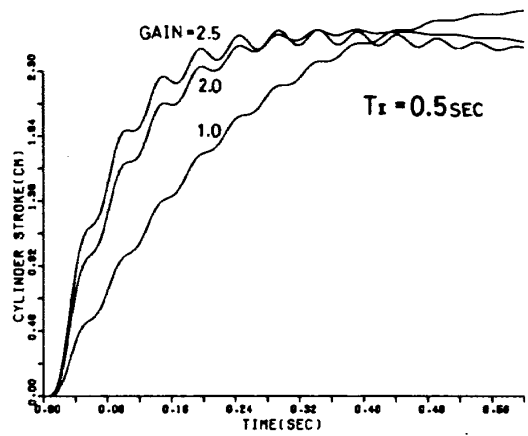


図 22 - 1 抽気弁 Step 応答
(積分時間 0.5 秒の場合)

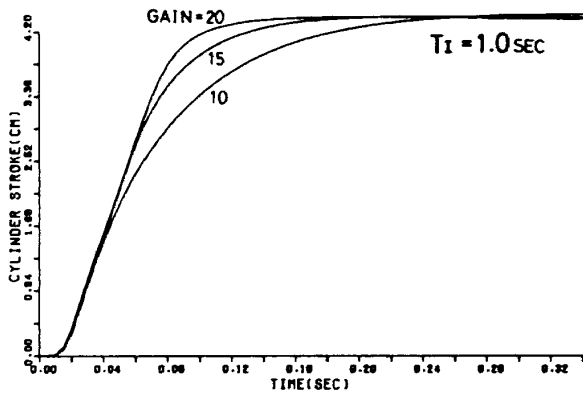


図 21 - 2 第 2 スロート弁 Step 応答
(積分時間 1.0 秒の場合)

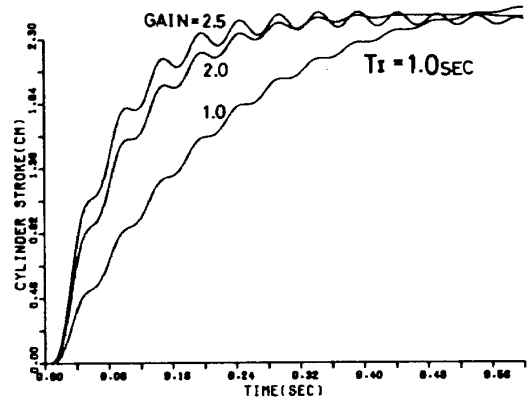


図 22 - 2 抽気弁 Step 応答
(積分時間 1.0 秒の場合)

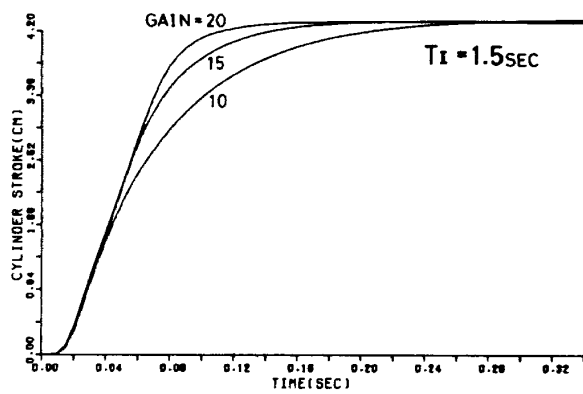


図 21 - 3 第 2 スロート弁 Step 応答
(積分時間 1.5 秒の場合)

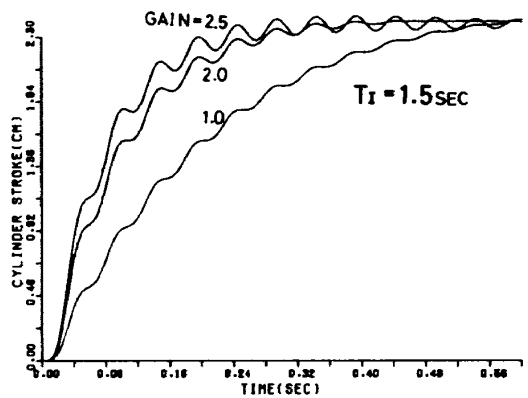


図 22 - 3 抽気弁 Step 応答
(積分時間 1.5 秒の場合)

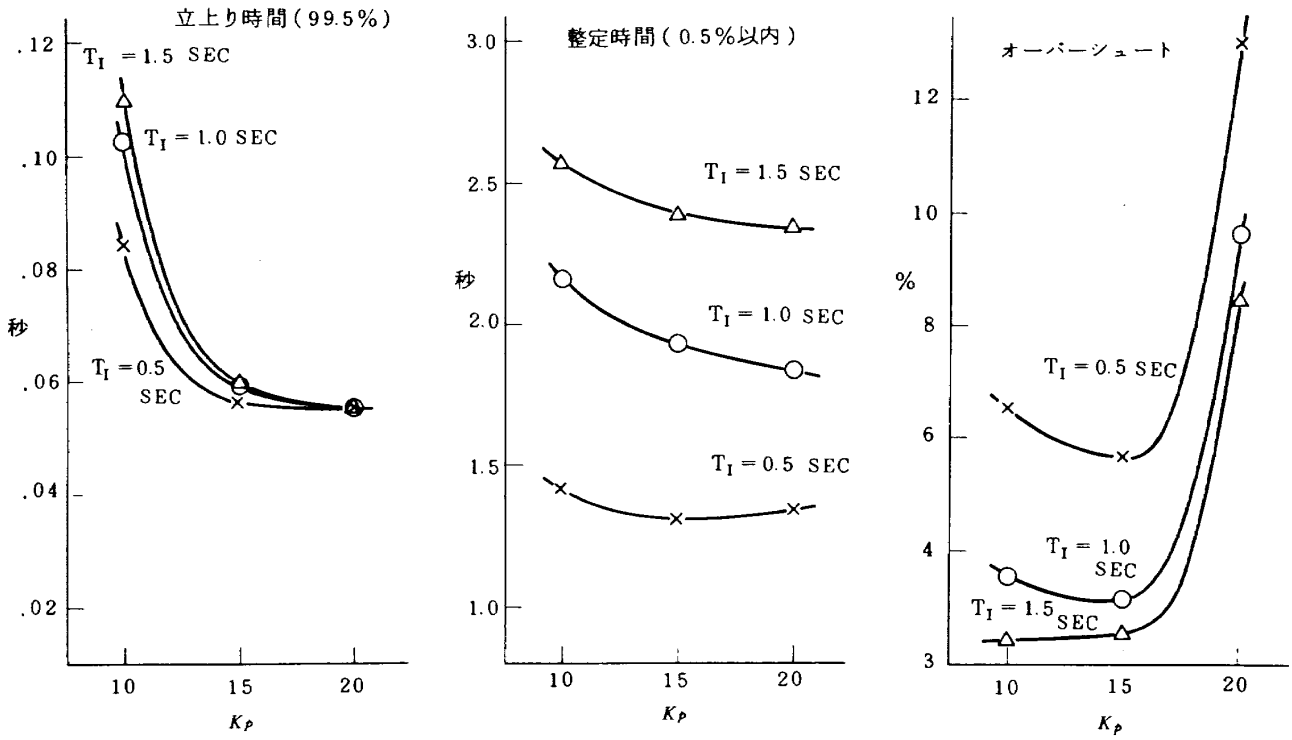


図 23 調圧弁 step 応答特性

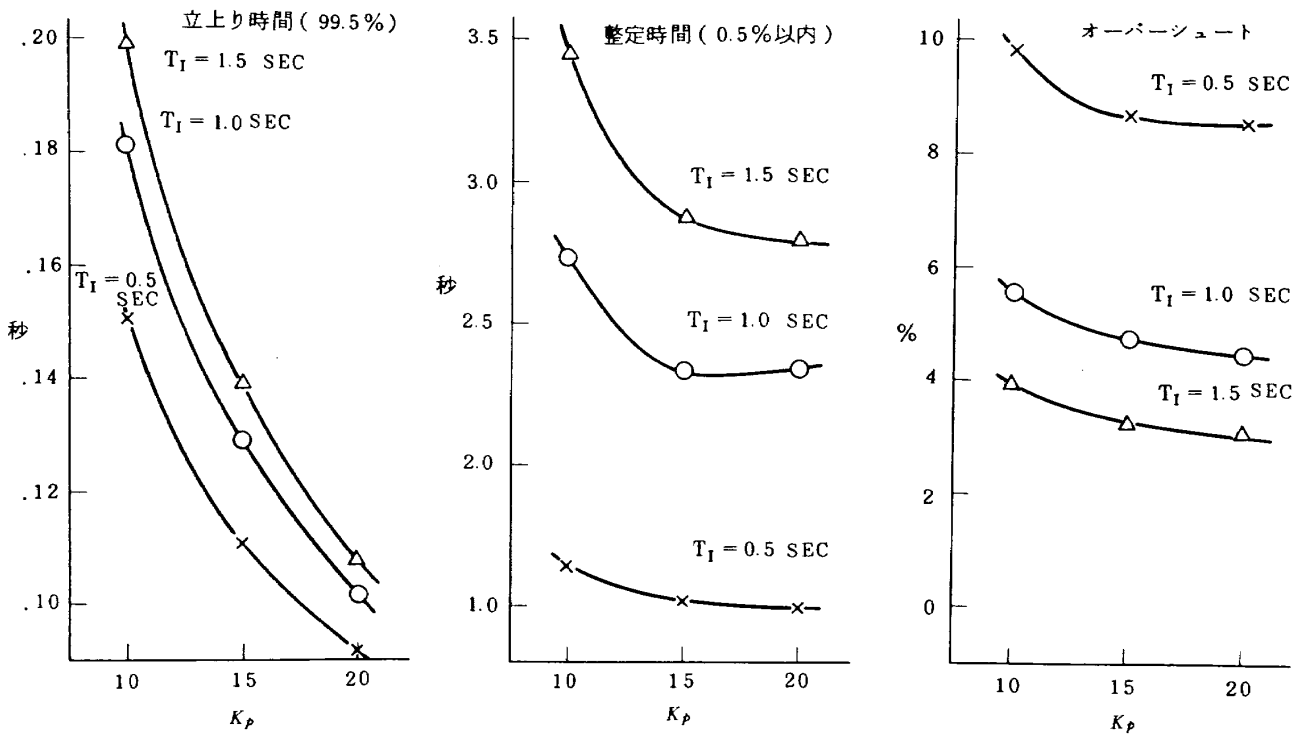


図 24 第 2 スロート弁 step 応答特性

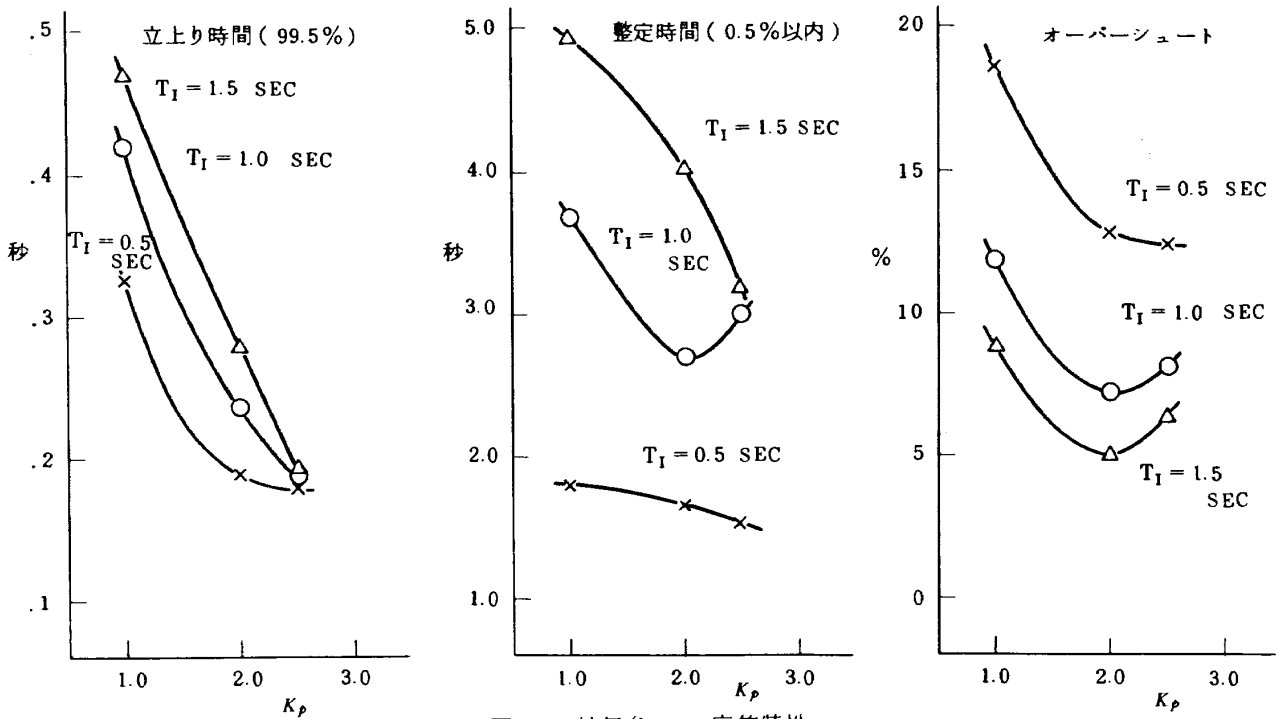


図 25 抽気弁 step 応答特性

図23から図25までの図は図 20-1 ~ 図 22-3 までの各弁のステップ応答について、99.5%までの立上り時間、0.5%以内整定時間およびオーバーシュートの値を表わす。

これらの結果によると、各弁について、立上り時間は短かいが、整定時間は積分動作のため長くなる。また、オーバーシュートはゲインに対しては最適値があるが、積分時間に対しては積分時間が長い程その値は小さくなる。

抽気弁の応答はサーボ弁とシリンダ間の配管が長いため、油の圧縮性効果による振動が重畳されている。

以上の結果から、弁制御系調節部のゲインおよび積分時間の最適値は、立上り時間および整定時間が多少長くなっても、オーバーシュートの小さくなる値、すなわち、調圧弁および第2スロット弁については、ゲインの値を10、積分時間を1.5秒、抽気弁についてはゲインを2.0、積分時間を同じく1.5秒に選び、これらの値を風胴制御系全体のシミュレーションを行う際の弁油圧サーボ制御系の調整値として用いることとする。このときの各弁のステップ応答の立上り時間は、調圧弁で0.11秒、第2スロット弁で0.20秒、抽気弁で0.24秒であり、かなりの速応性がある。

図 26 ~ 図 28 は弁制御系の非線型性（特にサーボ弁の流量飽和）を見るために、入力ステップの大きさを油圧ピストン最大ストロークの5%、10%、15%および20%を与えたときのステップ応答を示す。また、調圧弁およ

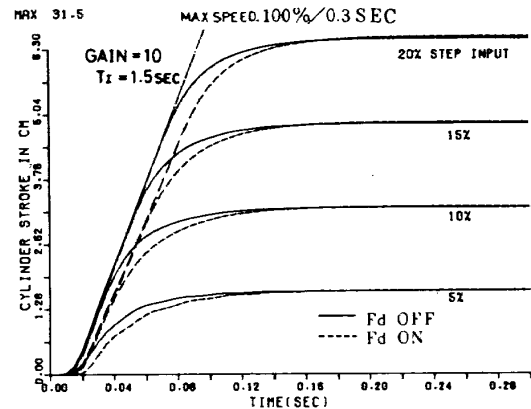


図 26 調圧弁 step 応答 (step 入力変化)

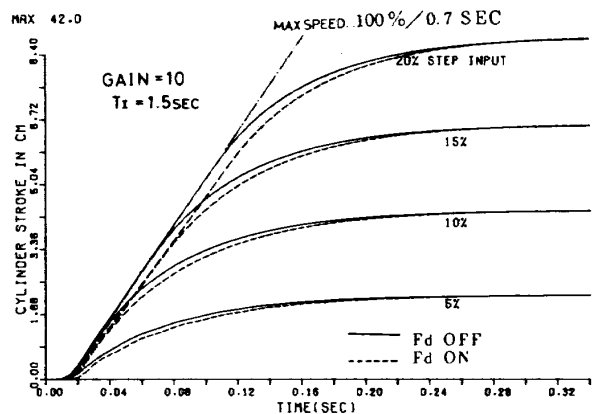


図 27 第2スロット弁 step 応答 (step 入力変化)

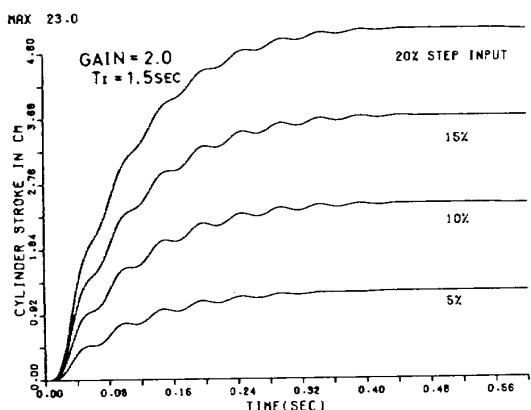


図 28 抽気弁 step 応答 (step 入力変化)

び第 2 スロート弁については外乱として弁に空気力が作用しないときの応答の変化もあらわす。図において実線であらわしたものが空気力が作用しないときの応答で、破線が作用したときの応答である。空気力の大きさは、双方の弁について同じで、図 11 に表す値を与えた。この結果によると弁に作用する空気力はかなりの大きさではあるが、油圧サーボ系の応答にさほどの影響を与えていないことがわかる。

調圧弁および第 2 スロート弁では、ステップ入力の大きさが 15% 以上のときには、サーボ弁の流量飽和があり、開速度は一定になる。その速さは、空気力のないときには、調圧弁で 100% / 0.36 秒、第 2 スロート弁で 100% / 0.7 秒となり、調圧弁は第 2 スロート弁の約 2 倍の速さを有する。抽気弁では、入力ステップの大きさが 20% 程度ではサーボ弁は飽和せず、20% 以下のいずれのステップの大きさについても約 0.25 秒前後の立上り時間を有する。

ついでながら、図 29 ~ 図 31 に油圧サーボ系のステップ応答のシミュレーションを行なった際に Monitor した各部の変数のグラフを示す。ここで各変数の記号は図 13 および図 14 の弁制御系ブロック図に記入されているが、ここで書くと、 E_1 は偏差信号、 V_{PI} は調設器出力信号、 X_2 (抽気弁の場合は X_{IM}) は主案内弁スプール変位、 Q は主案内弁流量、 P_L は負荷圧力である。

8.2 集合胴圧力制御系シミュレーション結果

本シミュレーションは次の項目について行なった。

- (1) 集合胴圧力制御系のゲインおよび積分時間の変化による制御応答特性
- (2) 緩和フラップ閉時刻による起動特性
- (3) 第 2 スロート開速度変化による起動時間の検討
- (4) 壁開口比変化による応答特性

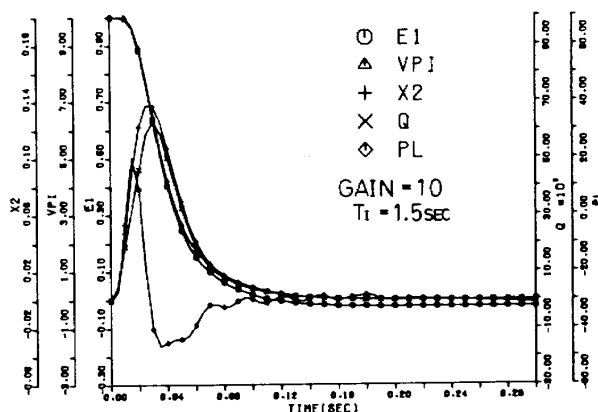


図 29 調圧弁各部の応答

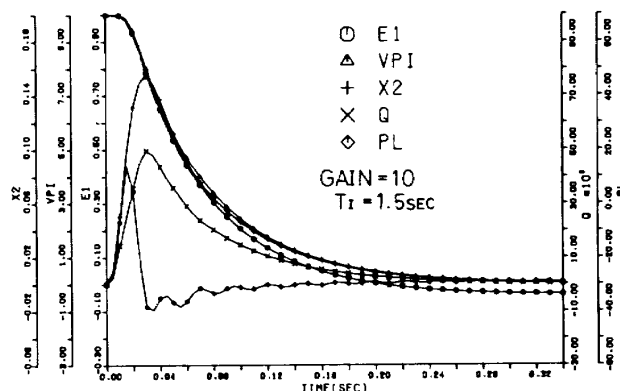


図 30 第 2 スロート弁各部の応答

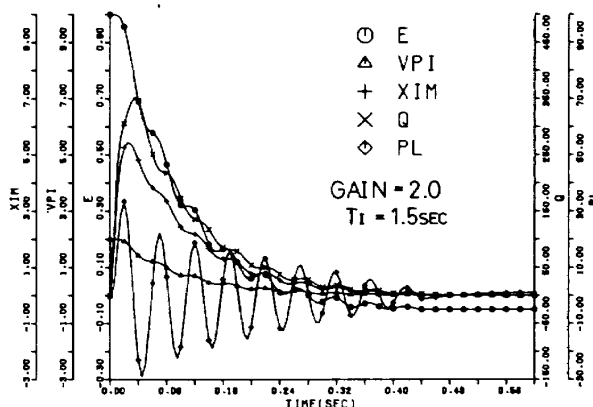


図 31 抽気弁各部の応答

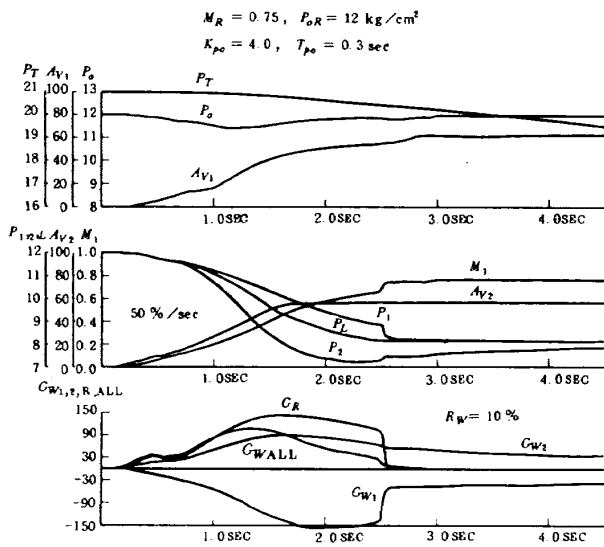


図 32 二次元風胴制御シミュレーション応答の例

- (5) ブリチャージ圧力変化による起動特性
- (6) 過剰抽気効果

まず、本シミュレーションにおける応答の例として、起動時の各状態量変数の変化を図32に示す。これは設定マッハ数 0.75, 設定集合胴圧力 12 kg/cm^2 , 制御系ゲイン 4.0, 積分時間 0.3 秒で、第 2 スロート弁開時間 50% / 秒の割合で開けた場合の応答である。なお、緩和フラップ閉時刻は 2.5 秒とし、抽気弁による過剰抽気は行っていない。

図32によると、起動後、第 2 スロート弁が開くことによって流れが生じ集合胴圧力は低下しはじめるが、制御閉ループにより調圧弁が開きはじめ、その調圧作用によりやがて集合胴圧力は整定する。また、模型上流の多溝壁の部分では、起動直後から、測定部からブリナム室への流れがあるが、これは模型下流部にある多溝壁および緩和フラップから、特に緩和フラップから、第 2 スロートへ流れる流れによって生ずるもので、その証拠に、緩和フラップを閉めたときにその量 (G_{W1}) は急に小さくなる。なお、図32で、 G_{WALL} と書いてあるものは、 G_{W1} , G_{W2} および G_R を全て加えたものである。

第 2 スロート弁の指定位置は、模型上流のマッハ数 M_1 が設定マッハ数に等しくなるような値を与える。その値は図33に示すグラフから与える。ここで M_2 は (5-24) 式から計算したものである。

8.2.1 集合胴圧力制御系のゲインおよび積分時間による制御応答特性

集合胴圧力制御系の制御パラメータであるゲインおよび積分時間をその最適値を求めるために種々な組合せについてシミュレーションを行なった。

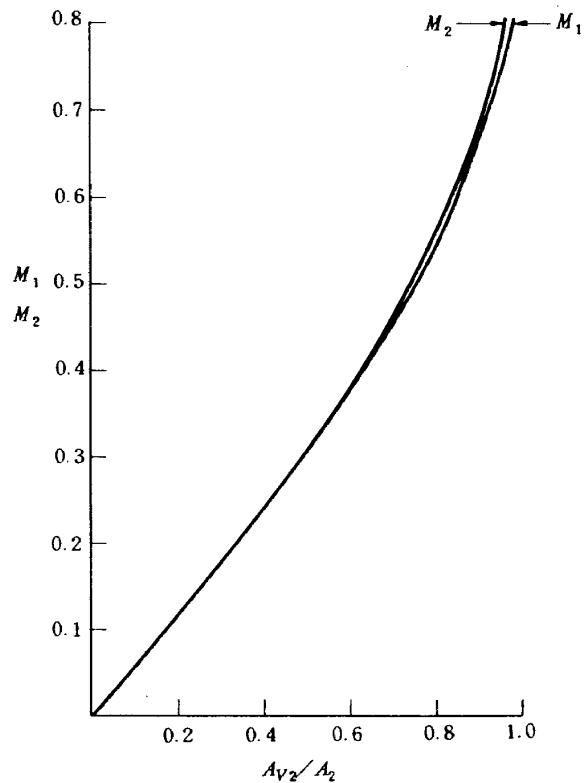


図 33 第 2 スロート弁指定位置

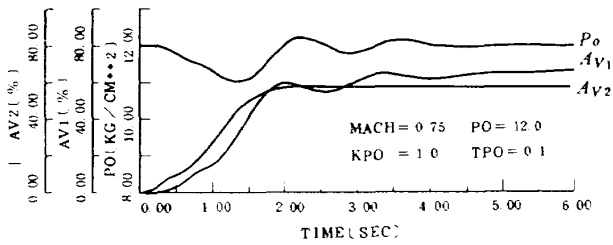
シミュレーションは次の 3 ケースの設定マッハ数と設定集合胴圧力の組合せについて行なった。第 1 のケースは $M_R = 0.75$, $P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$, 第 2 のケースは $M_R = 0.75$, $P_{oR} = 8 \text{ kg/cm}^2$, 第 3 のケースは $M_R = 0.5$, $P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$ についてである。

図34-1 a から図36-3 d までは、ゲインおよび積分時間を変化させて集合胴圧力、調圧弁および第 2 スロート弁のシミュレーションを行なったうちの代表的な応答を示す。図34-1 a ~ 図34-3 d については $M_R = 0.75$, $P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$, 図35-1 a ~ 図35-3 d については $M_R = 0.75$, $P_{oR} = 8 \text{ kg/cm}^2$, 図36-1 a ~ 図36-3 d については $M_R = 0.5$, $P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$ の応答をそれぞれに示す。表 5 にこれらのケースの積分時間 T_{po} とゲイン K_{po} のシミュレーション結果の応答図との関係を表わす。ここでのシミュレーションでは第 2 スロート弁の開速度を 50% / 秒としている。また、起動過渡時と気流が整定した定常時のゲインおよび積分時間は同じとし、図では $K_{po1,2} = K_{po}$, $T_{po1,2} = T_{po}$ としている。すなわち、ゲインおよび積分時間の切換は行っていない。

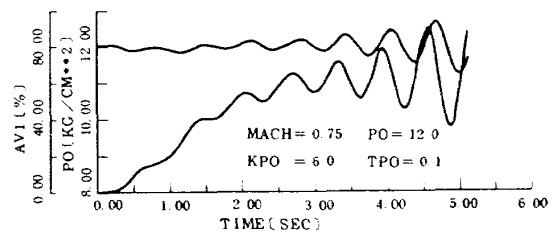
シミュレーションを行なった結果から得られた評価関数 C_f を図37-1 ~ 図37-3 に、1% 整定時間を図38-1 ~ 図38-3 に、5, 6 秒後のオフセットを図39-1 ~ 図39-3 に各々のケースについて示す。

表5 T_{po} , K_{po} とシミュレーション結果の応答図の対応表

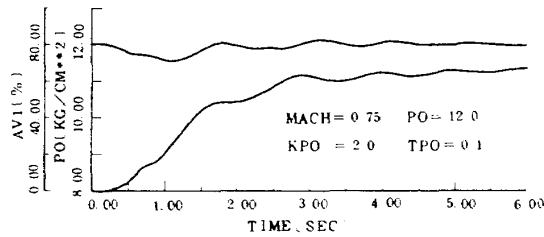
CASE	☒	T_{po}	K_{po}
$M_R = 0.75$ $P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$	☒ 34-1 a ~ d	0.1 sec	1, 2, 4, 6
	☒ 34-2 a ~ d	0.3 sec	2, 4, 8, 14
	☒ 34-3 a ~ d	0.5 sec	4, 8, 12, 18
$M_R = 0.75$ $P_{oR} = 8 \text{ kg/cm}^2$	☒ 35-1 a ~ d	0.1 sec	1, 2, 4, 6
	☒ 35-2 a ~ d	0.3 sec	2, 4, 8, 14
	☒ 35-3 a ~ d	0.5 sec	4, 8, 12, 18
$M_R = 0.50$ $P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$	☒ 35-1 a ~ d	0.1 sec	1, 2, 4, 6
	☒ 35-2 a ~ d	0.2 sec	2, 4, 6, 10
	☒ 35-3 a ~ d	0.5 sec	4, 8, 12, 18



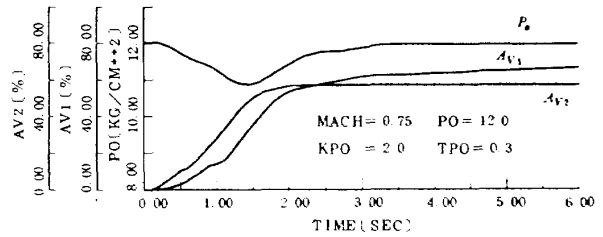
☒ 34-1 a



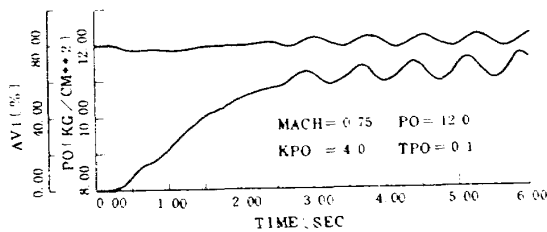
☒ 34-1 d



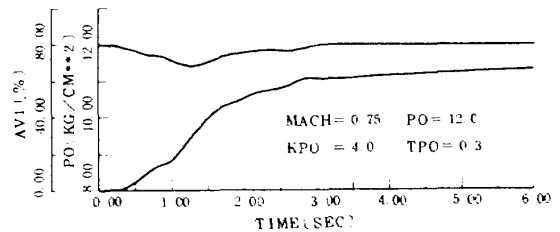
☒ 34-1 b



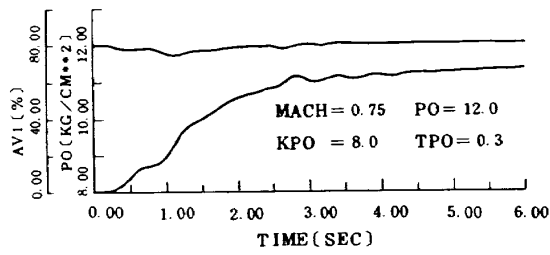
☒ 34-2 a



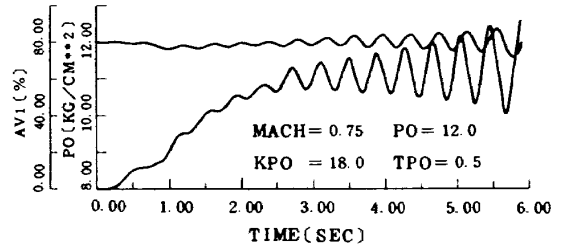
☒ 34-1 c



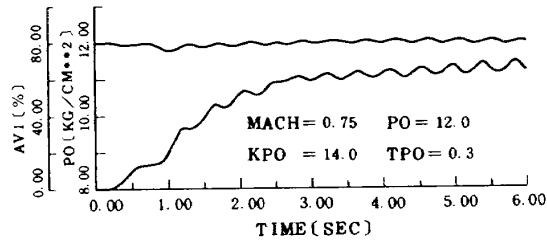
☒ 34-2 b



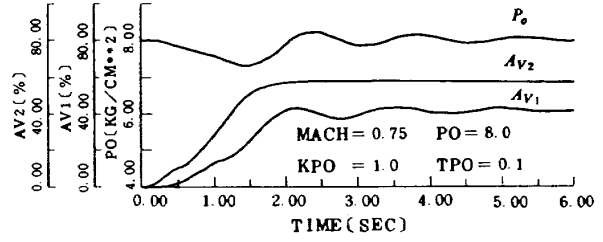
☒ 34-2 c



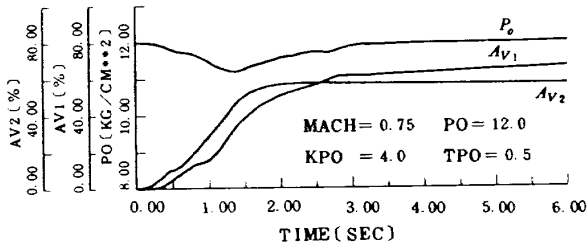
☒ 34-3 d



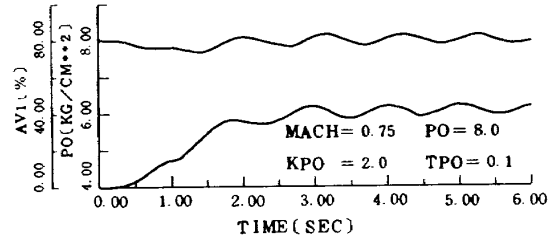
☒ 34-2 d



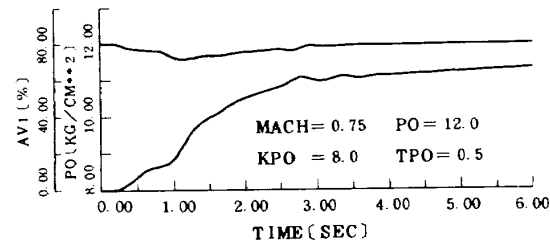
☒ 35-1 a



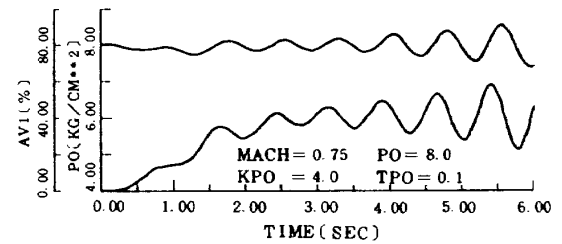
☒ 34-3 a



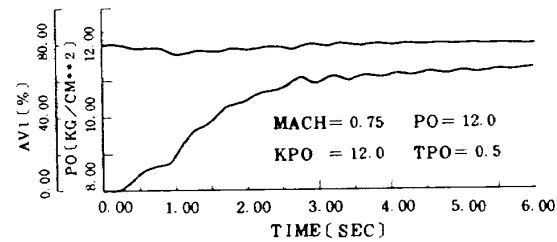
☒ 35-1 b



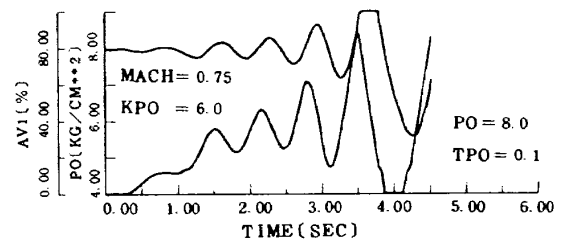
☒ 34-3 b



☒ 35-1 c



☒ 34-3 c



☒ 35-1 d

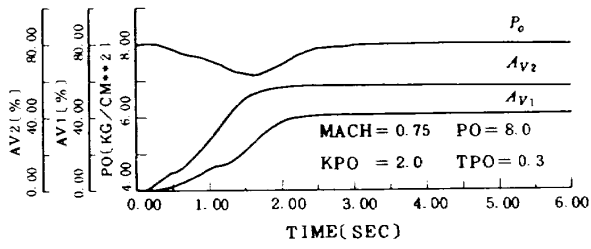


図 35-2 a

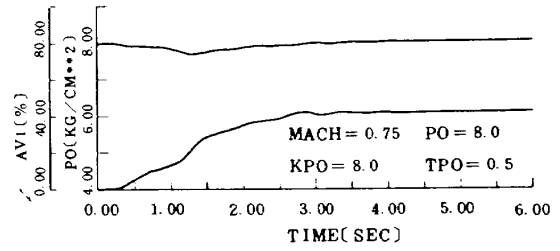


図 35-3 b

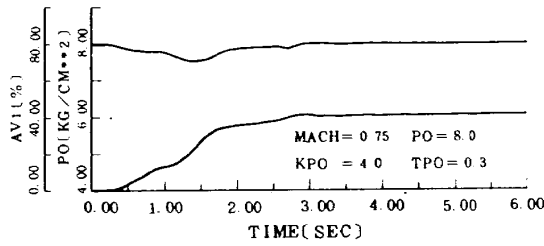


図 35-2 b

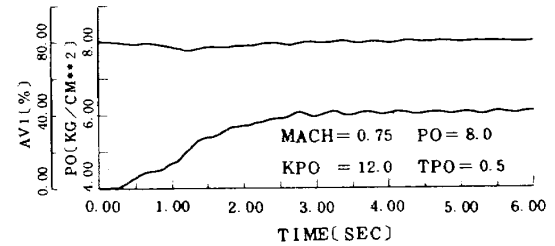


図 35-3 c

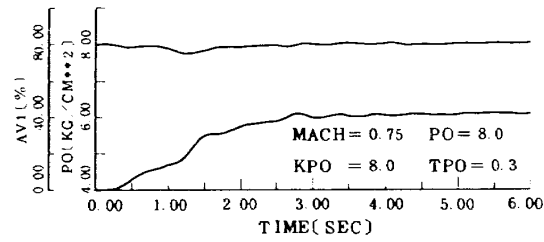


図 35-2 c

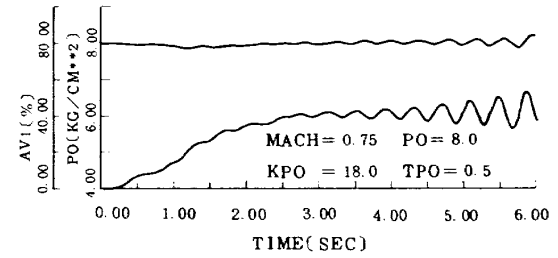


図 35-3 d

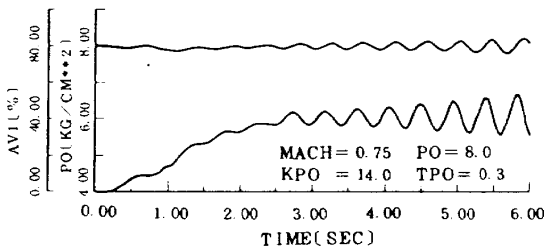


図 35-2 d

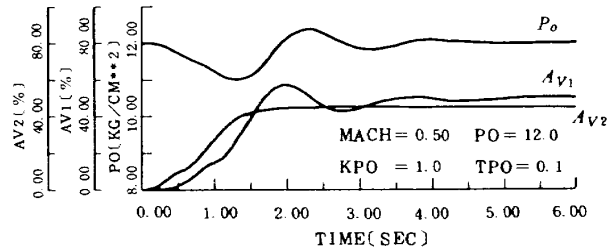


図 36-1 a

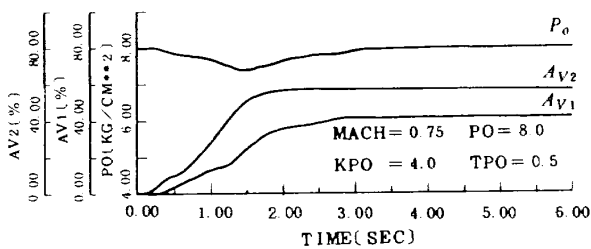


図 35-3 a

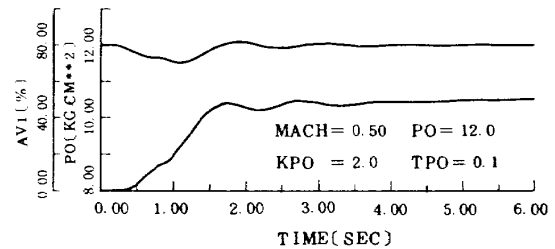
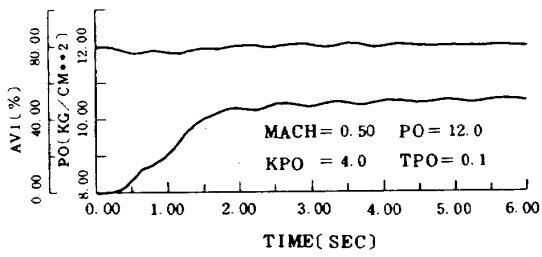
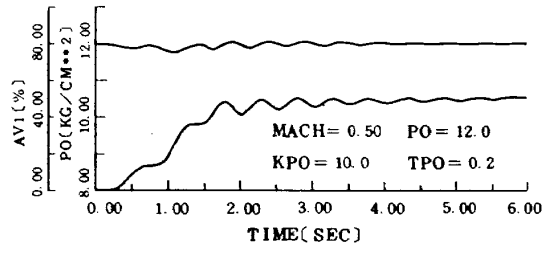


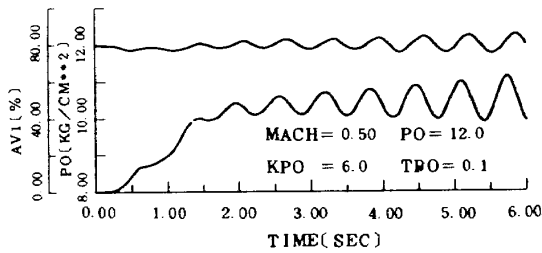
図 36-1 b



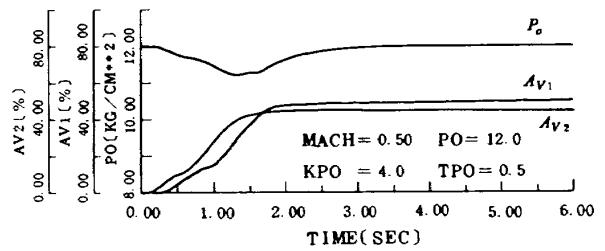
☒ 36-1 c



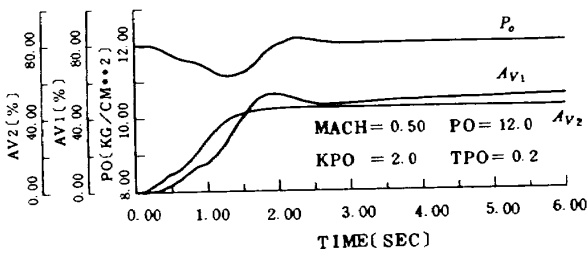
☒ 36-2 d



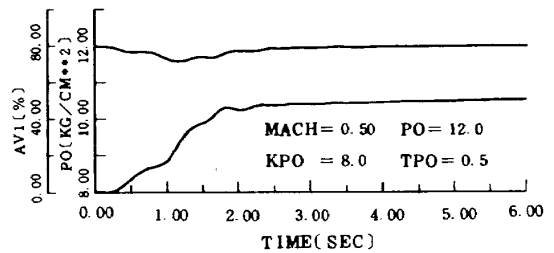
☒ 36-1 d



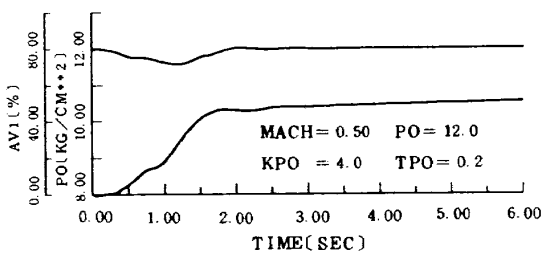
☒ 36-3 a



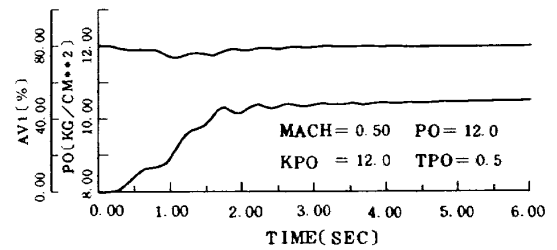
☒ 36-2 a



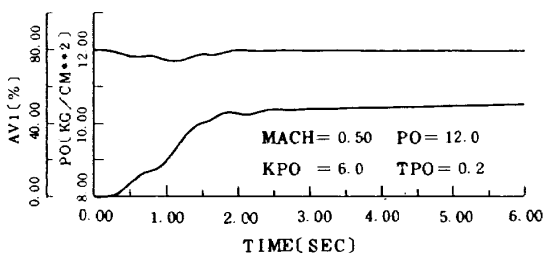
☒ 36-3 b



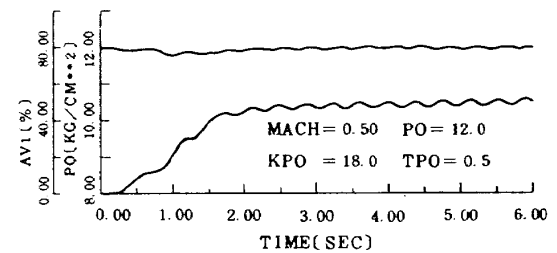
☒ 36-2 b



☒ 36-3 c



☒ 36-2 c



☒ 36-3 d

評価関数 C_f は次の式を用いる。すなわち

$$C_f = \frac{1}{P_{oR}} \int_0^1 |P_o - P_{oR}| \xi d\xi$$

ここで、 $\xi = t/t_{stop}$ で与える無次元時間、 t_{stop} は計算実行時間で、ここでは $t_{stop} = 6$ 秒とした。

評価関数 C_f は集合胴圧力偏差に時間の重みを掛けて積分した値で、これは集合胴圧力整定後の偏差に着目したため起動過渡時の集合胴圧力低下は重要でないと考えたことによる。図37-1、図37-2 および図37-3にそれぞれの設定マッハ数および集合胴圧力における C_f 値を示すが、 C_f 値はゲイン K_{po} を大きくして行くと最

初のうちは小さくなって行くが、ある値で最小値を示しその後は大きな値に発散する。これは図34-1aから図36-3dに示す応答波形と対比してみると分かるが、あるゲイン以上では、応答は振動的になりついにその振動が発散してしまうからである。また、積分時間 T_{po} を変化させたときの C_f 値はある T_{po} の値のとき最小値を示す。そのときの T_{po} の値は0.2~0.3秒である。

次に、集合胴圧力の1%の巾に整定した整定時間を図38-1~図38-3に各々のケースについて示す。整定時間は集合胴圧力とその設定値の±0.5%以内に整定した時間をもってあらわす。図に示すように、ゲインおよび

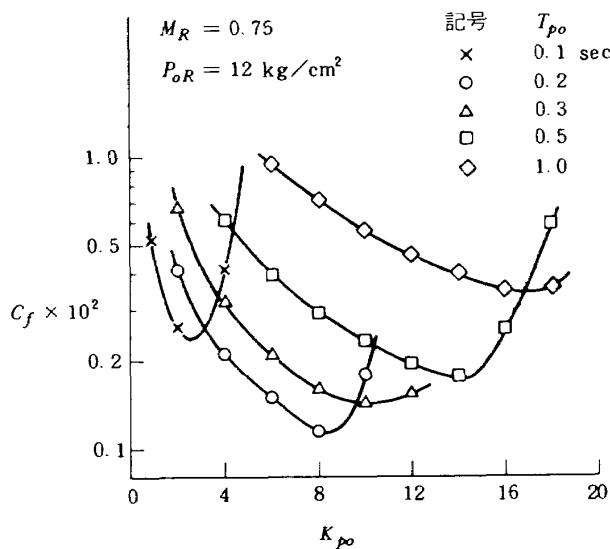


図37-1 評価関数 C_f 値
($M_R = 0.75, P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$)

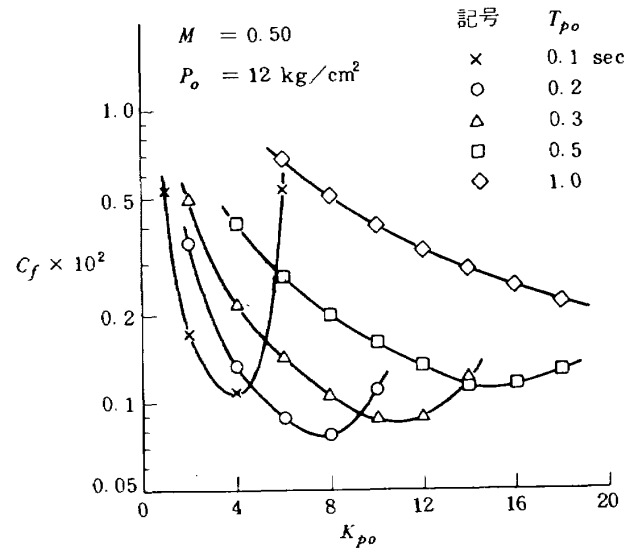


図37-3 評価関数 C_f 値
($M_R = 0.50, P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$)

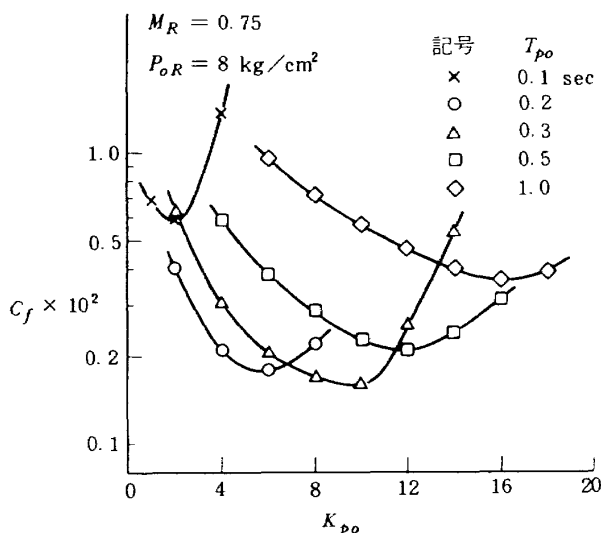


図37-2 評価関数 C_f 値
($M_R = 0.75, P_{oR} = 8 \text{ kg/cm}^2$)

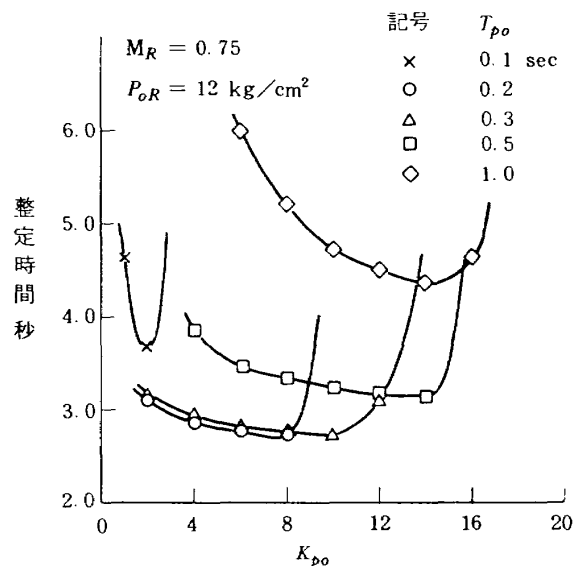


図38-1 1%整定時間
($M_R = 0.75, P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$)

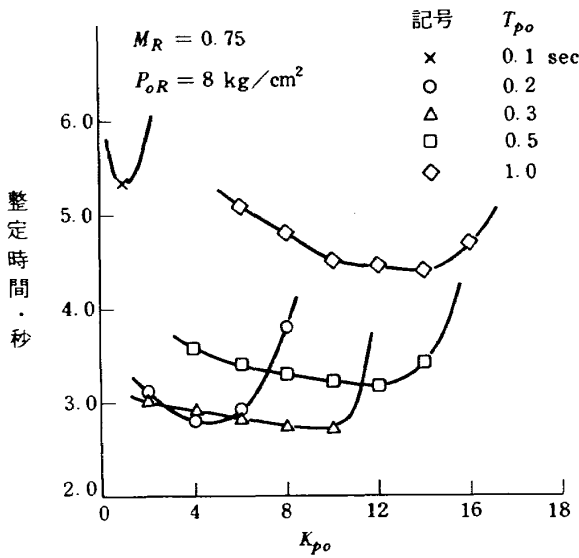


図 38 - 2 1% 整定時間
($M_R = 0.75, P_{oR} = 8 \text{ kg/cm}^2$)

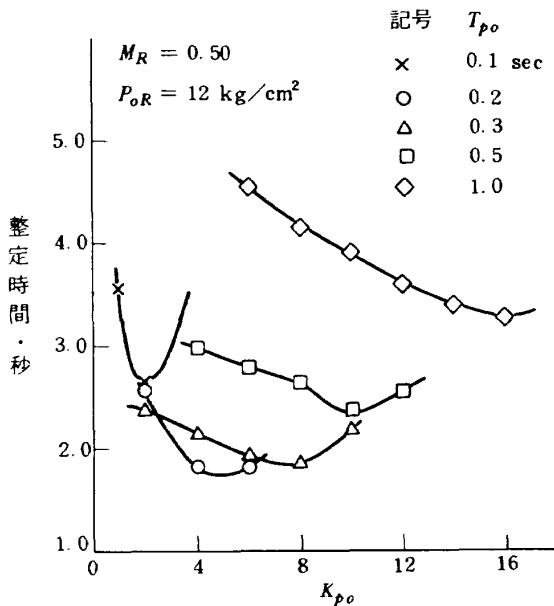


図 38 - 3 1% 整定時間
($M_R = 0.50, P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$)

積分時間の変化による整定時間の変化は評価関数 C_f と大体において同じ傾向を示す。すなわち、整定時間は、積分時間を一定とした場合にはゲインと共に小さくなって行くが、ある最小値を越えると、制御系が振動的となるため急に長くなる。整定時間に対する積分時間の最適値は、評価関数 C_f 値の場合と同様に、 $T_{po} = 0.2 \sim 0.3$ 秒である。

整定時間の最小値は、 $M_R = 0.75$ の場合には、 $P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$ および 8 kg/cm^2 の場合のいずれについても同じで約 2.7 秒となるが、 $M_R = 0.5$ の場合は約 1.8

秒となりかなり短くなる。これは第 2 スロート弁が、弁の開速度を一定としているため、所定の位置に早く達するためと、マッハ数の値が小さいときはプリナム室圧力の変化巾、すなわち、プリチャージ時の圧力と気流整定時の圧力との差が小さいためと考えられる。

集合胴圧力が整定した後の圧力変化と制御精度を見るために、図 39-1、図 39-2 および図 39-3 に 5, 6 秒後のオフセット量を表わす。

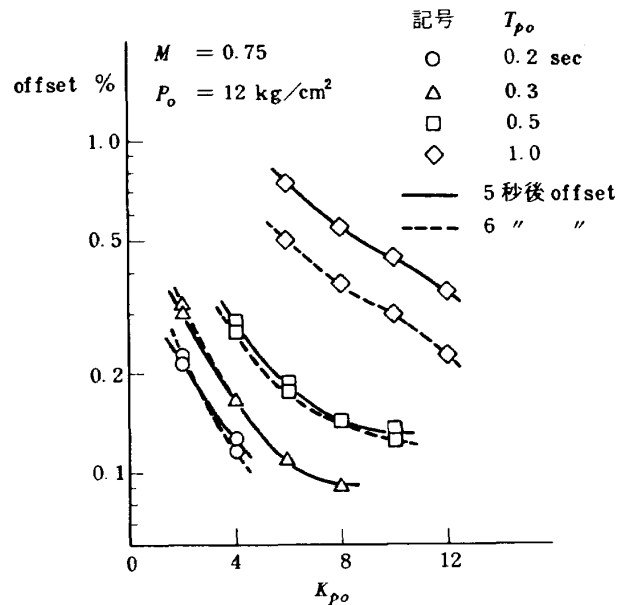


図 39 - 1 5, 6 秒後 offset
($M_R = 0.75, P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$)

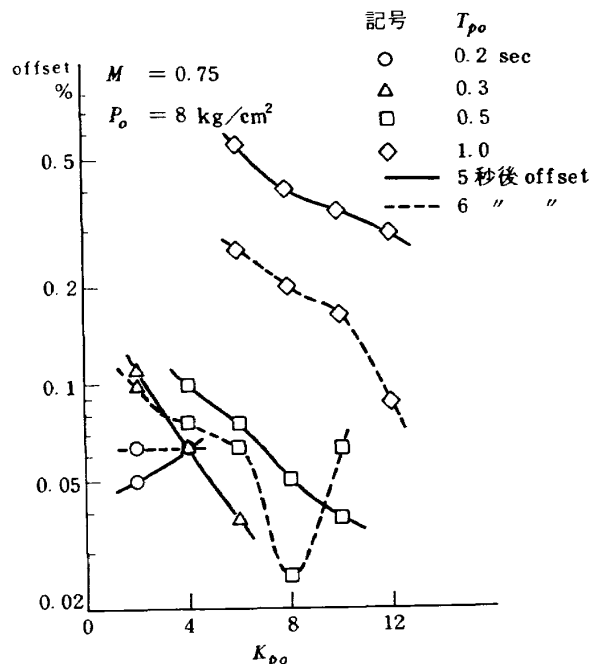


図 39 - 2 5, 6 秒後 offset
($M_R = 0.75, P_{oR} = 8 \text{ kg/cm}^2$)

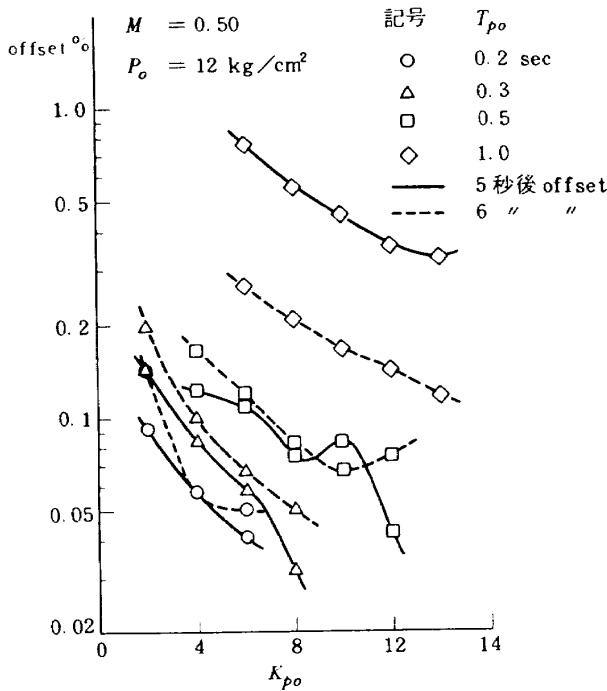


図 39-3 5, 6 秒後 offset
($M_R = 0.50, P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$)

図で、制御系のゲインを上げるに従ってオフセット量は小さくなって行くが、あるゲインの値以上では、集合胴圧力は振動をはじめオフセット量は規定できなくなる。したがって、この図で書いてある各曲線以上のゲインでは集合胴圧力の応答は振動していると考えてよい。このことは図37-1~3の C_f 値の図および図38-1~3の整定時間の図と比較してみると、最小値の C_f 値および整定時間を与えるゲインでは、すでに、集合胴圧力はわずかであるが振動していることになる。したがって最適調整ゲインは最小 C_f 値を与えるゲインより2~4引いた値を用いたほうがよい。

積分時間が1.0秒の場合の5秒後と6秒後のオフセット量は、いずれの場合にも精度1%以内に入っているが異なる値をとっており集合胴圧力は整定していない。これは与えた積分時間が長過ぎて、風洞起動過渡時の集合胴圧力偏差の積分値が6秒まで残っている効果によるものである。

集合胴圧力制御精度は、 $M_R = 0.75, P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$ の場合は0.2%以下、 $M_R = 0.75, P_{oR} = 8 \text{ kg/cm}^2$ および $M_R = 0.5, P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$ の場合は0.1%以下を期待できる。この値はかなり良く、満足の出来る値であるが、実際の集合胴圧力制御では圧力変換器精度および設定器の精度を加える必要がある。一般に、制御精度は通風流量が大きく貯気槽圧力低下の割合の大きい場合に悪く、逆に、通風流量が小さく貯気槽圧力の低下の

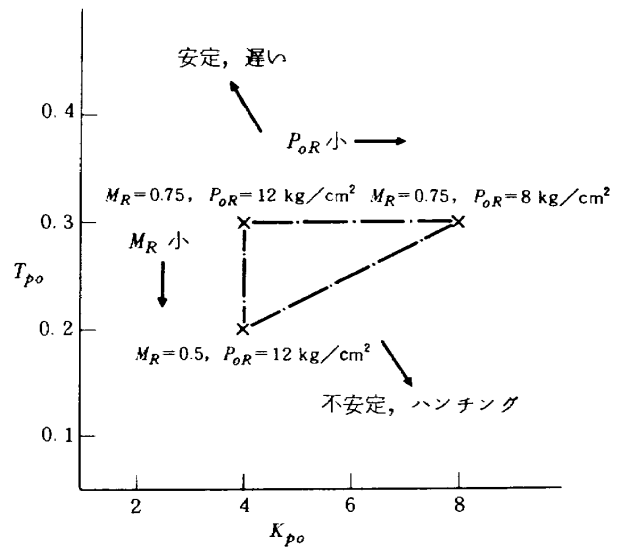


図 40 ゲインおよび積分時間の最適点

割合が小さいときには良いものと考えられる。

図40に、以上の3ケースのシミュレーション結果から得られたゲインおよび積分時間の最適点を示す。またこの図には設定マッハ数および設定集合胴圧力によってその最適点の移動方向をシミュレーション結果から類推したものと、ゲインおよび積分時間の安定領域および不安定領域の方向を示す。

8.2.2 緩和フラップ閉時刻変化による起動特性

図41に $M_R = 0.75, P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$ 、第2スロート開速度50%/秒の場合で緩和フラップの閉時刻を1.5, 2.0, 2.5, 3.0秒と変化させたときの集合胴圧力、調圧弁開度、測定部マッハ数(M_1)、測定部静圧(P_1)およびプリナム室圧力(P_L)の変化を示す。図42に緩和フラップ閉時刻と測定部マッハ数(M_1)とプリナム室圧力(P_L)が整定したときの時間(以後、 M_1 の偏差 ΔM_1 が0.005以内に整定した時間をもって起動時間とする)を示す。

図42によると、緩和フラップの閉時刻が早過ぎても遅過ぎても起動時間は長くなり、その最適値があることが分かる。

8.2.3 第2スロート弁開速度変化による起動時間の検討

本風洞の起動時間は第2スロートの開速度を変化させることによって調整でき、これがプリチャージ起動方式による本風洞の特徴であることは既に述べた。ここでは $M_R = 0.75, P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$ の場合における第2スロート弁の開速度をいろいろ変化させてシミュレーションを行ない、起動時間がどのように変化するかを検討した。あわせて、気流整定時に貯気槽圧力がどの程度低下してい

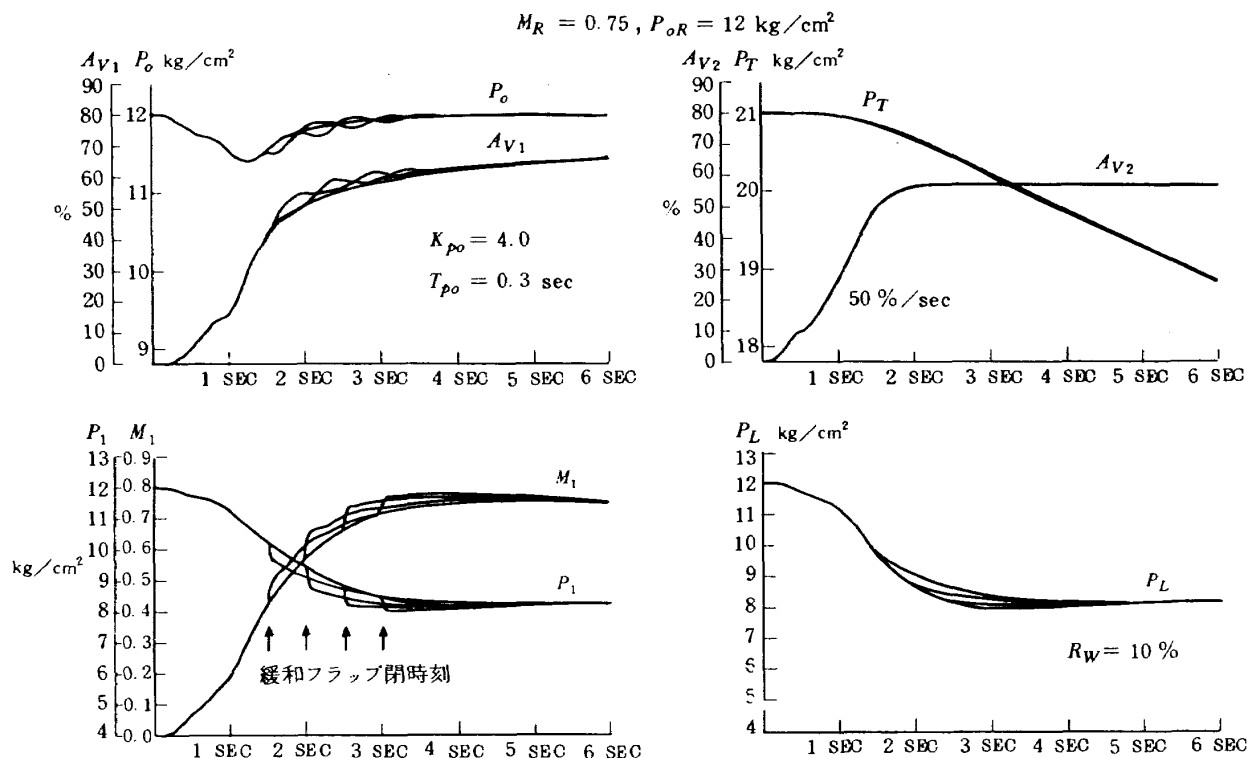


図 41. 緩和フラップ閉時刻による起動特性変化

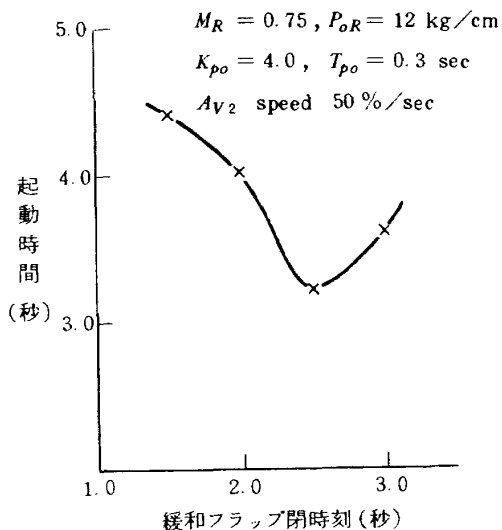


図 42 緩和フラップ閉時刻による起動時間変化

るか、また、その後の計測時間が何秒間確保できるかを求めた。また、仮想的な状態である壁開口比 0% の場合 (ブリナム室が無い場合に相当する) についても同様なシミュレーションを行ないこの結果との比較を行なった。

普通は、第 2 スロート弁を速く開ければ、起動時間は短くなる。空気の使用効率から云えばその方が良い。しかしながら、本風胴が高圧風胴であるため、通風時の

空気が模型およびその支持機構の負荷許容限度に近い値に達し、特に起動過渡時にその値が大きくなることを考えれば、第 2 スロート弁の開速度を遅くして起動過渡時の過負荷を抑えたい。また、測定壁についても、その壁差圧の許容限度が小さい (2 kg/cm^2) こともあって、起動過渡時に生ずるその差圧を小さくしたい。

理想的には、起動時間が長くなってもその時に流れる空気量が増えなければ、計測時間は確保でき、したがって、空気の使用効率もよい。実際には、起動時間が長くなれば、当然、その時に流れる空気量は多くなり計測時間は短くなる。ここでは、その程度を見ようとするものである。

図 43 および図 44 は $M_R = 0.75, P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$ の場合で、第 2 スロート弁開速度を $100\%/\text{秒} \sim 20\%/\text{秒}$ に変化させたときの各状態量の応答をあらわしたものである。図 43 は壁開口比 0%、図 44 は壁開口比 10% のときの応答である。なお、壁開口比 % の場合の緩和フラップ閉時刻は第 2 スロート弁の開速度に応じて変え、各々の開速度における最適な時刻を選んでいる。また、壁開口比 0% の場合は緩和フラップを閉じたままとした。

図 45-1 ~ 3 はこのシミュレーションの結果をまとめたもので、図 45-1 は第 2 スロート弁開速度と起動時間の関係をあらわし、図 45-2 は第 2 スロート弁開速度と

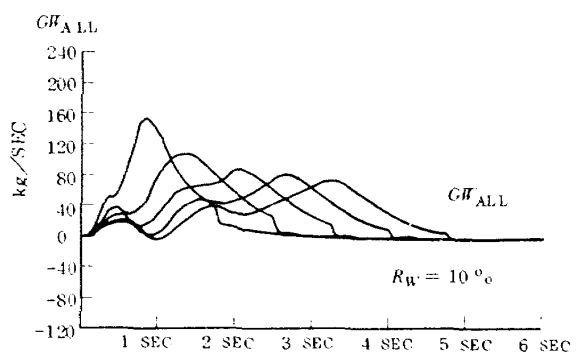
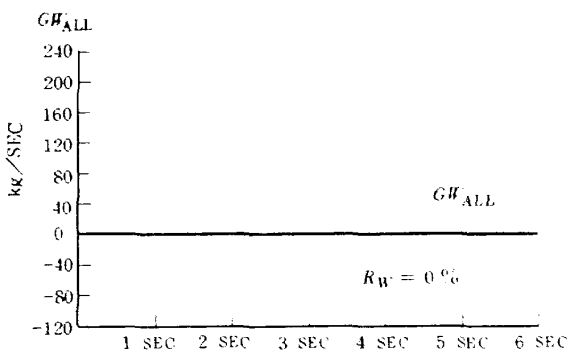
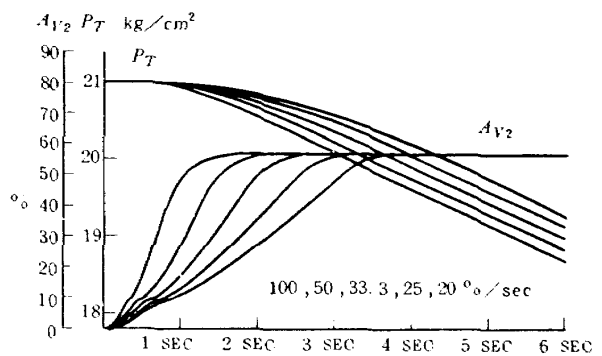
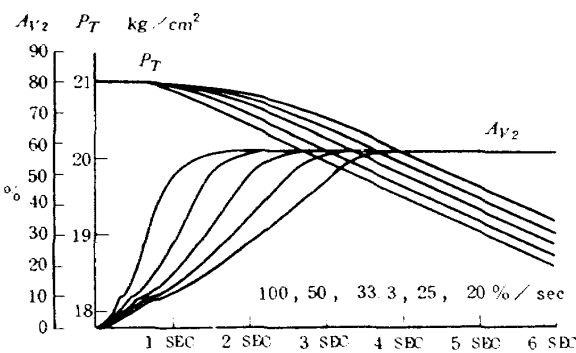
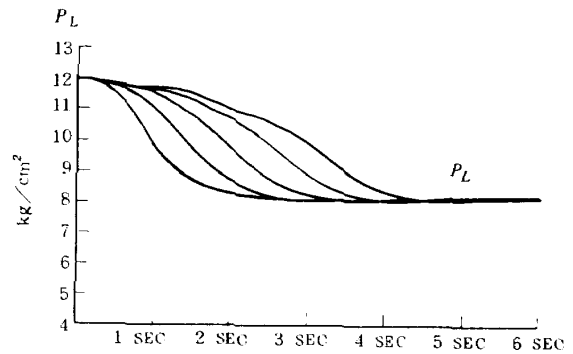
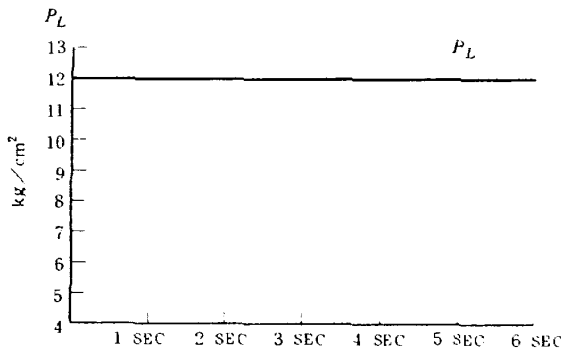
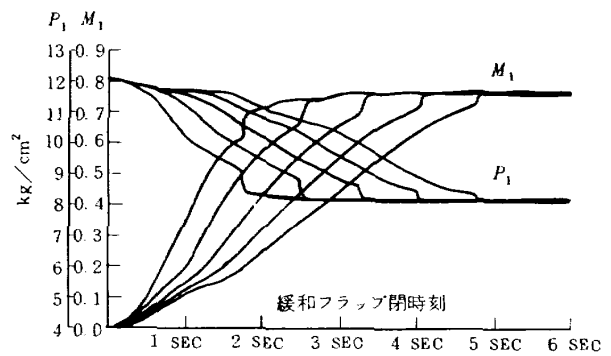
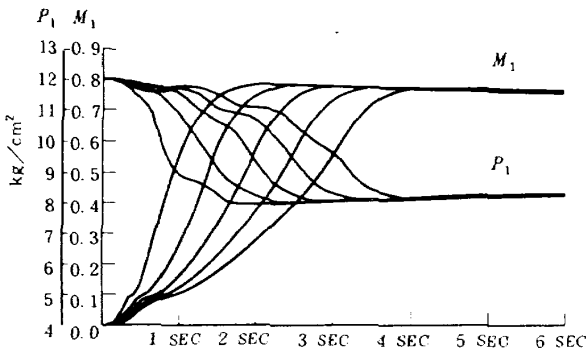
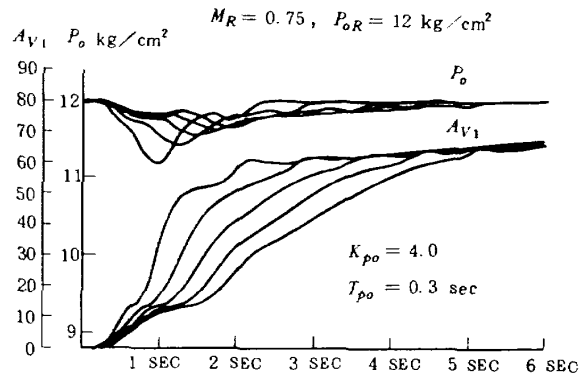
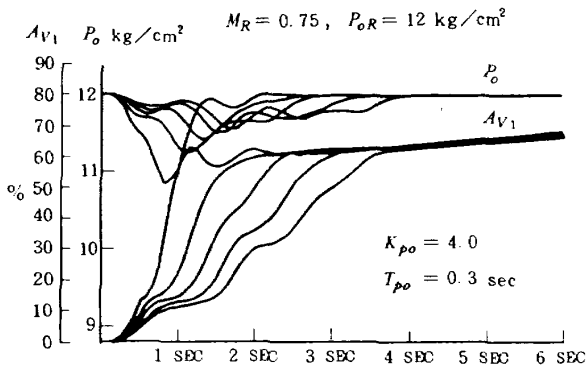


図 43 第2スロート弁開速度変化による起動特性変化 (ブリナム室なしの場合 $R_W = 0\%$)

図 44 第2スロート弁開速度変化による起動特性変化 ($R_W = 10\%$ の場合)

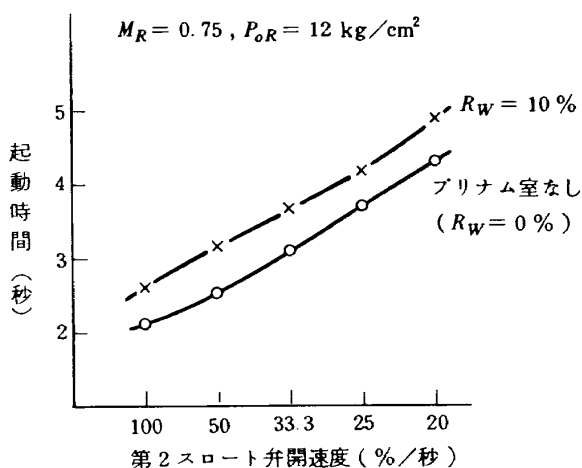


図 45-1 第2スロート弁開速度 (%/秒)

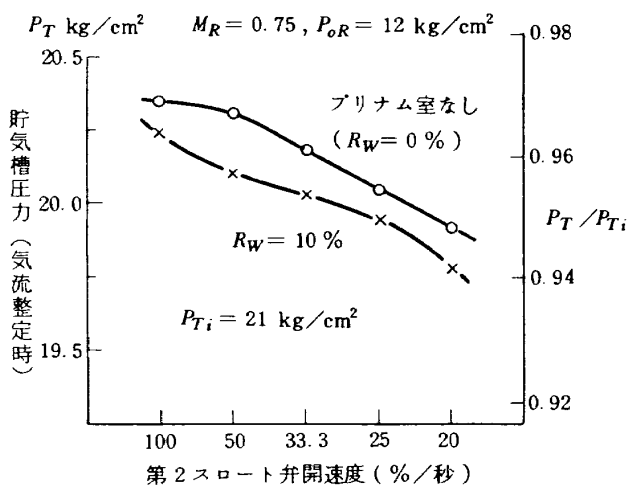


図 45-2 第2スロート弁開速度 (%/秒)

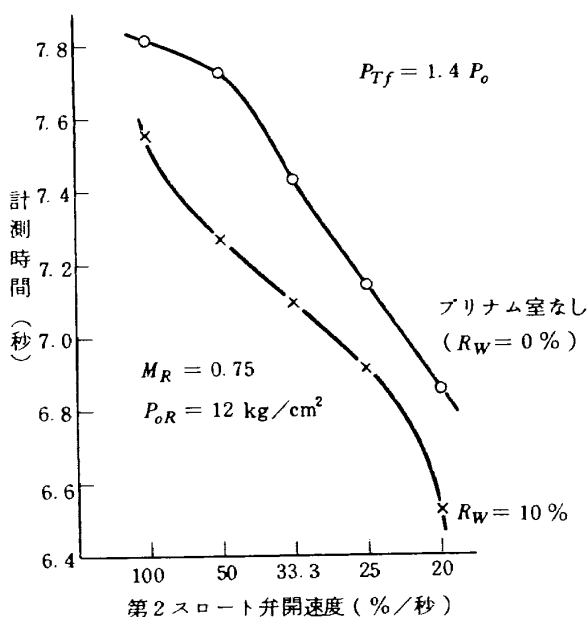


図 45-3 第2スロート弁開速度 (%/秒)

気流が整定したときの貯気槽圧力，図 45-3 は第2スロート弁の開速度と計測時間の関係をあらわす。計測時間は気流整定時から貯気槽吹止り圧力が $1.4 P_o$ (16.8 kg/cm^2) になるまでの時間である。

以上の結果によると起動時間は，ブリナム室が有ることによって， $R_w = 10\%$ のときに $0.5 \sim 0.6$ 秒長くなる。そのため，計測時間は $0.2 \sim 0.4$ 秒程度短くなる。

第2スロート弁開速度を $100\%/秒 \sim 20\%/秒$ と変化させたときの起動時間は，ブリナム室なしの場合で $2 \sim 4.2$ 秒， $R_w = 10\%$ の場合で $2.5 \sim 5$ 秒と変化しその変化の割合は，大体において，第2スロート弁開速度と反比例する。

気流が整定した時の貯気槽圧力はかなり高い圧力にとどまっている。これはブリチャージによって風胴に貯わえられた空気が風胴起動時に消費され，そのときに，貯気槽から調圧弁を通して流出する空気量が少いからである。

計測時間は， $R_w = 10$ の場合には，第2スロート弁を $100\%/秒$ の開速度で開けたときは $50\%/秒$ の開速度で開けたときよりも約 1 秒長くなる。

8.2.4 壁開口比変化による応答特性の変化

図 46 に $M_R = 0.75$ ， $P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$ の場合で壁開口比を $0, 2.5, 5.0, 7.5, 10\%$ を変化させたときのシミュレーション計算結果の応答を示す。なお，壁開口比変化による応答を明確にするために，緩和フラップは閉じたままにした。また，第2スロート弁開速度は $50\%/秒$ としている。

この結果によると，壁開口比変化による応答は，開口比 5% 以上では，応答にあまり変化がみられないのが特徴である。また，壁差圧 ($P_L - P_2$) が，緩和フラップを閉めたままにしているために，大きな値を示す。

図 47 に，壁開口比を変化させたときの起動時間の変化を示す。やはり，開口比 5% 以上では起動時間の変化はあまりみられない。しかしながら，緩和フラップを閉めた状態であるために，起動時間は全体に長くなる。

壁開口比 0% の場合の起動時間は 2.5 秒と短くなる。これは前節で述べた通り壁開口比を 0% にすることによってブリナム室が無い場合と等価になり，ブリナム室が有ることによる起動時間の遅れが無くなるためである。

8.2.5 プリチャージ圧力変化による起動特性

ここではプリチャージ圧力を設定集合胴圧力より高く設定した場合に，起動特性がどのように変化するかについてのシミュレーションを行なった。風胴を設定集合胴圧力よりも高い状態から起動させれば，風胴起動過渡時に調圧弁は開かずに気流の加速が行なわれ，風胴気流が

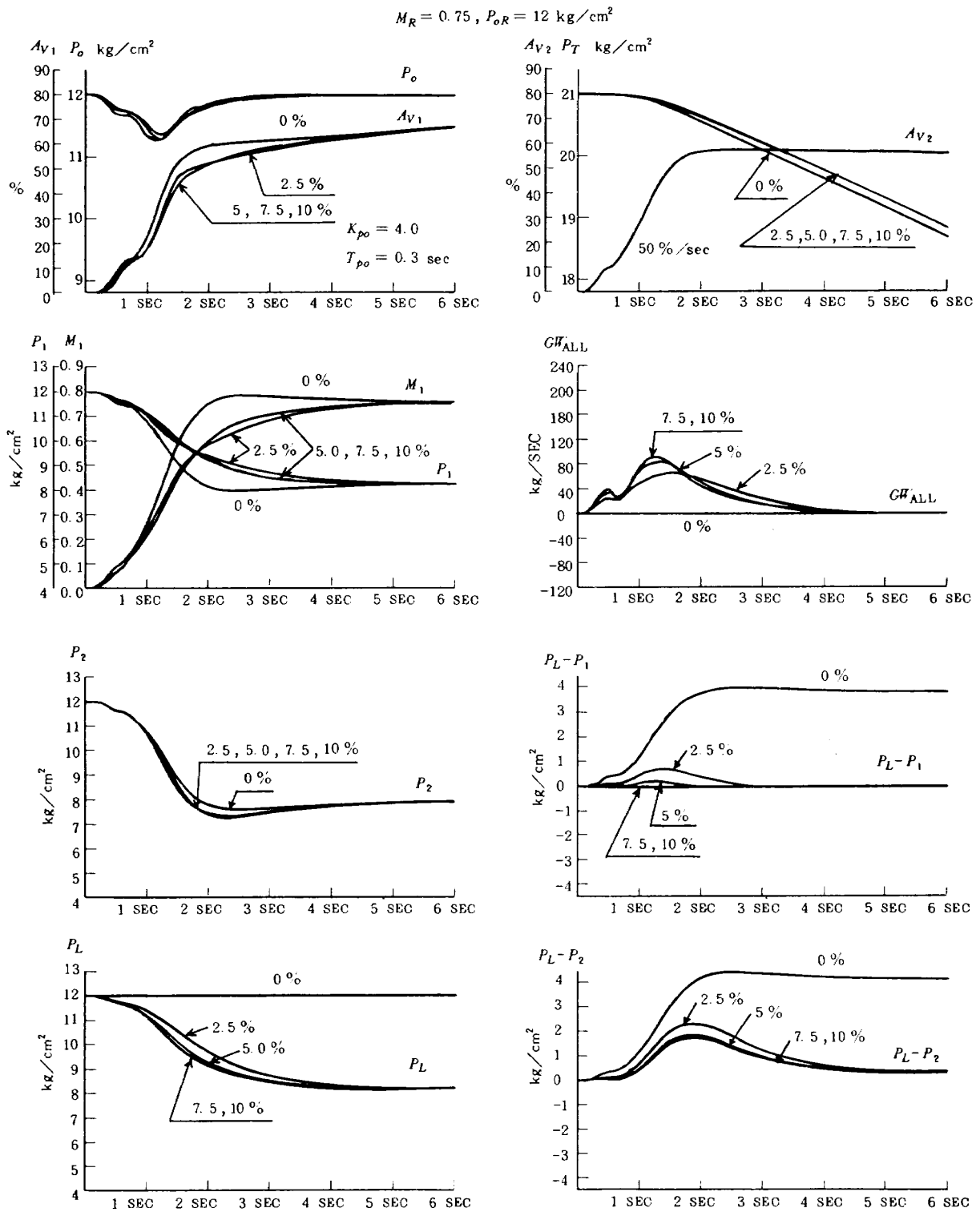


図 46 壁開口比変化による応答特性の変化

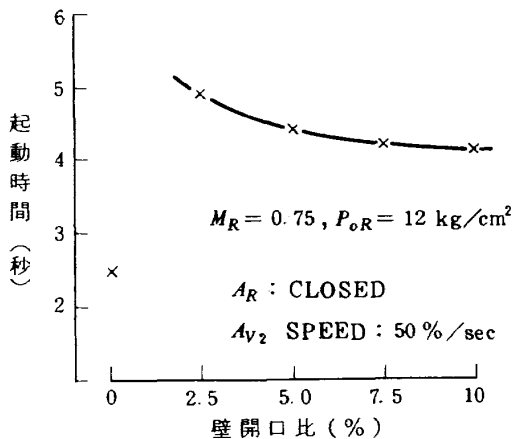


図 47 壁開口比変化による起動時間変化

定常流に達したときの貯気槽圧力の低下が少く、計測時間がより長く確保できるであろうという発想に基いて検討を行なった。

ブリチャージ圧力を設定集合胴圧力と等しくした場合と、それよりも5%高く設定した場合で、 $M_R = 0.75$ 、 $P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$ 、第2スロート開速度を50%/秒としたときの応答を図48に示す。この結果によると、どちらの場合も起動時間は3.2秒となり、そのときの貯気槽圧力はブリチャージ圧力が設定集合胴圧力に等しい場合には 20.10 kg/cm^2 ($P_T/P_{Ti} = 0.957$)、5%高い場合には 20.14 kg/cm^2 ($P_T/P_{Ti} = 0.959$) となり、ブリチャージ圧力が5%高いときのほうが貯気槽圧力は 0.04 kg/cm^2 だけ増え、わずかながら計測時間は長くなる。しかしながら、その量はわずかな値であり、むしろ、応答図の示す通り起動過渡時の集合胴圧力の低下が大きく、調圧弁が途中から急開動作をするためにその時からの気流の加速は急激に行なわれることなどを考えれば、ブリチャージ圧力を高くして風胴起動させることはあまり利点がない。

8.2.6 過剰抽気効果

図49に、開口比2.5%のとき、抽気弁を15%および50%の開度で起動時刻から1.5秒間開けたときの応答を示す。ただし、第2スロート開速度を50%/秒、緩和フラップ閉時刻を2.5秒とした。

壁開口比を2.5%としたのは、前記(壁開口比変化による応答特性の変化)のシミュレーションによって得られた結果から、開口比2.5%前後ではブリナム室圧力の整定が遅く、したがって、過剰抽気による効果が現われるであろうと考えたからである。

シミュレーションの結果、次のようなことが云える。まず第一に、ブリナム室内空気の過剰な抽気のため測定

部マッハ数のオーバーシュートがあること。このことは、わずかに抽気弁を15%開けたときでさえ生じていることを考えれば、マッハ数0.75以下では過剰抽気はあまり必要がないことが推測できる。むしろ、遷音速領域の試験($M_R = 0.75$ 以上)での効果が期待できる。

第二に、過剰抽気の方法、すなわち、抽気弁の開け方に工夫を要することである。ここでのシミュレーションでは起動と同時に抽気弁を目的とする開度まで開け、一定時間経過後に閉める方法を取っているが、この方法で行なうと、起動直後に第2スロート弁から流れ出る空気量よりも抽気弁から排気される空気量のほうが多くなり抽気の方法としては具合が悪い(その結果、図49に示す通り抽気弁を50%開けたときのシミュレーション計算がうまく行かなかった。計算がなかなか収束せず、収束計算の打切回数を超えたためである)。高速動作をするロードピーク管においてさえ、過剰抽気の方法を、抽気弁の開度のある時間関数で開ける方法を取っている²⁵⁾ことを考えれば、本風胴における抽気弁の開け方についても同様にすべきである。本風胴における抽気弁の開け方は第2スロート弁の開度と連動させる方法が良いと思われる。この方法による過剰抽気のシミュレーションは、過剰抽気を行なわなくても一応の満足できる結果が得られたので行なわなかった。

8.3 切替制御方式の検討

本風胴の集合胴圧力制御では、風胴起動時の制御で、より起動時間の短縮をねらってゲインおよび積分時間の切替を行なって制御するよう計画した(図4の集合胴圧力制御系統図参照)。しかしながら、シミュレーションの結果から第2スロート弁を50%/秒よりも遅い開速度で開けたときには、切替制御を行わずとも集合胴圧力制御系は十分に追従性があることがわかった。ブリチャージ起動の場合に、切替制御により起動時の集合胴圧力制御系の追従性を向上させることは可能であるが、その時には第2スロート弁開速度を50%/秒より速くしなければその効果はない。しかし、ブリナム室があるために、集合胴圧力制御系の追従性を良くしても起動時間はある時間以下にはならず、したがって、切替制御により風胴起動時の応答性を良くするためには過剰抽気と並用してその効果を発揮させる必要がある。しかし、そのための前提条件として、起動過渡時の模型および模型支持機構への空気力による過負荷などに対する量的な把握を行なって安全性の確認をすることが必要である。

集合胴圧力制御の切替制御は、普通起動の場合に於いて有効である。普通起動においては、制御パラメータの

$M_R = 0.75, P_{oR} = 12 \text{ kg/cm}^2$

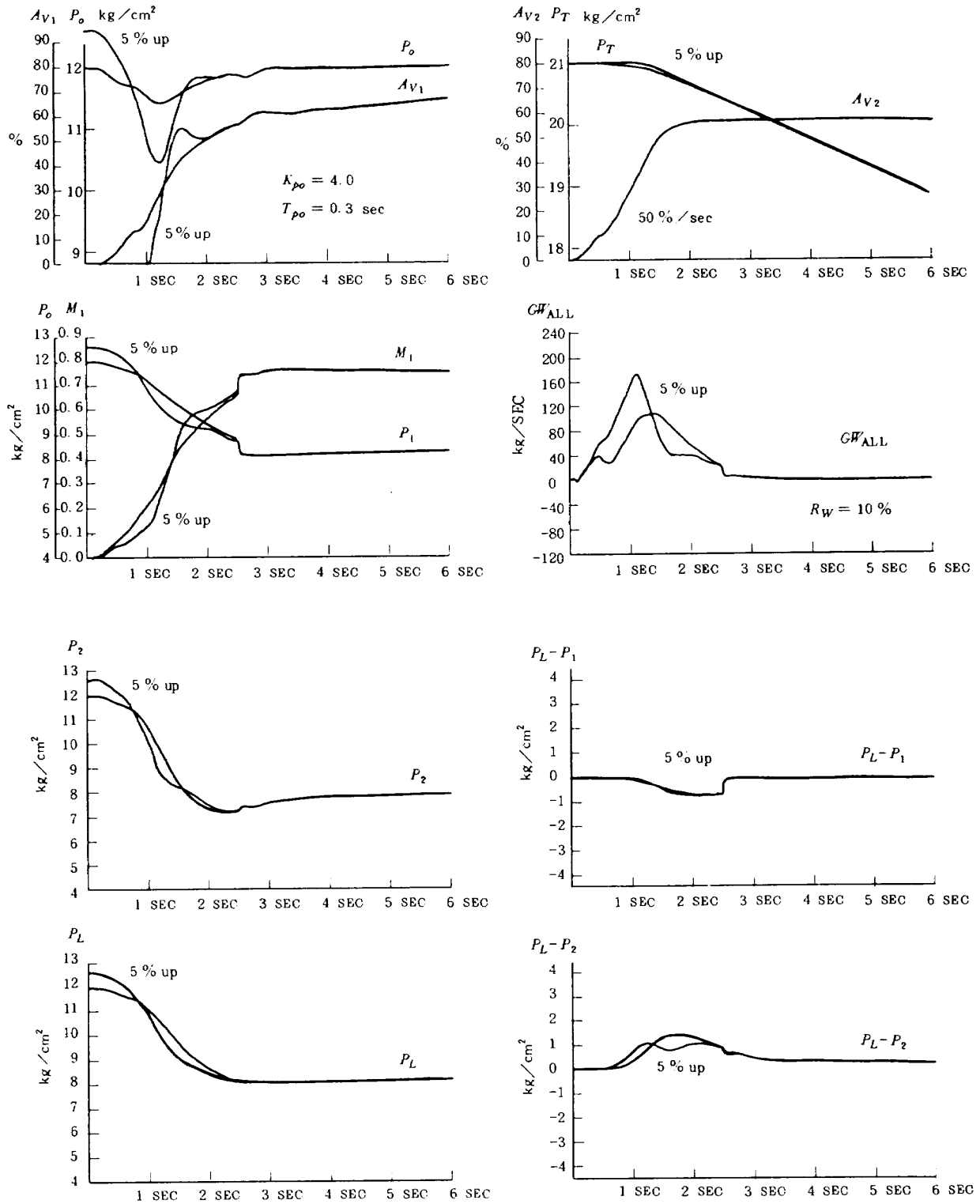


図 48 プリチャージ圧力変化による起動特性変化

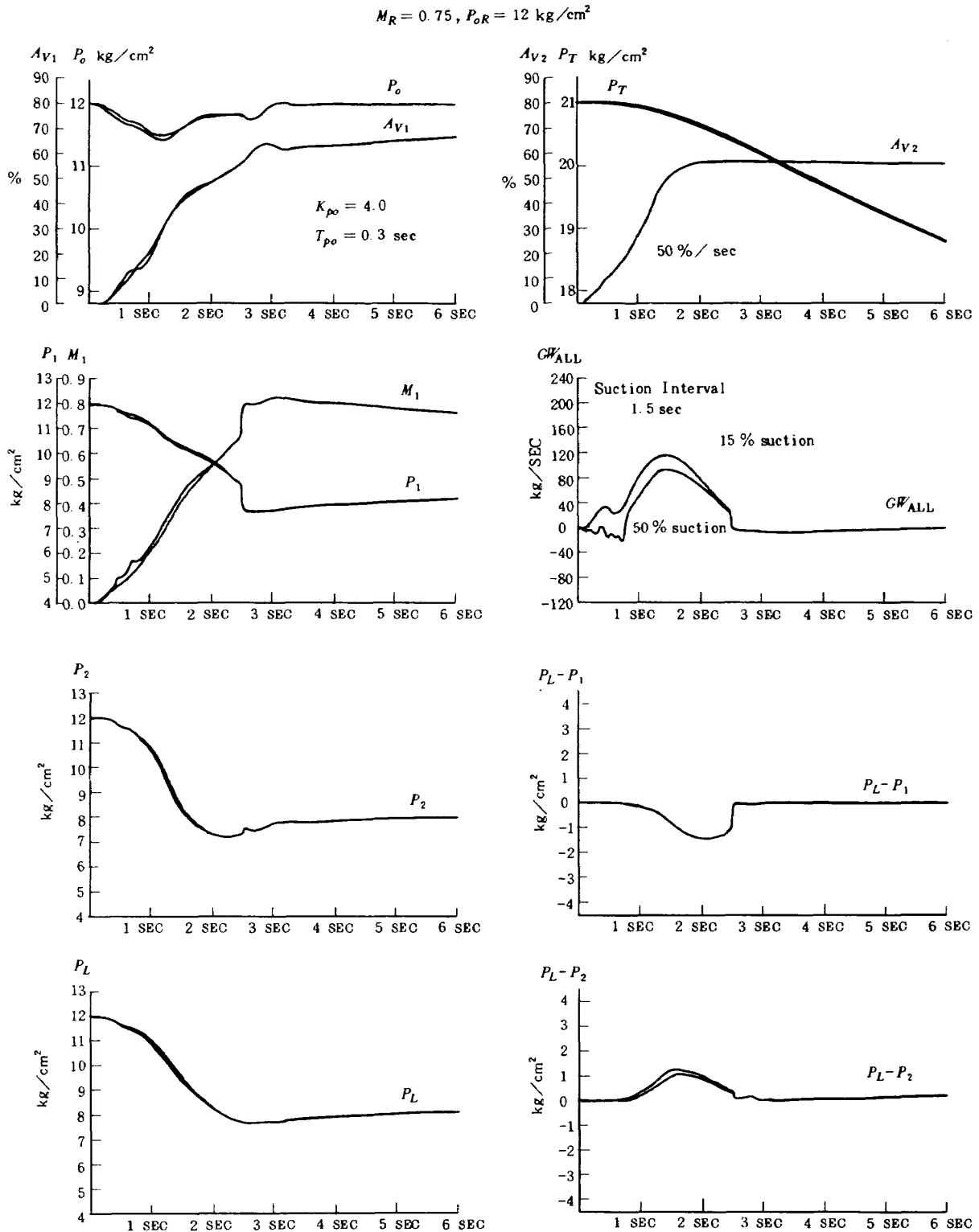


図 49 過剩抽気効果

切換なしには集合胴圧力の大幅なオーバーシュートがあるため良好な制御は望めない。²⁶⁾すなわち、普通起動に於いては、気流整定時に与える最適な制御系ループゲインよりも小さな値を与えるか、あるいは弁開度に制限値を設けるかの方法で起動時のオーバーシュートを避ける。

切換方式による集合胴圧力制御では切換前後の制御パラメータの値に増して切換時期が重要であることから切換算定装置を必要とする。

一般に、最適切換方式による最短時間制御は制御対象が線型系の場合、その系を n 次の系とすると、 n 次元空間内の $(n-1)$ 次元の切換(超)平面の境界上で $(n-1)$ 回の切換を行ない、また、操作量は最大操作量を与えることによって達成される。²⁷⁾

本風洞における起動時の切換制御による最短時間制御は、前述した風洞保安上の問題と、また、ブリチャージ起動方式により一応満足ゆく結果が得られたため現時点では必ずしも必要でないことから行なわないが、貯気槽空気の使用効率から言えば起動時間を短かくすることはかなり有効であると考えられる。したがって集合胴圧力制御系に切換制御を採用することは風洞起動時の保安上の問題、ブリチャージ起動の場合の第2スロート弁油圧サーボ系の応答速度などの制約条件と関連して今後の検討事項となろう。

9. 結 論

吹出式二次元風洞の集合胴圧力制御について、風洞および風洞制御用各弁の油圧サーボ系の数式モデルを作り制御系を構成して、ブリチャージ起動方式によるシミュレーションを行なった。その結果次の様な結果が得られた。

(1) まず、本風洞に用いられる調圧弁、第2スロート弁および抽気弁の油圧サーボ系は十分に速応性があり、高レイノルズ数風洞試験での風洞作動時間の短かさにもかかわらず、これらの弁の高速動作によって必要な計測時間が確保できる。

(2) ブリチャージ起動方式による起動時の応答は非常に良い結果を示す。風洞内の気流はなめらかに加速され定常流に達する。集合胴圧力のオーバーシュートはなく、オーバーシュートによるむだ時間が無くなるため集合胴圧力の整定時間は短い。

(3) 集合胴圧力制御精度はかなり良く、圧力変換器の精度を加えても0.3%以下を期待できる。

(4) 集合胴圧力制御応答は、調節部のゲインおよび積分時間の変化に対して敏感であり、設定マッハ数および設定集合胴圧力によってその値を変える必要がある。

(5) 緩和フラップの閉時刻は第2スロート弁開速度によって最適値があり、閉時刻がその値より早過ぎても、遅過ぎても起動時間は長くなる。

(6) 風洞起動時間は第2スロート弁の開速度を変えることによって調節できる。ただし、第2スロート弁開速度が100%/秒以下の場合に限って可能である。開速度がその値より速い場合には集合胴圧力制御系は追従できず、また、プリナム室があるために起動時間の短縮にはならない。

(7) 風洞起動時間は設定マッハ数0.75、設定集合胴圧力12 kg/cm²のときに、第2スロート弁開速度を100%/秒としたとき約2.6秒、50%/秒としたとき約3.2秒となる。

(8) 設定マッハ数0.75以下で、第2スロート弁を50%/秒以下の速度で開けたときには過剰抽気を必要としない。

(9) 壁開口比5%以上では風洞起動特性にあまり影響を与えない。

(10) 気流が整定したときの貯気槽圧力はかなり高く、起動過渡時に消費される貯気槽内の空気は少ない。

最後に、本研究を行なうにあたり、空気力学第二部の遠藤部長には風洞モデルに関し助言を頂き、二次元風洞建設準備室の高島室長には詳細にわたっての助言と資料を提供して指導下さった。また、榊原主任研究官、沢田秀夫技官にはいくつかの問題点について相談に応じて頂き、小国保夫技官、佐藤 衛技官、神田 宏技官にはプログラムの作製、図面の整理などでお世話になった。ここに記して感謝の意を表わします。

なお、ここでのシミュレーションと平行して、川崎重工業(株)プラント総括部制御技術課の森田技師、深尾技師によって二次元風洞制御系のシミュレーションが、本報告よりは簡単な風洞および油圧サーボ系のモデルを使って行なわれたことを附記しておく。ここでは油圧サーボ系諸元の値を一部引用させて頂いた。

参 考 文 献

- 1) Roepke, Ross G. The High Reynolds Number Transonic Wind Tunnel HIRT Proposed as Part of The National Aeronautical Facilities program. AIAA Paper No. 72-1035 (1972/9)
- 2) Lukaszewicz, J. Ed. Aerodynamic Test Simulation: Lesson From the Past and Future Prospects. AGARD-R-603(1972/12)
- 3) Pankhurst, R.C. Facility and Techniques

- for Aerodynamic Testing at Transonic Speeds and Reynolds Number. AGARD-AR-37-71 (1971/10)
- 4) Hills, R. The Need for a Large Trausonic Wind Tunnel in Europe : A Summary of the Report on An A. G. A. R. D. Working Group (LaWs). AIAA paper No.74-630(1974/7)
- 5) 重見孝: 風洞に関する最近の話題(1), (2) 機械の研究, Vol.26. No.7, No.8.
- 6) 遠藤浩, 航技研二次元風洞について, 日本航空宇宙学会誌 Vol.26. No.299
- 7) Ohman, L.H. Ed. The NAE Hige Reynolds Number 15 in. \times 15 in. Two-Dimensional Test Facility Part 1. General Infomation. NAE. LTR-HA-4 (1970/4)
- 8) 榊原盛三ほか, 二次元風洞構成要素の研究(I), ブラダ型調圧弁および多孔板の特性。航技研報告 TR-465 (1976/7)
- 9) 鈴木誠三ほか, 近刊予定
- 10) Liepman, H.W. & Roshko, A. Elements of Gasdynamic. John wiley & Sons.(1960)
- 11) Goethert, B. H. Transonic Wind Tunnel Testing P 270~P275 Pergamon Press.(1961)
- 12) 中田孝編 自動制御機器便覧 オーム社(昭50)
- 13) 例えば佐藤三祿 油圧サーボの構成と解析手法 油圧と空気圧 Vol.9, No.3 (昭53)
- 14) 池谷光栄 負荷を有するサーボ機構のシミュレーション解析 航技研報告 TR-421 (1975/8)
- 15) 池辺洋ほか, ディザによる油圧サーボモータの低速特性の改善 油圧と空気圧 Vol.4, No.4 (昭48)
- 16) 1 m \times 1 m 吹出式超音速風洞の計画と構造 航技研報告 TR-29 (昭37)
- 17) 山内二郎ほか, 電子計算機のための数値計算法 I 培風館 (昭50)
- 18) 伊理正夫ほか, Runge-Kutta-Gill 法について 情報処理 Vol.8, No.2 (1967/3)
- 19) Brown, K.M. & Conte, S. D. The Solution of Simulataneous Nonlinear Equation Proc of ACM. 22nd. Nat. Cont. P111~P114
- 20) 三巻達夫, ダイナミック・システムのデジタルシミュレーション 計測と制御 Vol.7, No.4 (1968/4)
- 21) 戸川隼人ほか, 自動制御系の動特性を計数型電子計算機により模擬するための汎用プログラム 航技研資料 TM-156(1969/3)
- 22) アプリケーションプログラム概説 富士通株式会社 (1973)
- 23) Mckee, M.L. Digital Computer Oriented Methods for Determining the Response of Pressure Measurment System to Step and Ramp Forcing Function. AEDC-TR-66-225 (1967/3)
- 24) Gorlin, S.M. & Slezinger, I. I. Wind Tunnels and Their Instrumentation. Izdtel'stvo "Nauka" Moskva (1964)
- 25) Shope, F.L. A Mathematical Model for The Starting Process of a Transonic Ludwig Tube. AEDC-TR-76-39 (1976/1)
- 26) 外立政隆ほか, 吹出式超音速風洞の集合洞圧力について, 航技研資料 TM-124 (1967/12)
- 27) Gibson, J. E. Nonlinear Automatic Control. McGraw-Hill (1963)

航空宇宙技術研究所報告597号

昭和55年1月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺町1880
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)〒182
印刷所 株式会社 共 進
東京都杉並区久我山5-6-17
