

# 新設回流水路関係の実験設備について

浅 沼 強  
谷 田 好 通  
斎 藤 芳 郎

## On Experimental Facilities of Water Tunnel

By

Tsuyoshi ASANUMA, Yoshimichi TANIDA  
and Yoshiro SAITO

**Abstract:** A number of fatigue failures of blades in an axial-flow fluid machine are considered to be largely due to an aerodynamically forced or self-excited vibration of cascade blades.

The forced vibration is found to be caused frequently by the so-called rotating-stall occurring with a large cell in an annulus-cascade, which is not yet fully investigated in its detail natures, such as size dimensions, propagating velocity and internal aspect of stall cell and so on. In order to observe directly the rotating-stall itself, therefore the authors designed and made a vertical rotary-cascade testing machine, simulating a typical axial-flow air compressor and using water as a working fluid to visualize stream lines in cascades.

On the other hand, many damages of blades may also be attributed to the self-excited vibration, often termed a cascade flutter, which is governed mainly by the aerodynamic damping force acting on vibrating blade of cascade. With the aim of determining the damping force in the case of bending vibration, they designed and then constructed an oscillating linear-cascade testing machine, in which several blades can be oscillated transversely by the external driving mechanism in water flow, because the fluid damping force can be measured in water more accurately than in air.

In addition, to operate these testing machines, they prepared a water tunnel system which consists of a water pump having head of about 10 m Aq and flow rate of 270 l/s, a water pond, a head- and a surge-tanks, two flow-meters and pipe line of 10 in. in diameter.

Now, these experimental facilities of water tunnel are ready and verified to operate nearly well as expected. The paper will present some reasons of preferring water as a working medium, the outline of the water tunnel system and the constructions and the functions of newly-designed testing machines, i. e. the rotating annulus-cascade and the oscillating linear-cascade ones.

## 概 要

軸流機械の翼の破損は、従来流体的な強制振動や翼の自励振動などによる疲労が原因と考えられる場合が多い。

前者の原因の一つとして旋回失速が数えられるが、なかでも振動破損の大半の主因と考えられる large stall については、その stall cell の大きさや、旋回速度は勿論のこと、cell 内部の状態などの詳細なことについては、ほとんど知られていない。そこで旋回失速を直接観測する目的から、それに便利な流体として、水を用いる回転翼列試験機を設計し製作した。

また翼列破損には翼の自励振動がもう一つの要因であると考えられているので、翼に働く空力的減衰力を測定する必要がある。従来翼列翼のフラッタ、とくに失速フラッタについては、ほとんど解明されていない。よって、とりあえず曲げ振動を対象とし、振動翼列中の翼に作用する空力的減衰力を測定すべく、測定精度の関係からやはり水を使用する振動直線翼列試験機を設計製作した。

さらにこれら両試験機のための、共通な一連の回流水路を設備したところ、いずれも漸く完成し、しかもほぼ所期の目的通り作動することが確認された。

よって、ここには、作動流体として水を選んだ理由および、回流水路の概略、さらに、試作した水回転翼列ならびに水振動直線翼列の両試験機の詳細について述べてある。

## 1. 序 論

軸流空気機械で、翼の破損は最も致命的な故障をひきおこすもので、その信頼性を高める上から本質的な解明を望まれているものである。翼の破損は、主として流体的な強制振動や翼の自励振動などによる疲労によって生ずるものと考えられており、ここ十年来これらの現象に対して理論的、実験的研究がなされてきた。

流体的な強制振動の原因としては、他の翼列や支柱などよりでる後流を翼列が通過する際にうける周期的な揚力変動や、圧縮機取入口での流れの非一様性、タービン翼列の場合は燃焼器数に比例する周期的燃焼ガス流れなどがあげられるが、最も重要な原因と考えられるものの一つに軸流圧縮機の旋回失速がある。

航空原動機の一要素として、軸流圧縮機は idling から高空全力運転までの広い範囲で作動せねばならないが、空気の圧縮性のために off-design 点ではすべての翼列が設計通りの作動をしなくなる。特に設計値よりも修正回転数が低い場合、圧縮比の低下のために圧縮機前方段の翼列は作動点が失速側に移動し、しばしば失速するに至る。このような状態の時旋回失速が生ずるのが普通である。すなわち、何らかの原因で翼列中の一部の翼が失速すると、そこで流れがせき止められて翼列方向に曲げられるために、失速した部分 (stall cell) の翼背面側の翼の迎角は増して失速し、一方腹面側の翼は迎角が減少し失速がおさえられるようになる。このような現象が次々と生じて stall cell は翼列方向に伝ばすることになる。これが旋回失速と呼ばれるもので、翼は周期的に大きな流れの変動をうけるために、振動による疲労破損が生ずる危険性がある。

旋回失速に関しては多くのすぐれた理論的、実験的研究がなされており [1]、その発生条

件, 伝ば速度, cell の数と翼列条件, 翼列特性等の関連, また多段軸流圧縮機の場合における翼列相互の干渉効果等に関してかなりの事柄がわかってきた. しかし現在までの研究は stall cell を一つの塊として取扱っており, その内部で流れの状態がどうなっているかということに関する知識はほとんど得られていないといつてよい. たとえば stall cell 内で流れはどの程度せき止められ, また逆流を起しているとするそれがどの程度まで上流に及んでいるものかどうかということや, 迎角変化に対して失速がどの程度の時間遅れで生ずるものかといったことなどは, stall cell の大きさやその伝ば速度と密接な結びつきをもつものであるが, 実験的にもほとんど研究されておらず, 理論もこれらのある仮定のもとにわずかにとりいれてその影響を調べる程度にとどまっている. また, 圧縮機で生ずる旋回失速の stall cell は翼の高さ方向に変化しているものであるが, この変化の様相もはっきりしていないし, span の一部が失速するいわゆる partial(span)stall と span 全体にわたって失速する full (span)stall との相違も, 三次元旋回失速現象の本質をはあくし, さらに三次元旋回失速理論を展開する上から是非知らねばならない点であるが, まだ詳細には求められていない.

このような点が今まで研究されずにいる原因は, stall cell が翼列方向に伝ばするために cell 内を詳細にたつて見ることができないためである. そこで cell を静止させようという試みが過去に幾度かなされてきたが, そのような状態を満足する翼列条件が特殊なものであり, また不安定で再現性がないことなどの点よりあまり成功していない [2].

われわれはそこで旋回失速を可視方法によって観測し, 変動を瞬間的にとらえて stall cell 中の流動状態を調べることにした. 可視研究の方法はいろいろあるが, それらに対して検討を加えまた次に述べる振動翼列実験とあわせ考えた結果, 水を流体として使用することにし (第2節に詳述), 水回転翼列試験機を設計製作した.

一方軸流圧縮機翼の破損のもう一つの大きな原因としてフラッタをあげることができる. 特に旋回失速が生ずるような, 失速をともなった作動範囲では, 翼が振動する場合空力的減衰力が急激に低下して翼の振動の減衰が急激に悪化し, あるいは空力的減衰力が負になっているいわゆる失速フラッタが生じて, 翼が疲労によって破損すると考えられている [3], [4]. ある研究 [4] によると, 旋回失速中 stall cell の中では翼は失速フラッタの状態にあり, stall cell をでると空力的減衰は正となって振動は減衰するともいわれている. このように失速フラッタと旋回失速とは共存するケースが多いと考えられ, 失速フラッタ現象が旋回失速現象のかけかかっている状態であつて, それ自身を詳細に観察することは非常に困難である.

しかし失速フラッタに限らず, 強制振動の場合にしても, また無失速状態で流れの乱れによる random vibration や無失速フラッタの場合を考えても, 翼列の翼が振動する際に翼に生ずる空力的減衰力を知っていれば, その翼の振動の危険度を判定する基礎をもつことができるわけである.

現在までに振動翼に作用する空力的減衰力を測定した例は単独翼 [5] 翼列 [6] いずれの場合にもある. 翼列の場合, 単独翼と異なる最も重要な点は他の翼の相互干渉を無視できないこと, すなわち他の翼との相対的な変位によって生ずる翼の定常循環の影響を考慮しなければ翼列の振動翼を論じて意味がないことである. したがって翼列における振動翼の空力的減衰力を測定するためには, すべての翼あるいは少なくとも数枚の翼は任意の翼列条件お

よび振動条件で振動させることができなければならない。

このように振動翼列実験装置はかなり複雑になることがわかるが、そのような装置に使用できる測定方法には自ら限度があるし、また装置の複雑なことは装置をできるだけ小型軽量にするという希望に反する。これまでの振動翼列実験も、一枚の翼のみを振動させたものによらず、振動翼列としての信頼性の薄いものであるので、上述の振動翼列としての諸条件を満足しかつ精度のよい測定が可能な試験法を、流れの可視化の問題と併行して検討した結果、水を流体として採用し、振動直線翼列試験機を設計製作した。

これらの試験設備の設計を始めたのは約3年前のことであるが、その後かなりの迂余曲折を経て、一部はすでに昨年から作動していたが、本年に入って漸く当初の予定した設備ならびに全装置の整備が終り、ほぼ所期の目的通り作動することが確認され、各実験も次第に軌道に乗りつつある。またこのような設備は、もともと研究所の共用的性質をもつものであり、詳細な設計資料などは往々四散し、新たに使用せんとする研究者にとって不便をもたらす場合も予想されるので、これを機会に、設備ならびに試作した試験機の仕様および、それらの概要を報告する。

## 2. 作動流体の選定

本節では流れの可視観察の場合と空力的減衰力を測定する場合の作動流体の選定に対して加えた検討について若干記すことにする。

**流線の可視観察の場合：**従来軸流圧縮機の旋回失速を含む非定常流れの解明手段としては、主として熱線風速計や変動圧力計を用いて流速もしくは圧力を記録する間接的方法がとられてきたが、このような方法のみでは旋回失速の発生の条件やその伝ばにともなう流入角、流出角の変動あるいは stall cell 内部の流れの構造を知ることは困難である。これらに対して何らかの知識が得られれば伝ば失速現象の解明に十分役立つものと考えられるので、旋回失速の模様を直接観察する必要が痛感されてきた。

流れの可視観察の方法としてまず空気に煙を流しあるいは水に染料を流す方法が考えられるが、この方法は普通非常に低い流速で実験されるものであって、われわれが希望する程度の流速（レイノルズ数にして約  $3 \times 10^6$ ）では煙あるいは染料は直ちに周囲の流体に拡散してしまい、定常流の場合は勿論のこと、まして非定常現象についてはさらにその流線を示すことは困難である。

しかし水を用いた場合は、同じレイノルズ数は空気の場合の約 10 分の 1 の流速で得られるので、水中に識別できる、拡散しにくいトレーサをいれてその運動を観察することも比較的容易であろうと考えられる。そのトレーサとしては、比重が水に近い固体 [7] から気体 [8] までとることができ、その透明なもの不透明なものなどにより、また光の反射、屈折、吸収などにより適当なものを選べば、流線の観察は可能と思われるので、圧縮性の影響を考えなくてよい場合には作動流体として水を使うことが賢明であろう。

**空力的減衰力を測定する場合：**翼列で振動翼に作用する空気力を求めた唯一の例は Schnittger の実験 [6] であって干渉計を用いたものである。しかしこの実験は翼列中の一枚の翼のみを振り振動させた場合であって、振動翼列に対する必要条件を満足しているとはいえない

いものである。この干渉計を用いる方法は光線が翼列を通過する必要があるため、何枚かの翼を任意の状態に振動させたい場合には干渉計のために構造上制約をうけることになる。またこれから問題にする圧縮機翼列の場合は、翼列を通しての圧力上昇も小さく、定常状態においてさえ圧力変化の大きいタービン翼列に比べて測定精度はあまりよくない。したがって微小変動を調べる時には精度上さらに苦しくなることは明らかである。次に翼面の圧力分布を直接求める方法を考える。この方法によると空気力の大きさ、それによるモーメントなども直接的に求められるので都合がよいが圧力変換器を翼面に分布させねばならない。十分応答の速い transducer を設けるためには翼もある大きさをもたせる必要があり、装置全体も大型化する。

この二つの方法は長所に対してかなり大きな短所をもつので一まずおくことにして次の方法の検討を行なった。それは翼を振動させるに必要な力を直接測定する方法である。この方法は、振動による翼の慣性力をも含めて測定することになるので、一般に測定値より翼の慣性力をさし引く必要がある。いま翼が純曲げ振動をしている場合を考えると、それによって生ずる迎角変化(振幅)は  $\alpha = \omega\delta/U$  ( $\omega$ : 振動の角振動数,  $\delta$ : 振動振幅,  $U$ : 流速) の大きさを持ち、それによって生ずる流体力は単位翼幅当り  $\pi\rho U^2 c\alpha$  ( $c$ : 翼弦長,  $\rho$ : 流体密度) 程度の大きさである。翼の慣性力は  $m\omega^2\delta$  ( $m$ : 単位翼幅当りの翼質量) であるから、いま  $\mu \equiv \frac{m}{\pi\rho(c/2)^2}$ : 質量比,  $k \equiv \frac{\omega c}{U}$ : reduced frequency とおくと、

$$\frac{\text{流体力}}{\text{慣性力}} = \frac{4}{\mu k}$$

となる。

$k$  は実際上問題となる1以下の範囲で考えることにすれば、上式より明らかなように、変動流体力を慣性力と分離して精度よく求めるためには  $\mu$  が十分小さくなければならない。普通の圧縮機翼列の場合のように、金属翼対空気の組合せでは  $\mu$  は500程度の値にも達するので、流体力は測定した力のうちのせいぜい数%程度を占めるだけであって、到底精度よく流体力を分離測定することは期待できない。 $\mu$  を小さくする方法としては翼を軽くする方法と密度の大きい流体を用いる方法とがあげられる。第1の方法は軽量材を翼に使うだけでは不十分で中空翼にする必要があるが、そうすると必然的に翼は大型化し、装置全体ひいては風洞設備も大型化せざるを得ない。これに対し2第の方法では、たとえば水を作動流体として採用すれば普通の金属翼を使用しても簡単に  $\mu < 1$  とすることができて所期の目的が達せられ、また装置も小型にまとめられる。

以上のように可視観察と空力減衰測定に関する各種の方法について検討を加えた結果、装置を小型化し、十分な精度で実験を行なうためには、水を作動流体として採用するのが現在のところ最適であろうという結論に達した。ただその時流体の圧縮性の影響を調べることができなくなるが、問題となっている圧縮機の作動範囲は比較的マッハ数の低いところである点と、現在までこのような実験例がないということから、圧縮性の問題は差当って考えないことにした。またキャビテーションの心配もあるが、差支えない範囲で流速を低くしあるいは回路全体に圧力をかけることによって、キャビテーションが生じない状態で実験することにした。

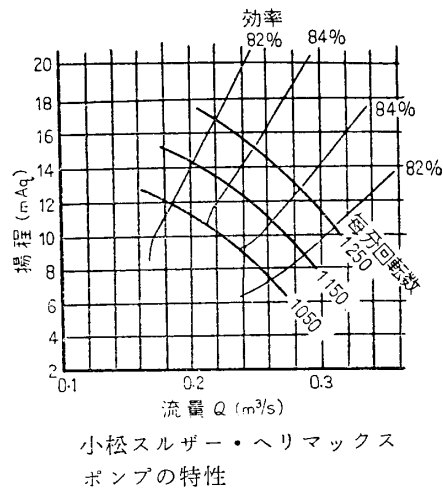
### 3. 回流水路

本節では水回転翼列試験機および水直線振動翼列試験機のために新たに設計製作した回流水路について述べることにする。

第3-1図に示すように、地下水槽に貯えられた水はポンプ①によっていったんヘッドタンク②にあげられ、常に overflow しながら一定水位に保たれる。この水は流量測定用オリフィスおよび4分円ノズル③をへてサージタンク④に入り、サージタンクより水は各試験装置に供給される。なお回流水路の仕様は第3-1表に示してある。

第3-1表 回流水路の仕様

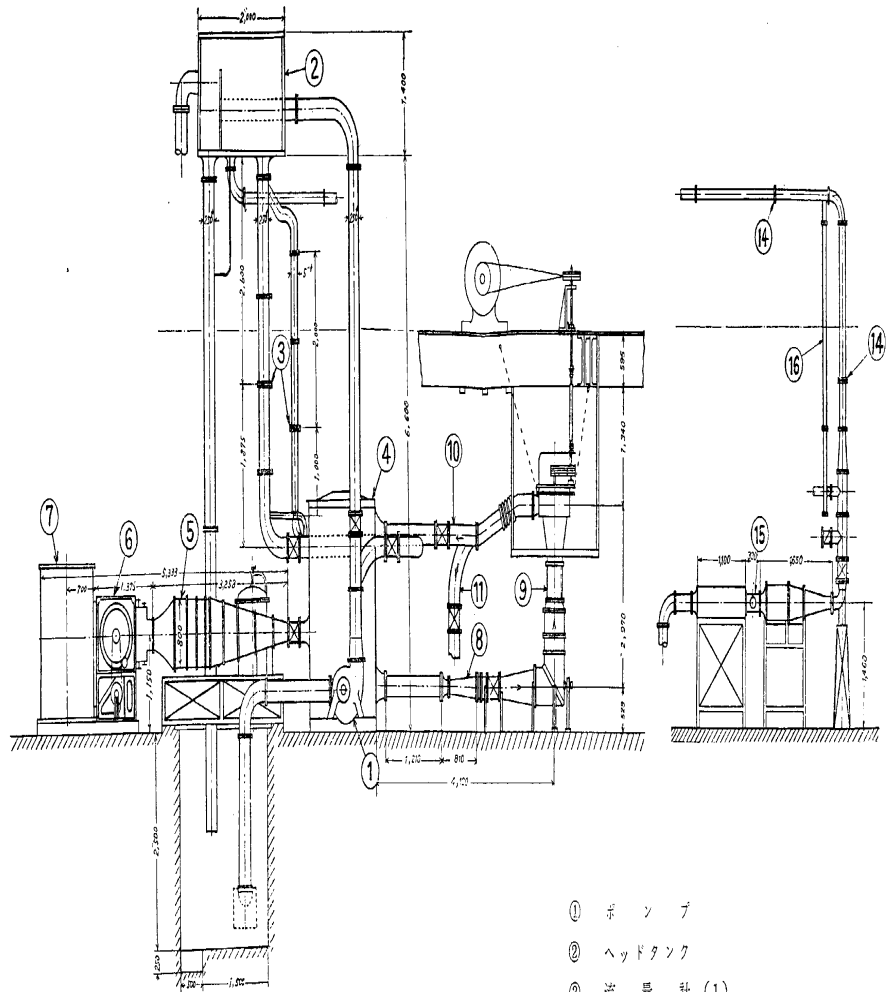
ポンプ	小松スルザー・ヘリマックスポンプ 揚程: 10 mAq 流量: 0.27 m <sup>3</sup> /s 回転数: 1150 rpm
貯水そう	2 m × 3.25 m × 2.5 m
ヘッドタンク	2 m × 2 m × 1.2 m ヘッド: 7.5 m
サージタンク	1.5 m $\phi$ × 2.55 m
フィルタ	0.63 m $\phi$ × 1.0 m 水処理能力: 200 m <sup>3</sup> /hr 最小濾過能: 5 $\mu$



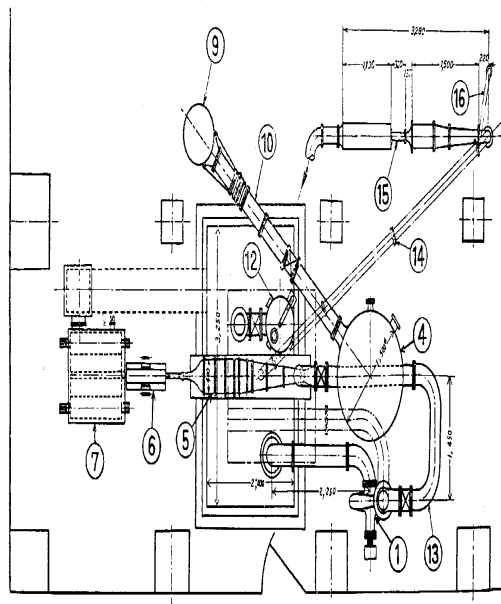
次に回流水路を構成する各要素について概略の説明を加えることにする。

回流水路が設けられた室は旧機械工作工場であって、太い柱が立っているためにあまり有効適切な配置をとっているとは必ずしもいえないし、また他の実験装置の余地も考慮せねばならなかったもので、全体的にかなり無理な配置になっている。たとえば地下水槽も、水力学関係者の立場より見ればあまりにも容量不足と考えられるであろう。実際最初はヘッドタンクより overflow した水と試験装置より帰る水のために水槽は大きく乱され、ポンプにはかなり多量の気泡を含んだ水が吸いこまれ、試験装置にも送られていた。このため可視実験の際にこれらの微粒気泡によって観測が非常にまぎらわしい状態であったが、水槽内をせき板で4箇所区切って空気を分離し、水槽にもどった水が気泡を含んだまま直接ポンプに吸い込まれるのを防ぐことによってある程度の解決が得られた。

ポンプの容量は振動翼列試験機に比し容量が大きい回転翼列試験機の側からきめられた。回転翼列試験機は可視実験に都合がよいように翼弦長が大体決められ、アスペクト比が次いで決められ、実験上取扱いやすい翼枚数が求められた。これらの詳細な値については第4節水回転翼列試験機の項を見られたい。次に翼列の場合レイノルズ数が  $3 \times 10^5$  以上であることが望ましいので、これを大体満足するような流速が選ばれ、さきに求めた流路の大きさから回転翼列試験機に流すべき流量 0.27 m<sup>3</sup>/s が決まった。ポンプは、この流量を設計点付近で持ち、その揚程は管路抵抗を考慮に入れて、ヘッドタンクのヘッドを十分カバーする (10m) ことができる斜流型のスルザー・ヘリマックスポンプ SP25-30 が選ばれた。また配



- ① ポンプ
- ② ヘッドタンク
- ③ 流量計 (1)
- ④ サージタンク
- ⑤ 整流部 (振動翼列試験機用)
- ⑥ 水振動直線翼列試験機
- ⑦ 出口サージタンク (振動翼列試験機用)
- ⑧ ベンチュリ管
- ⑨ 水回転翼列試験機
- ⑩ 同上 出口ダクト (閉回路用)
- ⑪ 同上 出口ダクト (開回路用)
- ⑫ フィルタ
- ⑬ ダクト (①~④間短絡用)
- ⑭ 流量計 (2)
- ⑮ 観測用小型水路
- ⑯ 補助ダクト



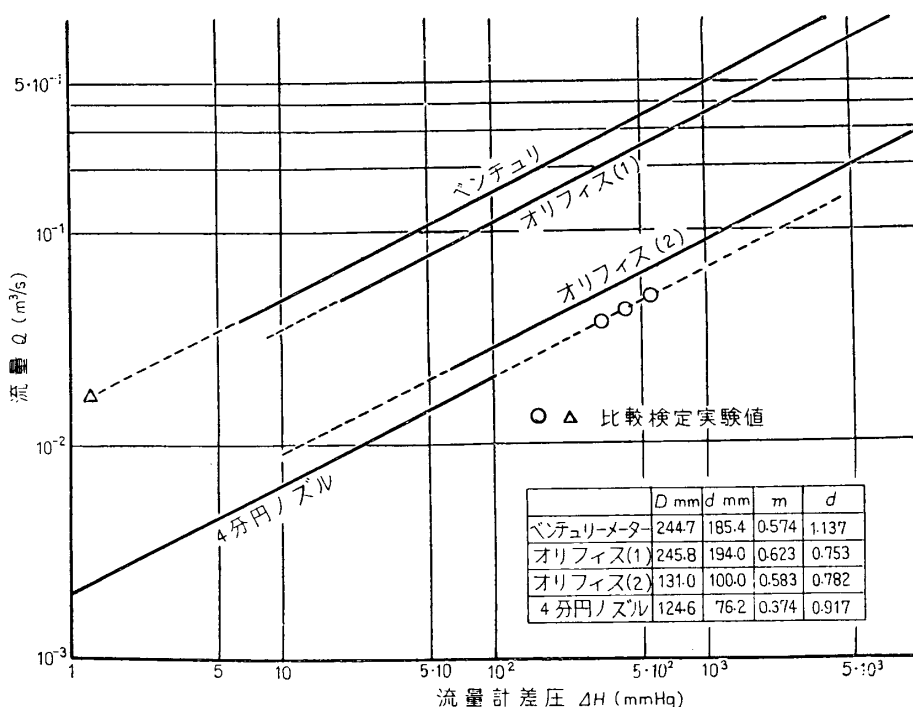
第3-1図 回流水路

管は上記の流量を流し得るように 10'' 管を使用している。

ヘッドタンクは実験室二階にできるだけ高く設けてあり、ヘッド 7.5 m を持っている。これも空間的制限のために容量不足気味である。ヘッドタンクを overflow した水は、一つは overflow duct からフィルタ⑫ (第 3-1 図) を通って貯水槽に帰る。フィルタは 74 本のセルローズ系樹脂製筒よりなり、これを流れが通る時 5 $\mu$  以上の異物が除去されて回流水路内の水の汚濁を限界以下に押えるものであるが、さらにここで overflow した水のエネルギーが殺されるために気泡を分離する役目もして、可視実験に対しては一石二鳥の役割もっている。さらにヘッドタンクには、overflow した水量をこのフィルタが処理しきれない場合も考慮して、もう一本の安全用 overflow duct がついている。

ヘッドタンクよりサージタンクへゆく管は 10'' 管と 6'' 管の二本があって、その途中に流量計③ (オリフィス (1) および 4 分円ノズル) が挿入されている。これらは前者が大流量使用時、後者が小流量の場合に主として用いられ、両者の使用範囲はある流量範囲で overlap しており、ヘッドタンクより供給される広い流量範囲が測定ができるようになっている。また後にも述べるようにサージタンク④より水回転翼列試験機に入る途中にベンチュリ管⑧が設けられていて、オリフィスおよびノズルと直列に流路を作ることによって相互の検定ができる。第 3-2 図にオリフィス、ノズルおよびベンチュリ管の特性を検定した結果を示すが、それぞれ裕度限界を越えた流量範囲にまで使用に耐える特性をもっていることがわかった。なおサージタンクに入る流れは、多孔管により一様に流入し、さらに多孔板によって乱れが静められるようになっている。

次に各試験機への流れを述べることにする。まず振動直線翼列試験機⑥へは第 3-1 図に示



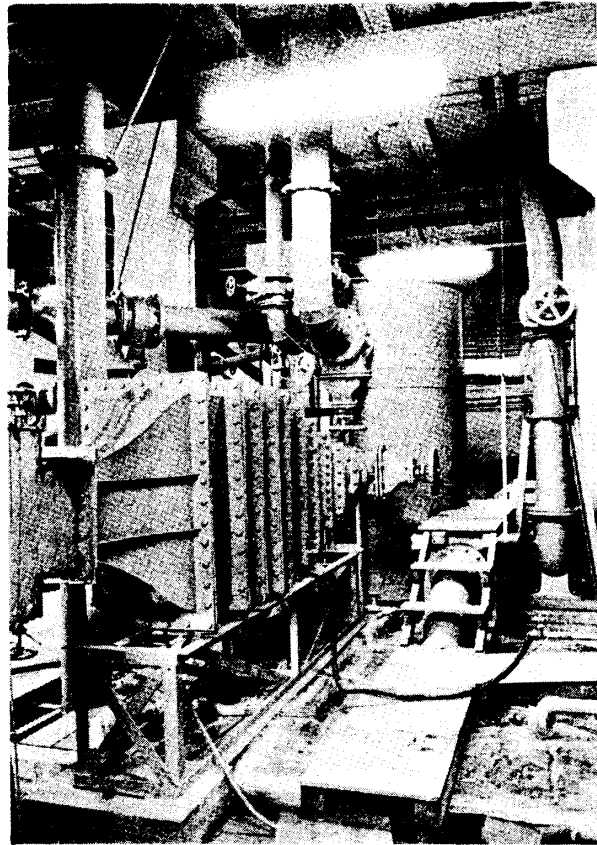
第 3-2 図 流量計の特性



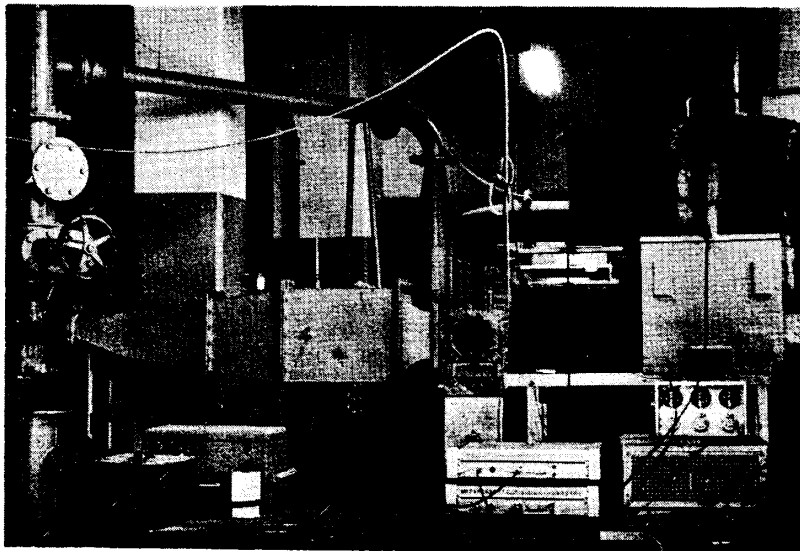
すようにサージタンクからディフューザ、整流格子、セッティング室およびノズル（以上⑤）をへて試験装置に入る。ディフューザでは5~10メッシュの金網を4段いれて流れのはく離を防ぎ、整流格子は合成樹脂製の波板を使用し、その前後に20メッシュの金網をいれて乱れの低下をはかっている。振動直線翼列試験機を通過した水は出口のサージタンク⑦より overflow して地下水槽に帰る。（第3-3図参照）

回転翼列試験機⑨はポンプとして単独運転する場合は主な使用状態であって、その時はヘッドタンクは使用せず、流れはサージタンクよりベンチュリ管をへて90°コーナベンで垂直に立てられた回転翼列試験機に上向きに流入し、出口絞り弁からダクト⑩をへてサージタンクに帰りいわゆる閉回路を作る。さらにヘッドタンクを使用して回転翼列試験機に水を流し、静止

状態または外部モータにより回転を与えた状態いずれの場合でも実験できるようになっているが、その時は管⑩を閉じ管⑪を開いて試験機を出た水を直接地下水槽に帰す。またヘッドタンクのみによっては所期の最高流量が得られないので、ポンプの水を直接サージタンク



第3-3図 回流水路（振動翼列部）



第3-4図 回流水路（観測用小型水路）

に押し込み、さらに回転翼列試験機におしこむための回路も作ることができる(第 3-1 図 ⑬)。この時には勿論ポンプよりヘッドタンクに通ずる弁は閉じておく。

回流水路には上記の翼列関係の試験機のほかにも各種の実験用回路が設けられるようになっている。たとえば第 3-1 図に示すように、ヘッドタンクより流量測定用オリフィス(第 3-2 図(2))あるいは 4 分円ノズル ⑭をへて観測用小型水路 ⑮を通り地下水槽に帰る回路を構成している。この装置を使用して振動する円柱の後流に生ずる渦列に関する研究、流線の可視化に関する予備実験等が行なわれており、テストセクションには可視観察ができるように円形ガラス窓が設けてある(第 3-4 図)。このほか分岐管 ⑯を用いてバタフライ弁前後の流れの模様などを可視観察する実験も行なわれている。

#### 4. 水回転翼列試験機

前項で述べたように翼列内部の非定常流れ、とくに旋回失速を観察するために水回転翼列試験機を試作したが、その主な特徴は次の通りである。

本試験機は環状翼列内部の流れを外部より直接観察できるとともに、写真撮影の便を考えて、翼列部分のケーシングを全円周にわたりアクリル製の透明樹脂で作ってある。流線可視化のためのトレーサとしては勿論水に近い比重のものがよいが、たとえ違っている場合でもその差による偏流等の影響が少ないよう試験機は堅型を採用した。試験機翼列構成は入口案内翼、動翼、静翼および出口案内翼より成り、翼列内の非定常流れ、とくに旋回失速の発生条件や、その性質を観察する必要上、微動調整のできる出口絞り弁(円錐状)のほかに、入口案内翼にはその取付角を運転中外部から連続的に変えられる変角装置が用意してある。さらに翼列相互の干渉を調べるために、静翼および出口案内翼を翼弦長の 1~9 倍の範囲にわたり 5 段階に、それぞれ取付け位置が変えられるようにしてある。なお試験機としては、従来のものと同様に、各翼列間および全周にわたる壁面静圧やスパン方向の速度分布などが測定できるが、さらに本機ではとくに非定常流れでの運転を主とするので、翼の振動破損をさけるために、動翼および静翼の振動応力を測定するとともに動翼ローター駆動トルクや静翼のボス部に作用する反動トルクの測定もできるような構造としてある。

本試験機の設計に当たり、実際の圧縮機との近似を保つためには、設計点において、翼弦長と翼流入速度に対するレイノルズ数を  $3 \times 10^5$  前後に保つ必要があり、また内部流れの観察の立場からは、翼弦長は少なくとも 30 mm 以上、スパンは 50 mm 前後が望ましい。さらにサージタンクと本試験機によって閉回路を作る単独運転における試験機駆動電動機の容量(30 HP)や、ヘッドタンクを経て本試験機に流入するいわゆる閉回路運転における回流水路の供給用ポンプの流量( $0.27 \text{ m}^3/\text{s}$ )によって試験機の寸度は制限をうける。これらを勘案した結果第 4-1 表のような仕様を決定した。

第 4-1 表 水回転翼列試験機の仕様

理論圧力上昇	4.2 mAq	翼列外径	350 mm $\phi$
流量	$0.27 \text{ m}^3/\text{s}$	翼列内径	250 mm $\phi$
回転数	700 rpm	ボス比	0.714
所要馬力	20HP	翼枚数	30 枚(入口案内翼は 24 枚)

**翼型の設計:** フローパターンとしては流れの観察に好都合と考えられる軸流速度一定の自由渦型を採用し、静翼ボス部の負荷が過大になるのをさけてボス部で50%の反動度になるようにした。各翼列の翼数( $z$ )はソリディティを考慮して30枚としたが、入口案内翼は変角機構の関係から不本意ながら24枚とせざるを得なかった。また、動翼以外の翼列では翼弦長はスパン方向に一定としたが、動翼だけは強度上の要求と翼端近くでの空力的条件が楽なので先細としてある。翼型は従来軸流圧縮機に比較的多く使用され、かつ翼列性能もよくわかって

第4-2表 修正した NACA 65-010 の基本翼型

X %	Y %	X %	Y %	X %	Y %
0	0	25	4.570	75	2.955
0.5	0.752	30	4.824	80	2.549
0.75	0.890	35	4.982	85	2.142
1.25	1.124	40	5.057	90	1.735
2.5	1.571	45	5.029	95	1.329
5.0	2.222	50	4.870	100	0
7.5	2.709	55	4.570	T.E. radius	1.00
10	3.111	60	4.175	L.E. radius	0.666
15	3.746	65	3.768		
20	4.218	70	3.352		

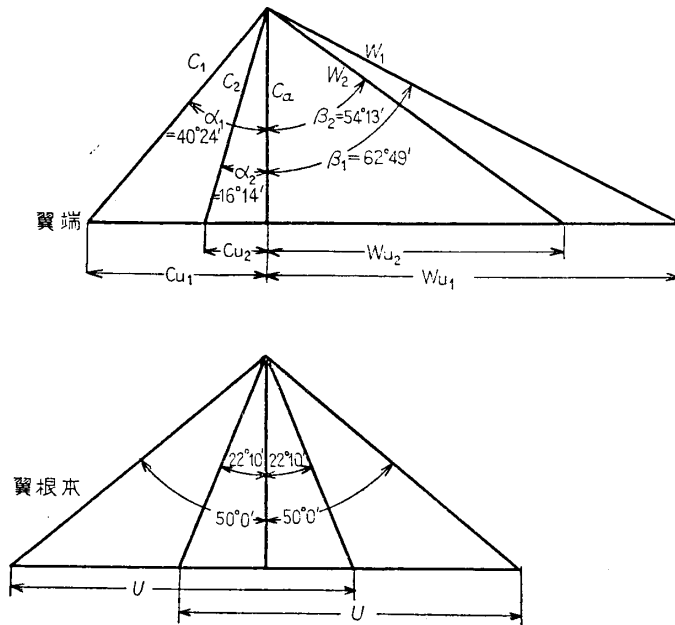
第4-3表 翼列設計値 (Free Vortex, 50% reaction at root, NACA 65-010)

半 径 比	0.714	0.786	0.857	0.929	1.00	
半 径 $r$ m	0.125	0.138	0.150	0.163	0.175	
軸 流 速 度 $C_a$ m/s	5.73	5.73	5.73	5.73	5.73	
動	周 速 $U$ m/s	9.163	10.038	10.996	11.782	12.829
	相 対 流 入 速 度 $W_1$ m/s	8.914	9.803	10.713	11.512	12.543
	相 対 流 出 速 度 $W_2$ m/s	6.187	6.916	7.809	8.688	9.800
	入 口 周 方 向 成 分 $W_{u1}$ m/s	6.828	7.956	9.050	9.936	11.161
	出 口 周 方 向 成 分 $W_{u2}$ m/s	2.335	3.872	5.306	6.530	7.952
	相 対 流 入 角 $\beta_1$	50°0'	54°14'	57°40'	60°09'	62°49'
	相 対 流 出 角 $\beta_2$	22°10'	34°03'	42°48'	48°44'	54°13'
	設 計 転 向 角 $\theta_d$	27°50'	20°11'	14°52'	11°25'	8°36'
	翼 弦 長 $l$ mm	40	37.5	35	32.5	30
	翼	ピ ッ チ ( $z=30$ ) $t$ mm	26.18	28.80	31.42	34.03
	ソ リ デ ィ テ ィ $\sigma (=l/t)$	1.528	1.302	1.114	0.955	0.819
	そ り $C_{l0}$	1.40	1.14	0.89	0.76	0.70
	設 計 流 入 角 $\alpha_d$	17°24'	13°51'	10°48'	8°48'	7°39'
	食 違 い 角 $\xi$	32°36'	40°23'	46°52'	51°21'	55°10'

第 4-3 表 つづき

半 径 比		0.714	0.786	0.857	0.929	1.00
半 径 $r$ m		0.125	0.138	0.150	0.163	0.175
軸 流 速 度 $C_a$ m/s		5.73	5.73	5.73	5.73	5.73
静	流 入 速 度 $C_1$ m/s	8.914	8.447	8.075	7.774	7.524
	流 出 速 度 $C_2$ m/s	6.187	6.109	6.052	6.005	5.968
	入口周方向成分 $C_{u1}$ m/s	6.828	6.207	5.690	5.252	4.877
	出口周方向成分 $C_{u2}$ m/s	2.335	2.123	1.946	1.796	1.668
	流 入 角 $\alpha_1$	50°	47°17'	44°48'	42°31'	40°24'
	流 出 角 $\alpha_2$	22°10'	20°17'	18°46'	17°24'	16°14'
	設 計 転 向 角 $\theta_d$	27°50'	27°00'	26°02'	25°07'	24°10'
	翼 弦 長 $l$ mm	35	35	35	35	35
	ピッチ ( $z=30$ ) $t$ mm	26.18	28.80	31.42	34.03	36.65
	ソリディティ $\sigma (=l/t)$	1.337	1.215	1.114	1.028	0.955
そ り $C_{l0}$	1.56	1.56	1.53	1.49	1.46	
設 計 流 入 角 $\alpha_d$	17°42'	16°48'	15°42'	14°45'	13°54'	
食 違 い 角 $\xi$	32°18'	30°29'	29°06'	27°46'	26°30'	
入 口 案 内 翼	流 入 速 度 $C_a$ m/s	5.73	5.73	5.73	5.73	5.73
	流 出 速 度 $C_2$ m/s	6.187	6.109	6.052	6.005	5.968
	出口周速度 $C_{u2}$ m/s	2.335	2.123	1.946	1.796	1.668
	流 入 角 $\alpha_1$	0°	0°	0°	0°	0°
	流 出 角 $\alpha_2$	22°10'	20°17'	18°46'	17°24'	16°14'
	設 計 転 向 角 $\theta_d$	-22°10'	-20°17'	-18°46'	-17°24'	-16°14'
	翼 弦 長 $l$ mm	37.5	37.5	37.5	37.5	37.5
	ピッチ ( $z=24$ ) $t$ mm	32.7	36.0	39.3	42.55	45.8
	ソリディティ $\sigma (=l/t)$	0.873	0.960	1.047	1.134	1.222
	そ り $C_{l0}$	1.055	1.015	0.975	0.930	0.875
設 計 流 入 角 $\alpha_d$	15°30'	14°30'	13°45'	13°00'	12°15'	
食 違 い 角 $\xi$	-15°30'	-14°30'	-13°45'	-13°00'	-12°15'	
出 口 案 内 翼	流 入 速 度 $C_2$ m/s	6.187	6.109	6.052	6.005	5.968
	流 出 速 度 $C_a$ m/s	5.73	5.73	5.73	5.73	5.73
	流 入 角 $\alpha_1$	22°10'	20°17'	18°46'	17°24'	16°14'
	流 出 角 $\alpha_2$	0°	0°	0°	0°	0°
	設 計 転 向 角 $\theta_d$	-22°10'	-20°17'	-18°46'	-17°24'	-16°14'
	翼 弦 長 $l$ mm	35	35	35	35	35
	ピッチ ( $z=30$ ) $t$ mm	26.180	28.798	31.416	34.033	36.652
	ソリディティ $\sigma (=l/t)$	1.337	1.215	1.114	1.028	0.955
	そ り $C_{l0}$	1.00	1.00	1.00	0.98	0.93
	設 計 流 入 角 $\alpha_d$	12°48'	12°08'	11°36'	10°54'	10°06'
食 違 い 角 $\xi$	9°22'	8°09'	7°10'	6°30'	6°08'	

いる NACA 65-010 を選び、工作および強度上の点より後縁半径が翼弦の 1% になるように基本翼型を修正してある (第 4-2 表)\*. このようにして設計した、各翼の設計値を第 4-3 表に、また代表的な速度三角形を第 4-1 図に示す. なお入口案内翼はその設計線図から、その他の翼はいわゆるカーペット線図から、それぞれの翼のそり ( $C_{10}$ ), 設計迎え角 ( $\alpha_d$ ) およ



第 4-1 図 翼根本及び翼端の速度三角形

第 4-4 表 Zweifel による空力負荷係数  $C_\theta$

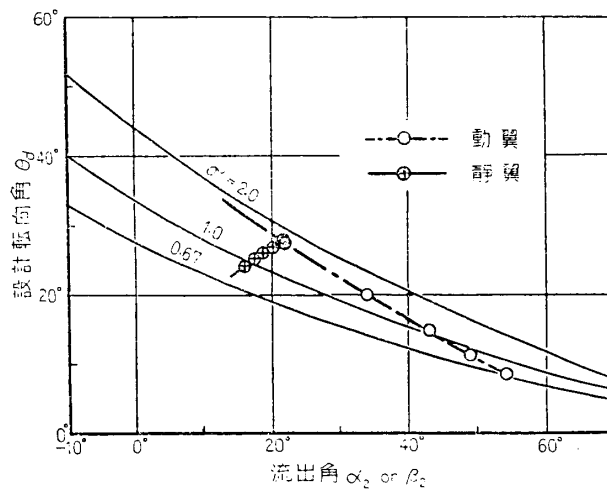
半 径 比	0.714	0.786	0.856	0.925	1.00
動 翼	1.127	1.080	1.012	0.819	0.910
静 翼	1.288	1.279	1.263	1.255	1.245

$$C_\theta = 2 \frac{t}{l} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos \alpha_m} < 1.35$$

び翼取付け角 ( $\xi$ ) を逐次求めることができる. なお第 4-3 表に示すように動, 静翼のそりの値はかなり大きいので, まず Zweifel の空力負荷係数 ( $C_\theta$ ) を求めて見ると第 4-4 表のように, いずれも 1.35 以内におさまっており, また流出角 ( $\alpha_2$  or  $\beta_2$ ) に対する設計転向角 ( $\theta_a$ ) の関係を Howell の曲線と比較して見ると, 第 4-2 図に示すように, 動, 静翼いずれも一応妥当な値を示していることがわかる.

**翼の材料ならびに加工:** 水回転翼列試験機の翼は, 軸流圧縮機に準じて設計されているので, 普通の水ポンプの翼に比べ翼面荷重が大きく, とくに本試験機のように非定常流れのもとで主として運転するものでは翼材料の強度, および耐蝕性に対して充分考慮が払われねばならない. まず最も苛酷な条件で作動すると思われる動翼の応力について検討して見よう.

\* NACA RM L 51 J16



第 4-2 図 Howell 方法による吟味

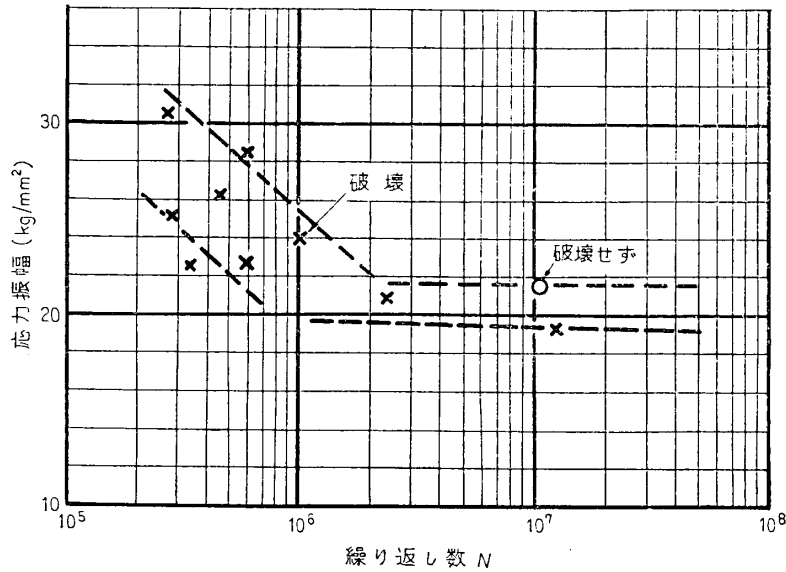
いま翼に作用する流体力を概算してみると、最大 9.5 kg 程度となり、翼根本断面に生ずる静的曲げ応力は約 4 kg/mm<sup>2</sup> となる。しかしながら翼の破壊は静的荷重によるものではなく、むしろ繰り返し荷重による疲労破壊がほとんどである。両荷重の換算としては、すでに報告した単段軸流圧縮機における静的曲げ応力 1.2 kg/mm<sup>2</sup> の場合、最大繰り返し応力 2.8 kg/mm<sup>2</sup> (片側振幅) という実験結果 [9] を参考にし、結局約 18 kg/mm<sup>2</sup> の疲労限をもちしかも水中での耐蝕性のすぐれた材料を選ばねばならない。さらに製作上精密鑄造が最も好都合と判断されたので、シルジン青銅第 2 種に決定し、すべての翼をこの材料で鑄造した。まず材料成分を分析した結果第 4-5 表のように JIS 規格に合致しており、しかも 0.2% 以上あると機械的強度に悪影響を及ぼす鉄も 0.1% 以下であることがわかった。また翼と同時に製作した強度試験用テストピースの引張り試験結果を第 4-6 表に、疲労試験結果を第 4-3 図に示すが大体われわれの要求が満たされている。

第 4-5 表 翼材料 (シルジン青銅第 2 種) の分析結果

成分	Cu %	Si %	Zn %	Fe %	Mn %	不純物
サンプル 1	80.11	4.49	14.98	0.07		
サンプル 2	80.12	4.48	14.75	0.09		
JIS 規格	78.5~82.5	4.0~5.0	14.0~16.0			0.6 以下

第 4-6 表 翼材料 (シルジン青銅第 2 種) の機械的性質

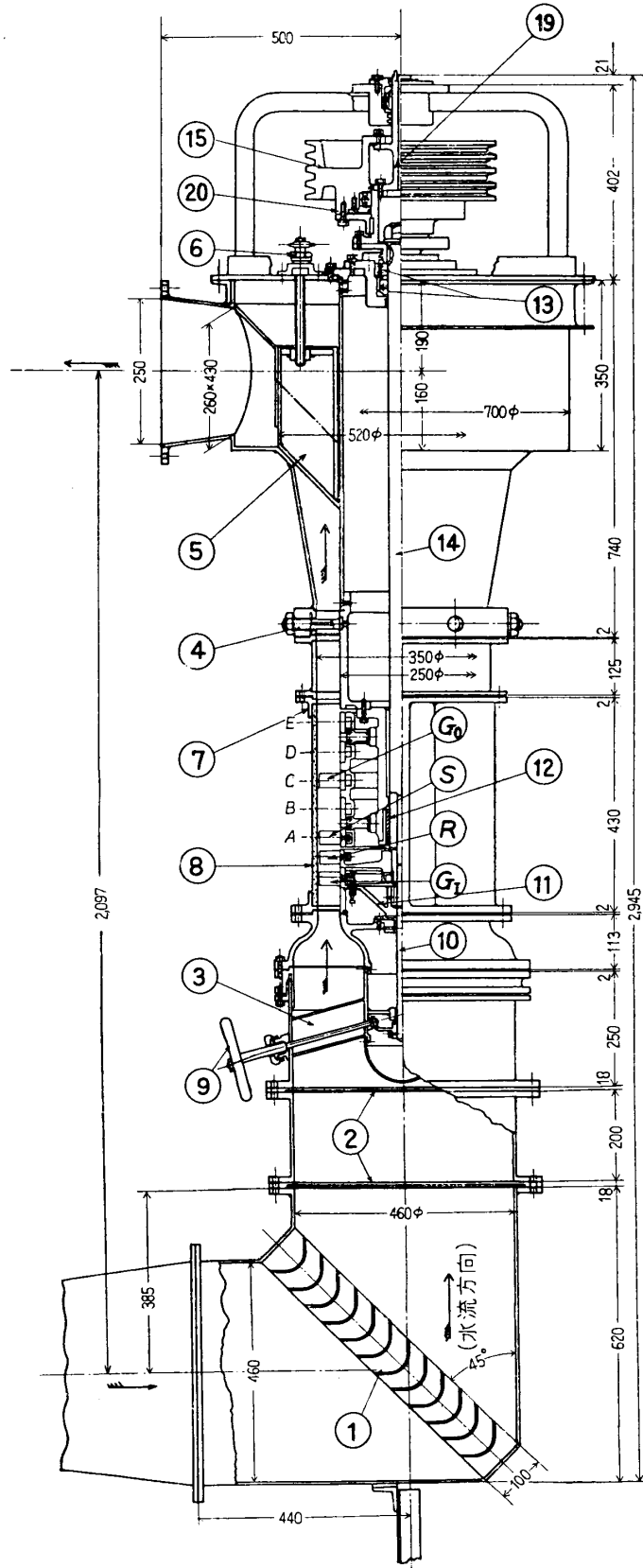
	抗張力 $\sigma_B$ kg/mm <sup>2</sup>	伸び率 (%)	ブリネル硬度 $H_B$	疲労限度 kg/mm <sup>2</sup>
サンプル 1	52.98	19.5	52.98	~19
サンプル 2	54.14	14.9	54.14	
規格	45 以上	12.0		



第4-3図 翼材料(シルジン青銅第2種)の疲労試験

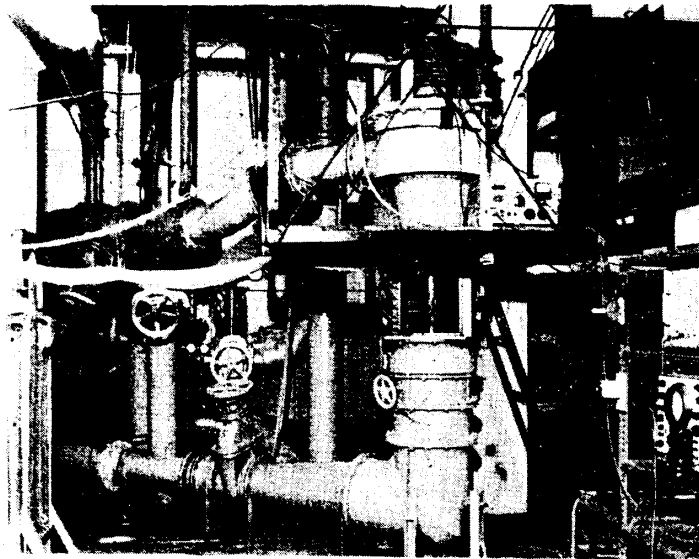
精鑄した各翼の断面は、検査の結果一応希望の精度を示していた。しかしボス部に取付ける柄の部分には旋盤加工しなければならず、この点かなりの苦心を要した。とくに翼端加工に当っては、各翼列ともボス部に取付けた状態で、高速回転、微少送りの旋盤加工で精度よく仕上げ、プラスチックのケーシングとの間隙をほぼ 0.2~0.3 mm に収めることができた。

**試験機の構造:** 試作した水回転翼列試験機の構造は第4-4図に示してある。本機は前述のように流線観察の便を考えて壺型とし、水はサージタンクからベンチュリー管を経て、コーナーベーン①により上向きに曲げられ整流用金網②(20および30メッシュ)を経て試験機本体に入る。なお入ロストラット③は6本で流線型の断面とし、後流への影響を少なくしてある。環状部の流れは、面積比 3.17 に縮流された後測定部に入る。その下流には円柱状の出口ストラット④(12本)があり、流れはディフューザ部を経て円錐状の絞り弁⑤を通る。この弁は測定部の流れを乱すことなく、運転中連続的に微動調整ができる。測定部ケーシングは流れの観察のために二つ割りの金属製わく⑦に取り付けられた厚さ 12 mm の透明アクリル樹脂板⑧で作られており、わくの幅を除いてほぼ全周から観察が可能である。また観測用窓の曇りを防ぎ、かつケーシング曲率による反射をさけるために、一つのわくの外側には水をはるための同じ樹脂板で作られた箱が取り付けられる次に入口案内翼⑨(24枚)はハンドル⑨の操作により傘歯車、駆動軸⑩、平歯車⑪およびウォーム歯車を介して連続的に変角することができ、絞り弁開度一定のまま、旋回失速などの発生条件を微調整することもできる。また入口案内翼を除く、動翼、静翼および出口案内翼はいずれも翼ボス部に円板状のカラーを持っており、食違い角を任意に変えることができる。動翼⑫のディスクは、その振れを少なくするためにできるだけ近接しておかれたルーボン製の水中軸受⑬と本体上部の球軸受(ラジアル、およびスラスト)⑬によって支持される中空垂直軸⑭に直結されており、この軸はプーリ⑮、ユニバーサル接手およびVベルトを経て、階上におかれた直流直巻電動機(200 V, 30 HP)によって駆動される。静翼⑯および出口案内翼⑰は二つ割りのリン



第 4-4 図 水回転翼列試験機の構造





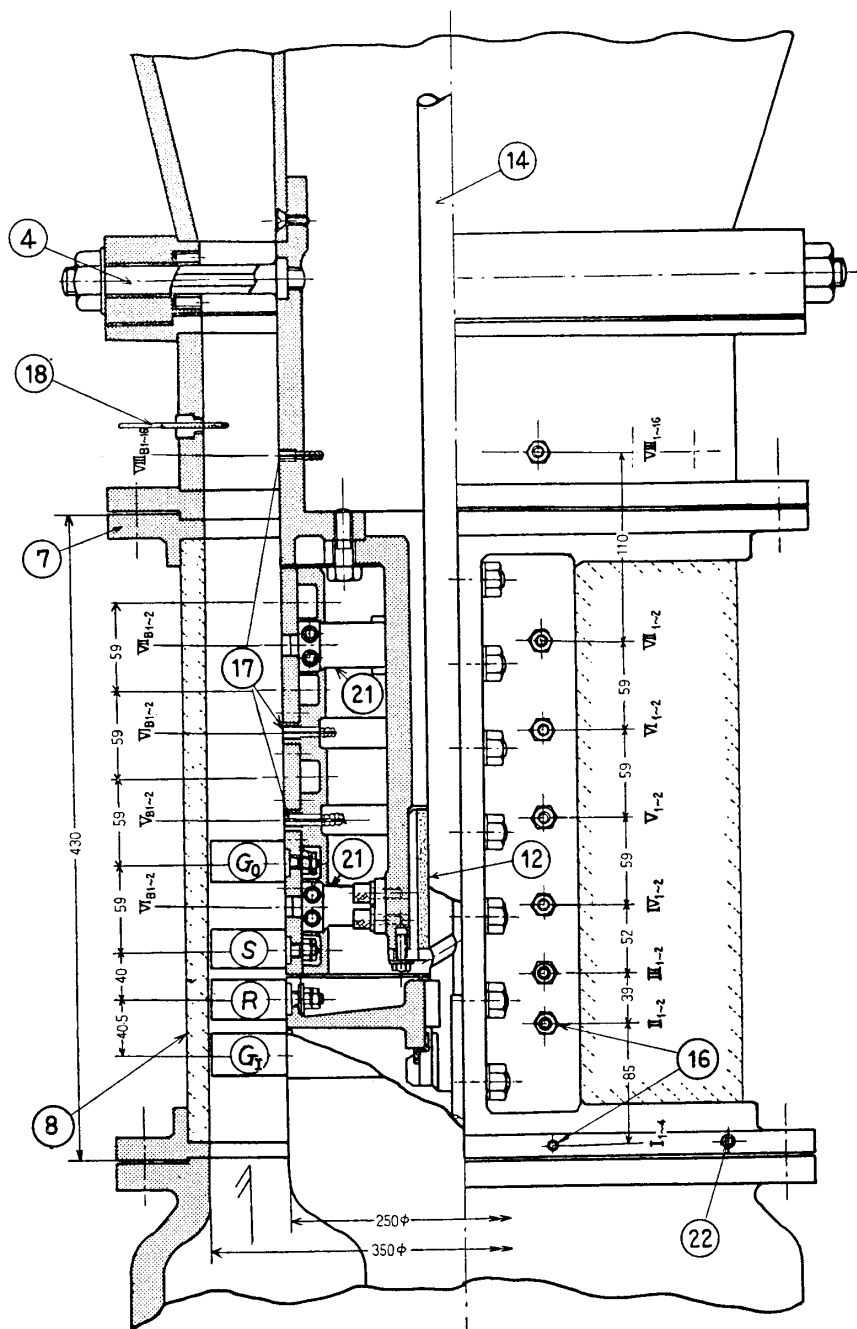
第4-5図 水回転翼列試験の外観

グに任意の食違い角で取付けられるばかりでなく、そのリング位置を第4-4図のA~Eに変えることができ、これで翼列間の干渉を調べることができる。なお本試験機の外観は第4-5図に示す通りである。

**試験機の機能：**本試験機における流量は、すでにのべたベンチュリ管もしくはオリフィス(第3-1図の③)によって測定され、その調整は円錐状絞り弁によって行なわれる。弁の開閉は1HPの交流電動機によりチェーンで駆動され、その開度は0.2%の範囲で調整可能である。動翼の回転数は駆動用プーリ⑮の上面に等間隔に配置された30本のビスとの間の容量変化を、電子管計数器により直読することから測定できる。なお回転数は200~800rpmの間で任意に変えられる。

壁面静圧の測定孔の位置は、第4-6図に詳細に示してある。まず外側ケーシングのわく⑦に設けられた静圧孔⑯は流れ方向にI~VIIIで示される8箇の断面に用意され、入口案内翼の前方(I)では半円周にわたり4箇所、全翼列通過後(VIII)では全円周にそって16箇所、その他は相対した2箇所の壁面静圧が測定できる。なおケーシングにおけるIV~VIII断面に対応するボス部の断面(IV<sub>B</sub>~VII<sub>B</sub>)にそれぞれ2箇所の静圧測定孔⑯が設けてあり、これらからの導管は出口ストラット④の内部を通して外に導かれる。なお流速分布測定用ピトー管や、熱線型流速計または変動圧測定用ピックアップなどは静圧孔⑯と同じ円周上に別のケーシングわくのフランジ面に取りつけられるようになっている。なお、水温は入口および出口ストラット前方に挿入される棒状温度計⑰で測定される。

次に、翼列内の非定常流れとくに large stall の旋回失速を観察する際に、翼の振動破壊の危険が充分考えられるので、動、静翼の数枚に、それぞれ、ストレインゲージをはりつけてある。前者の導線は中空の駆動軸⑭の内部を通して、本体最上部に取りつけられるスリップリングで導き出され、後者は下流ストラット④の内から引き出される。なお動翼のローターの駆動トルクを測定する目的で第4-4図のプーリ⑮の内部に挿入されているトルク測定



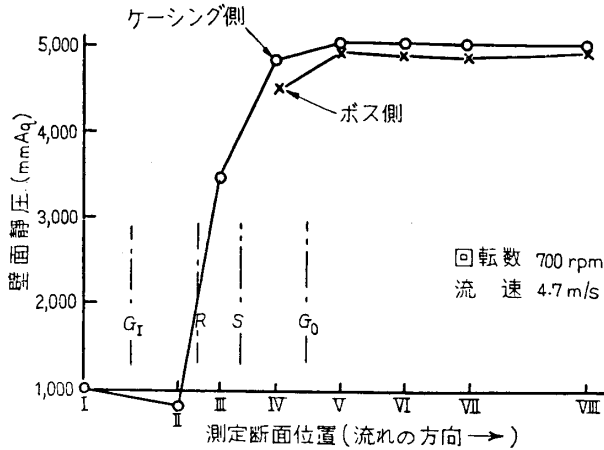
第 4-6 図 壁面静圧の測定位置

軸⑱に同じくストレインゲージが貼付してある。トルクを測定しない場合には、ボルト⑳を固定することにより、プーリからのトルクは軸⑱を経ることなく、直接駆動軸⑭に伝達されるようにしてある。また静翼および出口案内翼にかかる反動トルクを測定するために、これらの翼が固定されている円筒状のボス部は、4枚のりん青銅板ばね㉑（第4-6図）によって支持されており、これら板ばねの曲げ応力から反動トルクが測定できる。

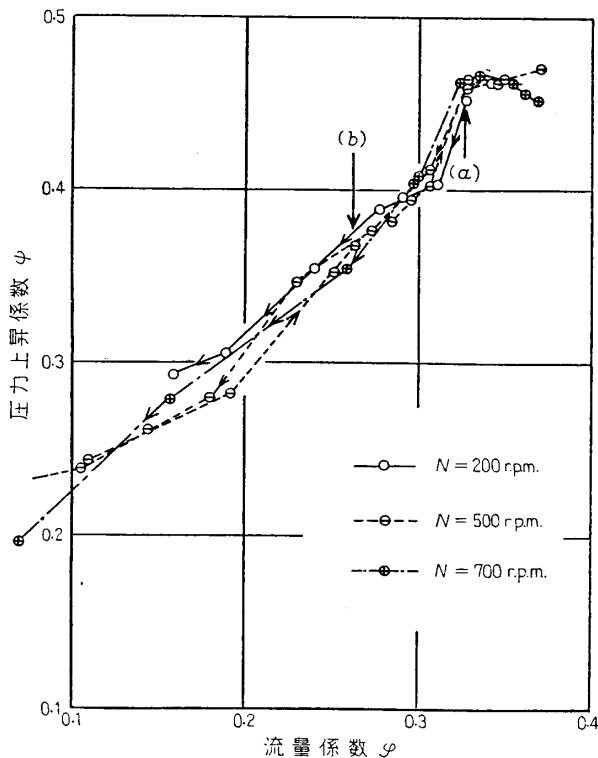
最後に、本試験機の主目的である翼列内部の流れを観察するためには既述のようにケーシ

ングの全円周にわたり透明な樹脂性の観測窓が用意されているが、この他流線可視化のためのプローブ（たとえば、水素気泡発生用の白金電極、または空気気泡供給のための細管）を挿入すべく、第 4-6 図の I 断面上に  $10\text{mm}\phi$  のねじ孔 $\otimes$ 3 箇所が設けてある。流線を写真撮影するためには、スリット光源による特別の照明装置や、個々の動翼に同期するストロボ装置を用意し、また高速度カメラも準備してある。

**予備実験：**本試験機の設計を開始してから約 2 年経てほぼ完成し、一応試運転できる状態に達したので、ととりあえず予備実験を行なったので、それらの二、三の結果をつけ加えて



第 4-7 図 試験機軸方向の壁面静圧分布



第 4-8 図 水回転翼列試験機の特長曲線

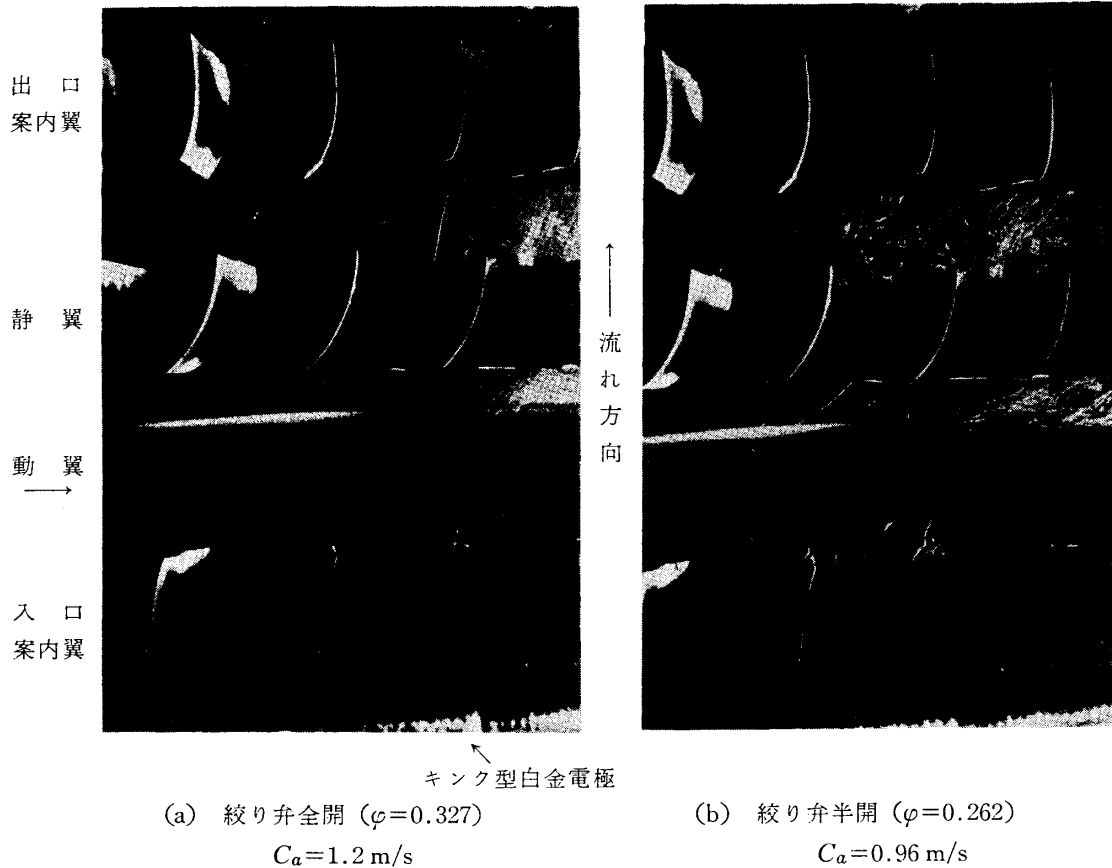
おこう。

サージタンクと本試験機で構成される閉回路での実験（試験機単独運転）を行ない、とりあえず各測定断面における壁面静圧分布を測定した。第 4-7 図によると、設計回転数（700 rpm）絞り弁全開時の圧力分布はほぼ希望通りのものでほとんど問題はなく、ただケーシング側とボス側の対応する壁面静圧はわずかであるが後者の方がやや低い値を示している。流量を絞って stall に入ると当然のことながら壁面静圧はかなりの変動を示した。

次に動翼ローターの回転数を 700, 500 および 200 rpm に変えた場合の特性曲線を第 4-8 図に示す。図は平均軸流速度 ( $C_a$ ) と翼端周速 ( $U_i$ ) との比  $\phi$  を横軸に、断面 I と VII における壁面静圧上昇 ( $\Delta p$ ) と  $U_i$  の動圧との比  $\psi$  を縦軸で示してある。各回転数ともほぼよく一致しており、 $\phi \approx 0.32$  近くから失速に入っていることがわかる。なお絞り弁を逐次閉じ再び開いた場合のヒステリシスはわずかながら認められるが、一応誤差範囲内と考えてよいようである。ただ 200 rpm の場合、絞り弁全開時 ( $\phi = 0.325$ ) の無失速範囲が極めて小さく、わずかに絞り弁を閉じると失速に入る。

また設計回転数における静圧上昇は  $4.0\sim 4.1 \text{ mAq}$ 、そのときの最大流量は約  $0.23 \text{ m}^3/\text{s}$  であっていずれも表4-1 の設計値よりやや低いのが、一応要求通りの性能を示したものと見てよいようである。ただ非失速時 ( $\varphi \geq 0.32$ ) の流量範囲が第 4-8 図から分るように狭いが、この部分はヘッドタンクと直列に試験機を運転するか、または揚水ポンプと直結するならばさらに広げることとも可能と思われる。

最後に翼列内の流線を二三記録したのでその一例を第 4-9 図に示す。図の (a) および (b)



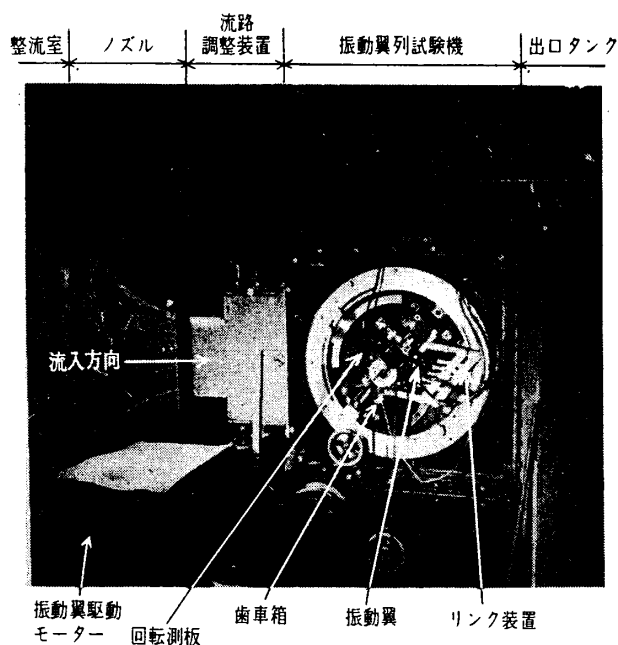
第 4-9 図 翼列間の流線の記録 (回転数 200 rpm)

は第 4-8 図 (a) および (b) の状態でとられたものである。流線観測用のトレーサーとして水の電解による水素気泡を用いるために写真の下方に見えるキンクした白金線電極 ( $l=50 \text{ mm}$ ,  $d=300 \mu$ ,  $\text{pitch}=3 \text{ mm}$ ) に  $1,000 \text{ V}$ ,  $2.1 \text{ A}$  の直流が供給される。なおプローブは断面 I の円周上に 3 箇並列に挿入してある。また流れおよび撮影方向に直角に側面から、棒状の沃素ランプ ( $200 \text{ V}$ ,  $1,500 \text{ W}$ ) のスリット光源 ( $3 \times 150 \text{ mm}$ ) を照射しているため、写真に見られるように、翼間の流線は写すことができず、各翼列間の流線のみが撮影されている。写真は  $f=5.6$ ,  $1/5 \text{ sec}$ , SSS フィルムを増感現像したものである。図 (a) は絞り弁全開の場合で、勿論失速は生じておらず、各翼列における流れ角がほぼ推定できそうである。図 (b) は流量を絞って large stall の旋回失速を生じたと思われる場合であり、動、静翼出口の流線はか

なり乱れており、しかもこの状態で連続的に写真をとると動翼流入角が時間的に変動するの  
が認められた。

### 5. 水振動直線翼列試験機

本試験機は任意の翼列条件のもとで数枚の翼を振動させることのできる独特の振動翼列機  
構を有し、従来達せられなかった他の翼の干渉効果も含めて、振動翼列翼に作用する流体  
力を直接測定し、振動翼の空力的減衰力や境界層の時間遅れなどを調べることを目的とす  
る。試験機は第5-1図および第5-2図のように普通の二次元直線翼列試験機と同じく、翼  
列は二枚の回転板にはさまれており、これを回すと翼列へ入る流入角が変化する。翼列に入  
る流れは翼列の姿勢に応じた位置に調節された端板をもつ流路調整装置部を通して試験機に  
入る。

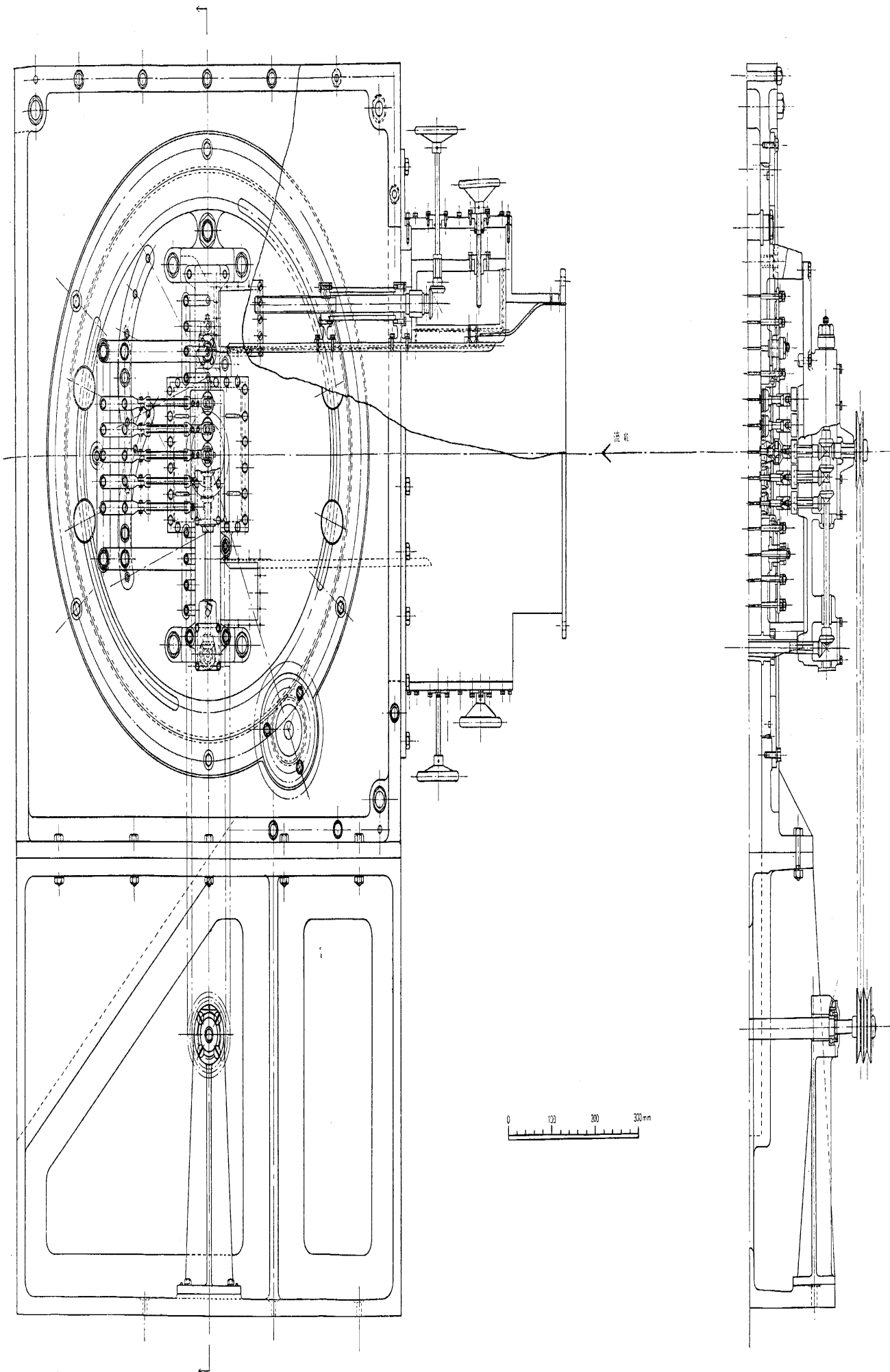


第5-2図 水振動直線翼列試験機

**翼枚数および大きさの決定:** 前にも述べたように翼列の翼は無数枚数  
で、全部振動することが望しいが、  
翼間の相互干渉は距離の二乗に逆比  
例して減少するから数枚の翼を振動  
させるだけでも、測定翼をその中央  
の翼にとれば十分よい近似が得られ  
るものと期待することができる。そ  
こで振動翼を5枚としその両端に静  
止翼を4枚ずつおいて合計13枚の  
翼列とし、流入角を大きく与えた際  
に極端に流路がせまくなって、振動  
翼に対する流路端板の影響をできる  
だけ少なくなるようにした。また実  
験は振動翼のほかに少なくとも2枚  
の静止翼を含む状態で行なえるよ  
うになっている。

翼列ではレイノルズ数が  $3 \times 10^5$  以上であることが望ましいとされ、またアスペクト比は  
圧縮機翼列の場合は3程度であれば二次元流に十分近似する流れをうるといわれているが、  
本試験機では翼強度の点よりレイノルズ数は  $3 \times 10^5$  程度とし、アスペクト比は2とした。  
次に  $k$  (reduced frequency) は純曲げ振動の際空力的に問題になる0.5以下におさえて考  
えるものとし、翼の振動数は機械的に無理なく駆動できると考えられる30 cps以下で実験  
することにした。その結果、取扱上の便利さも考えて、翼弦長30 mm、標準的なソリディテ  
ィ1をもつ翼列とし、第5-1表に示すような諸数値が得られた。

**翼の振動形の選定:** さて翼列の翼に生ずる振動形は純曲げ、純捩れあるいは両者が連成し  
た型とが考えられるが、現在までの翼列および実機での実験結果によると、無失速域あるい



第5-1図 水振動直線翼列試験機

第 5-1 表 水振動直線翼列試験機の仕様

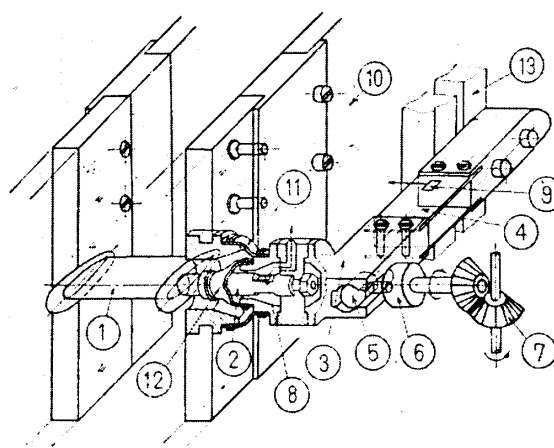
流 量	最大流速 10 m/s (レイノルズ数 $3 \times 10^5$ )		
翼 列	翼 型	NACA 65-(12) 10	
	翼 数	13 うち振動翼 5	
	翼 寸 法	翼弦長×翼幅	30 mm×60 mm
	翼 列 条 件	ピ ッ チ 流入角範囲 食 違 い 角	30 mm (弦節比: 1) -15°~75° -15°~45° (15° 間隔)
振動翼測定範囲	振 動 数	0~30 cps	
	翼間位相差	0~±180°	
	振 幅	0, 2, 3, 4 mm	

は失速域を問わず翼は略純曲げの基本振動型で振動しているといわれており、また振動による翼の破損もこの型の場合が最も致命的な事故をもたらすものである。そこで差し当り純曲げ振動（翼弦に直角方向の振動）翼列を考えることにし、水（純曲げ）振動直線翼列試験機を設計製作したわけである。

しかし近年 V/STOL 用等に用いられる極軽量の高速軸流圧縮機の出現と共に、振り振動による翼破損と考えられる事故が生じており、それに対する研究も強く進められねばならない段階にきているようである。そこでわれわれは振動翼列実験の一環として、純曲げ振動翼列実験に続いて振り振動翼列実験を計画し、現在新たな構想のもとに水（純振り）振動直線翼列試験機を設計中である。

**翼振動機構：**任意の翼列条件において、任意の翼間の振動の位相差および振動数で、純曲げ振動を翼に与える機構を示すことにする。

前述のように翼列中の5枚の翼が振動翼であって、その中央の翼が測定翼になっているが、翼振動機構を測定翼で示したものが第 5-3 図である。測定翼①は片持式で軸②を介してスコッチヨーク部③に固定される。③は翼弦に平行な二枚のバネ板④によって最終的には回転側板⑩につられるわけであって、したがって翼および③は翼弦に直角方向の振動に対してのみ自由度をもつことになり、いわゆる純曲げ相当の振動が翼に与えられることになる。この運動は外部の変速モータにより駆動される歯

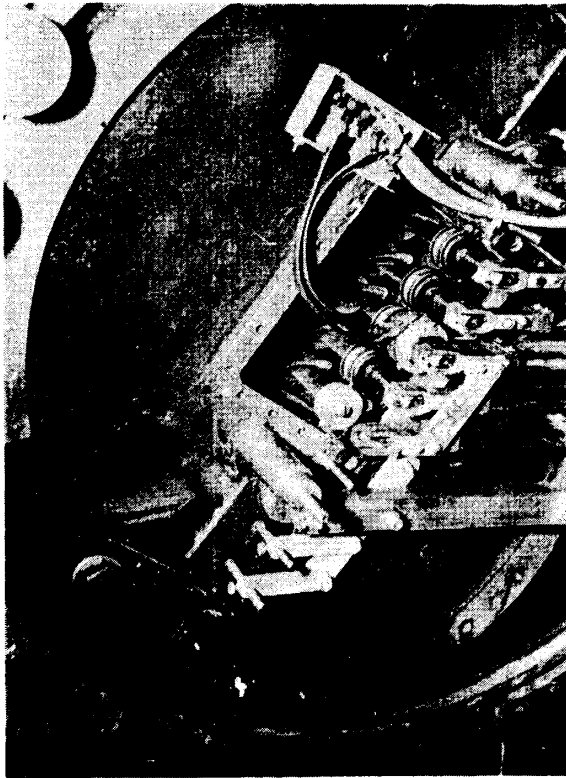


第 5-3 図 水振動直線翼列試験機翼振動機構

車群⑦によってクランク⑥およびすべり子⑤を通して③に与えられる。振動の振幅は偏心の異なるクランクを交換することによって、位相差はクランクの固定位置を任意に変えることによって、また振動数はモータの変速によってそれぞれ変えることができ、各種の振動状態を作ることができる。

流体力の測定は片持軸②の根元にひずみゲージ⑧を2枚はって翼弦に直角方向（振動方向）の力のみを測定するようになっており、翼弦方向の力の成分は純曲げ振動の減衰に無関係であるから差当り二次的なものとして測定しないことにした。翼の変位は平行ばね板にひずみゲージ⑨をはって求めている。翼の軸が回転側板を貫通する孔はゴム膜⑩によって漏水を防ぎ、軸のひずみゲージ部分はゴム膜⑫によって防水されている。また翼は軸が回転側板を貫通する孔や壁との間隙の影響を少なくするために翼形状の薄い端板をもっており、二次元性を保つようにしてある。

測定翼以外の振動翼は測定部分がないことと、軸が翼の両端についていて同期した歯車群によって両側で駆動されることが上述の測定翼と異なる点である。当初測定翼も両端駆動に



第5-4図 水振動直線翼列試験機の振動翼取付状態

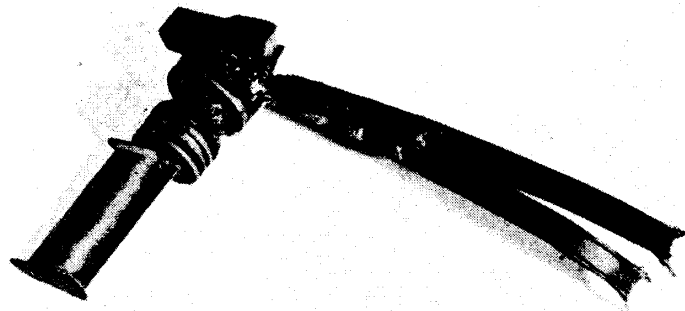
したが、両側の運動が完全に一致せず、わずかの不整合のために軸がこじれてほとんど測定できない状態であったので、やむを得ず測定翼のみ片持翼としてそれを避けたわけである。翼列全体に食違いを与えるにはリンク機構⑬を用いている。

回転側板の振動翼部分はアクリル樹脂製ガラス窓で、内部の翼振動状態が観察できるようになっており、さらにこの窓は二つ割りになっているので半分を取りはずして振動翼の調整、検査をすることができる。第5-4図は透明ガラス窓を半分とり去って試験機にセットされた振動翼を見たものであり、第5-5図は振動翼をとりはずして示したものである。

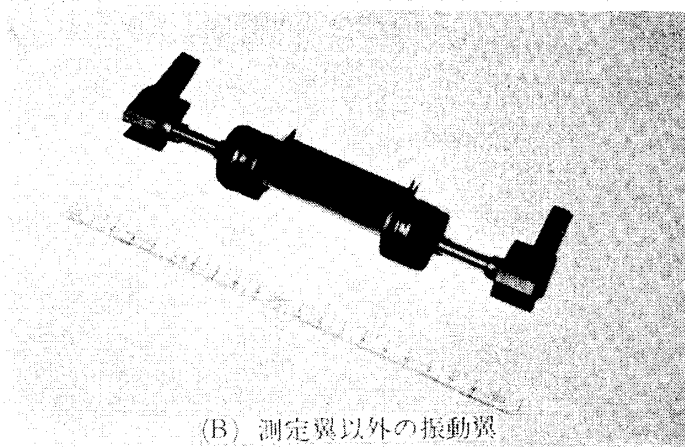
なお静止翼はちょうど流路幅相当のスペンをもっており、その端は回転側板と接触し、その軸は両側より回転側板を貫通してリンク装置に固定されて振動翼とともに食違いが与えられるようになっている。

**水振動直線翼列試験機の測定法および検定法：**本試験機で測定するものは翼の振動数、変位および翼に作用する流体力である。測定回路は第5-6図に示してあるが次にその各々につ



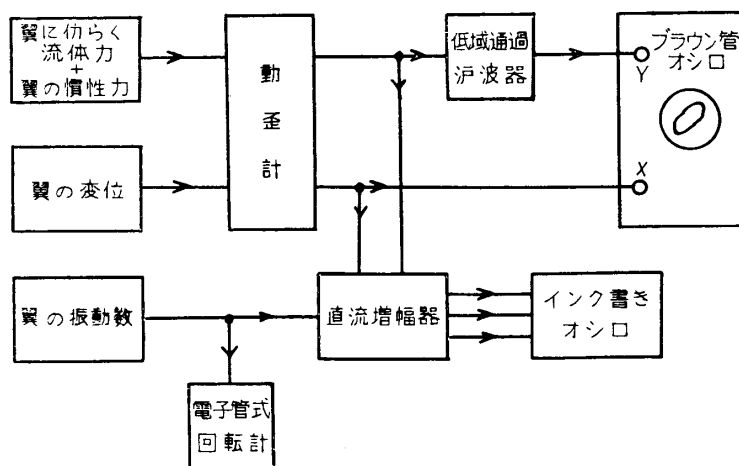


(A) 測定振動翼



(B) 測定翼以外の振動翼

第 5-5 図 振 動 翼



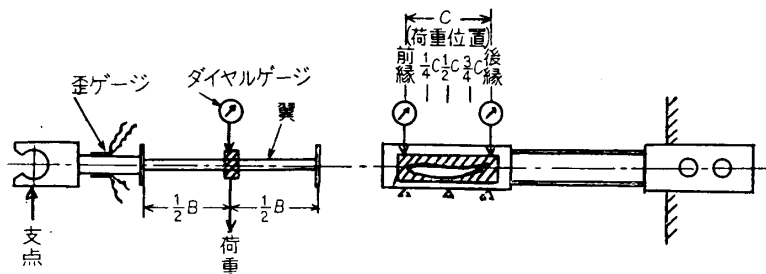
第 5-6 図 測 定 回 路

いて述べる。

翼の振動数は振動翼駆動歯車群（第 5-3 図 ⑦）をまわすプーリのまわりに 6 本のピンをつけ、それが一つの磁場を通過する回数をパルスカウンタで数えさせる。翼の変位は翼をついた平行ばね板に 2 枚のひずみゲージをはって測定する。翼の変位に対しひずみゲージの出力が十分直線的関係をもたねばならないが、それは翼あるいはスコッチヨーク部の変位をダイヤルゲージで読みながらひずみゲージ出力を求めることによって調べられる。翼列に入る流れの速度は翼列上流で全圧および静圧を測定することによって求めている。

さて前述のように、試験機は振動翼に作用する空力的減衰力を求めることを主な目的としているから、差当り純曲げ振動をする翼に作用する空力的減衰力すなわち翼弦に直角方向の流体力成分のみを測定し、翼弦方向の力や翼に作用するモーメントなどは、二次的なものであるので省略することにし、測定を簡略にすることにした。そこで翼弦に直角方向の力を測定するために、測定翼の片持軸の根元にストレインゲージをはり、それとひずみ計内蔵のものとで Wheatstone bridge を構成する。これらのひずみゲージはゴム膜や蠟によって十分防水されている。特に流体力測定用ひずみゲージは非常に微小な変動流体力を測定するためにひずみ計の利得を一杯にあげて使用しており、振動あるいは液滴の付着によって回路の容量バランスがくずれやすいので防水に対しては十分に注意し、リード線としては比較的上述の原因によるバランスのくずれがないテレビアンテナ線を使用している（第 5-5 図参照）。

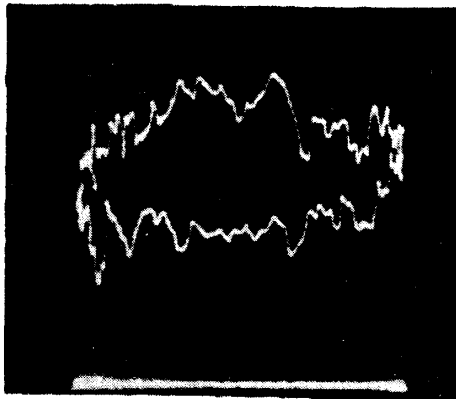
変位および流体力のひずみゲージの出力はひずみ計によって増幅された後、低周波炉波器をへてブラウン管オシロスコープにいれられ、さらに直流増幅器を通してインク書きオシログラフに入れる。



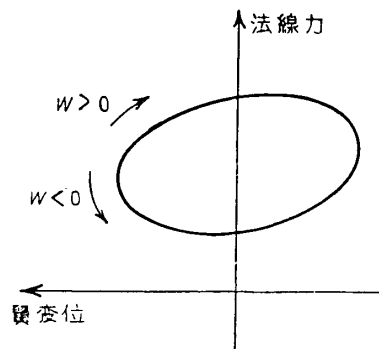
第 5-7 図 振動翼の荷重検定および剛性試験

流体力測定用ひずみゲージの検定は第 5-7 図のように翼のスパンの midpoint に荷重をかけてゆくことによって行なう。この時空力中心の位置の変動によってひずみゲージ出力は変化してはならないが、その検査は図に示すように翼弦方向の前縁、1/4 弦長点、1/2 弦長点、3/4 弦長点、および後縁等の各位置に荷重をかけかえてひずみゲージの出力を調べることによって行なうことができる。また翼弦方向の力の法線力成分への影響もないことを確認しなければならない。われわれの経験では、空力中心の移動による出力変化は微少で荷重とひずみゲージ出力の間には十分直線的関係が成立ち、また翼弦方向の力の影響も十分無視することができた。

さて測定の手順を要約して示すことにする。まず試験装置より水を抜き、測定回路を調整後翼を所定の振動数で振動させて記録をとる。翼の空気に対する質量比は非常に大きい(500以上)から、この場合近似的に翼の慣性力が測定される。翼に何らかの機械的摩擦あるいはこちれなどがはたらいっているか否かもこの時調べられる。次に水をいれて静水状態で翼が水につかったために生じた浮力に相当する測定回路のバランスのくずれれを打消し、所定の振動数で振動させて水中における翼の見掛けの質量の記録をとる。しかる後水を所定の速度で流し、まず静的な流体力の測定を行なってから翼を振らせて変動流体力の測定を行なう。このような手順を任意の翼列条件(食違い角, 流入角等)および振動翼条件(隣接翼との振動の位相差, 振動数)に対して繰返し行なうわけである。このようにして測定した力は流体力のほかに翼の慣性力を含んでいるので、流体力のみを求めたい場合は前に求めてある翼の慣性力を差引くか、加速度計を用いて電氣的に差引いて測定せねばならない。本装置では後者の方法は行なっていない。



翼列食違い角:  $0^\circ$   
 流入角:  $10^\circ$   
 隣接翼との位相差:  $60^\circ$   
 (背面側の翼が位相遅れの時)  
 reduced frequency:  $k=0.08$



$W$ : 空力的減衰力

第 5-8 図 振動翼列に作用する空気力のブラウン管測定例

最後に記録例としてブラウン管オシロの場合を第5-8図に示すことにする。ブラウン管のX軸には変位を、Y軸には法線力(流体力+翼慣性力)がいてある。このループに囲まれた面積が、翼が流体から受けるエネルギーに相当し、そのエネルギーの正負によって翼の振動が減衰するか発散するかがきまる。

## 6. むすび

ここ十年来、翼列における非定常現象特に旋回失速と失速フラッタに対して研究の目が向けられ、数多くの貴重な成果が得られてきた。しかし何分剝離を含む現象の複雑さのゆえに十分に説明されたわけではなく、したがって研究を新に進展させ、あるいは高性能翼列に対する設計資料を得るためにも、旋回失速中の流れの状態を調べたり、振動翼列に作用する空

力的減衰力を詳細に求めることが強く望まれてきたわけである。そしてわれわれは、これらの要望に応えるべく、いろいろの検討を加えた結果、すでに述べたように、流線の可視化による非定常現象の解明を目的として水回転翼列試験機を、また一般に失速を含む振動翼列の空力的減衰力を測定することを目的として水振動直線翼列試験機を設計試作し、所期の性能で作動することを確認した。これらの設備を用いて各種の実験が現在進行中である。たとえば水振動直線翼列試験機では NACA 65-(12)10 の翼列の空力的減衰力の測定結果が得られており、引き続き翼振動機構を改良した同型の2号機を試作し、二重円弧翼列について同様の実験を進めているので近く報告できる予定である。またこれらの振動翼列試験機は、いずれも曲げ振動のみを行なうものであるが、その後振れ振動によると思われる翼の破損が経験されているので、新に振れ振動用の同様な試験機を製作することを計画し、目下設計中である。また水回転翼列試験機については、ここに示した予備実験と平行して、流線可視化のトレーサとして水の電解による水素気泡に関する実験を、主として観察用小型水路を用いて行ない、使用白金電極の形状、寸度や使用電源などにかかなりの改善を加えた結果、従来流速 0.6 m/s 程度までであった本方式が少なくとも 7 m/s の流線の観察が可能となり、それらの結果も近く発表できる段階になっている。したがって本来の水回転翼列試験機による旋回失速の観察は、これらトレーサに関する実験を基礎にして目下着々と準備中である。

このように翼列における非定常現象に対して独自の方法で解明を進めているが、この報告が、多少なりとも研究者各位の興味を引き、あるいは参考資料ともなれば幸いである。

## 謝 辞

数年にわたって建設されてきた回流水路関係の設備が、一応の完成を見ることができたのは、福井伸二 前所長、谷 一郎 現所長のご理解あるご援助のお蔭であり、また油井事務長にもいろいろお世話になった。

またこれらの一連の試験設備を企画するについては八田桂三教授の示唆によるところが多く、試験機の設計に当っては田中英穂教授および工学部航空学科の岡崎卓郎教授、高田浩之助教授の有益なご助言をいただいた。また設計、製図には八田研究室の北村菊雄技官をはじめ各位のご助力に負うところが多い。なお、水回転翼列試験機の翼の製作ならびに翼材料の分析には東芝機械製作所の朝倉行一氏、山本治利氏のなみなみならぬご協力を得、翼の加工に際しては、もと原動機部（現在上智大学工学部）の本多元次郎氏を、また翼材料の試験には、材料部の清野次郎氏、高田信宏氏をわずらわした。

このように極めて多くの方々のご協力ご援助のたまものであり、ここに記して厚く感謝の意を表したい。

1963 年 8 月 5 日 原動機部

## 文 献

[1] たとえば

Emmons, H. W., Pearson, C. E., Grant, H. P.: Compressor Surge and Stall Propagation. Trans. ASME, Vol. 77, No. 4, May 1955.

Iura, T., Rannie, W. D.: Experimental Investigations of Propagation Stall in Axial-Flow

- Compressors. Trans. ASME, Vol. 76, No. 3, Apr. 1954.
- Stenning, A. H., Kriebel, A. R., Montgomery, S. R.: Stall Propagation in Axial-Flow Compressors. NACA TN 3580, June 1956.
- 高田浩之: 多段軸流圧縮機の旋回失速, 航研集報 第2巻 第6号 1961年6月.
- [2] Stenning, A. H., Seidel, B. S., Senoo, Y.: Stall Propagation in a Cascade of Airfoils, MIT, GTL Rep. No. 41, Aug. 1957.
- [3] Pearson, H.: The Aerodynamics of Compressor Blade Vibration. 4th Anglo-American Aeronautical Conference, 1953.
- [4] Carter, A. D. S., Kilpatrick, D. A.: Self-Excited Vibration of Axial-Flow Compressor Blades, Proc. Inst. Mech. Engr., Vol. 171, No. 7, 1957.
- [5] Halfman, R., Johnson, H. E., Haley, S. M.: Evaluation of High Angle-of-Attack Aerodynamic Derivative Data and Stall Flutter Prediction Techniques, NACA TN 2533, 1951.
- [6] Schnittger, J. R.: Single Degree of Freedom Flutter of Compressor Blades in Separated Flow, J. Aeron. Sci., Vol. 21, No. 1, 1954.
- [7] Lambourne, N. C., Pusey, P. S.: Some Visual Observations of the Effects of Sweep on the Low-Speed Flow over a Sharp-Edged Plate at Incidence. R. & M. No. 3106, 1959.
- [8] Clutter, D. W., Smith, A. M. O.: Flow Visualization by Electrolysis of Water, Aerospace Engg, Jan. 1961.
- [9] 浅沼, 斎藤, 山川: 小ボス比軸流圧縮機に関する実験 (第2報) 航空研究所集報, 第3巻 第2号, 1962年6月.