

# 小ボス比軸流圧縮機に関する実験

## 第2報 主として翼の振動応力について

浅 沼 強  
斎 藤 芳 郎  
山 川 八 郎

Experiments on an axial-flow testing compressor  
with small boss-ratio

2nd. Report, Vibratory stresses of blades

By

Tsuyoshi ASANUMA, Yoshiro SAITO  
and Hachiro YAMAKAWA

**Abstract:** Experiments on new rotor blades in a single-stage axial-flow compressor with hub-tip ratio of 0.3, which have previously suffered rotor blade failures during its initial test of rotating stall, are carried out. Both moving blade rows show a large disagreement in the pressure-rise characteristics, particularly hysteresis of rotating stall process, while having almost similar distribution of internal flow.

Alternating stresses on moving and stationary blades are measured by strain gauge method under several flow conditions. The tests on rotor blade are used to indicate the possibility of high dynamic stresses which is occurring as soon as a large rotating stall of single cell appears and is so sufficient to cause the previous fatigue failure of rotor blade.

Contrary to expectation, the similar tests on stator blade show that its vibratory stress is found to be more extensive even when the compressor runs under the normal or designed condition without such a rotating stall. A number of experimental measurements of flow distribution and damping force are obtained by changing the stagger angle of stator blades. It is seen that a considerable excitation is present near the hub side of stator blade due to the local separation of flow even at the engine design point and, in addition, the stator blades setting at the normal stagger angle has little aerodynamic damping for flexure vibration just like in the case of stall flutter.

### 概 要

新しい動翼が準備されたのを機会に、新、旧動翼による流速分布や特性曲線の様子を比較するとともに、三次元流れを伴う内部定常流れや非定常流れ、とくに旋回失速に及ぼす入口整流格子や静翼の影響を明らかにした。

さきに旋回失速の実験中動翼が折損し、その折損が疲労によるものであることを確認するため、もともと小ボス比の翼の振動の実態を明らかにする必要があるが痛感されていたので、引きつづき動、静翼の振動を記録しかつその応力を測定した。その結果、動翼は旋回失速に入るやその振動応力は急増し、その値が疲労試験の結果とよく一致するので、旋回失速もしくは失速フラッタに基く疲労折損であることが確認された。

また静翼については、絞りを全開すなわち設計点においてすでに予想に反して大きな振動応力を生じていることがわかった。よって静翼の取付け角を変えて実験を行い、その結果、全開時においても翼静ボス部の流れはすでに剝離しており、またこの際の空力的減衰も失速フラッタの場合のようになりに小さく、そのため静翼に著しく大きな振動応力を生ずる場合もあることがわかった。

## 緒 言

大流量、高圧力比の軸流圧縮機の初段、もしくは低圧力比大流量の軸流送風機を想定して、とくにボス比 0.3 という単段回転翼列試験機を作製し [1]、その内部定常流れの様子や旋回失速についてはすでに詳細に報告してある [2]。

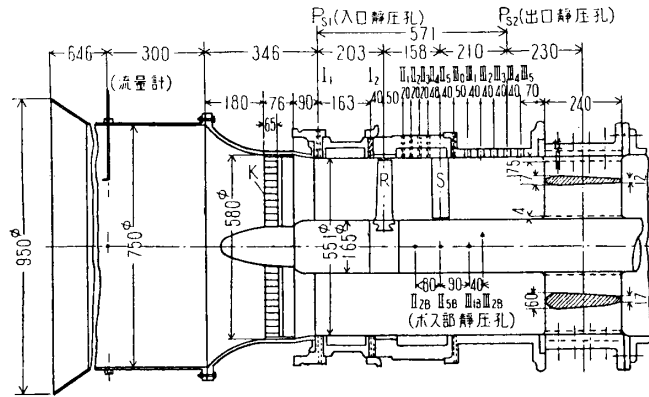
元来小ボス比のため翼は長く、これだけでも振動的にはかなりつらくなるが、たとえば大流量高圧力比でしかも軽量化がとくに重視される V/STOL 用のリフトエンジンなどでは、当然圧縮機の高速化に伴い翼はますます薄くなり、またその軸長を短くするため翼弦も切りつめられる傾向にある。そのため圧縮機翼の設計は振動の面からいよいよ困難の度を加へ、翼の振動による破壊もまた当面の重要な課題となりつつある。

圧縮機の翼の振動を誘起する原因はいろいろあるが、なかでも多くの振動破損の主因と考えられている非定常流れの現象、たとえば旋回失速や失速フラッタなどについては、すでに多くの理論もしくは実験的研究により漸次それらの実態が明らかにされつつある。また翼の振動およびその応力も、実機もしくは翼列風洞をもちいて、動翼 [3][4][5] または静翼 [6][7] につき実験されている。ただこれらの実験はいずれもボス比 0.4 以上のものであり、0.3 という小ボス比の翼についての実験は見当らないようである。また前報 [2] にのべたように、旋回失速の実験中、動翼が折損したので、とりあえず動、静翼の振動の様相を明らかにすると共に、それらの振動応力を実測して、折損の実態を解明しておく必要に迫られていたが、幸い、新しい動翼が用意されたので一連の実験を行ない、その結果を報告する。すなわちまづ新、旧動翼を取付けた際の比較試験および、折損の原因とも考えられる旋回失速など内部流れに関する実験結果につき述べる。次に、動翼の振動応力の実測値から、前報における疲労破損とする推定の適否を検討し、また静翼の振動応力が予想に反して高い事実を指摘し、その原因につき若干の考察を加えてある。

## I. 内部流れについて

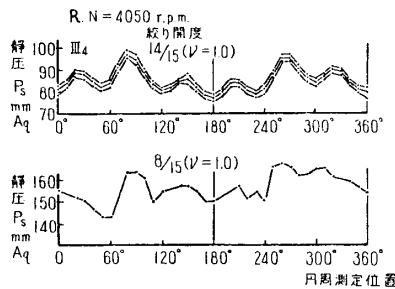
### 1. 実験装置と方法

使用した単段回転翼列試験機は、第1図に示すものであり前報と同じである。図には各計測器の測定位置や壁面静圧孔の位置および動、静翼の取付け位置などが示してある。ただ動翼折損後、一二の改造が加えてある。まづ静翼後方の出口ストラット部が、図の点線で示す

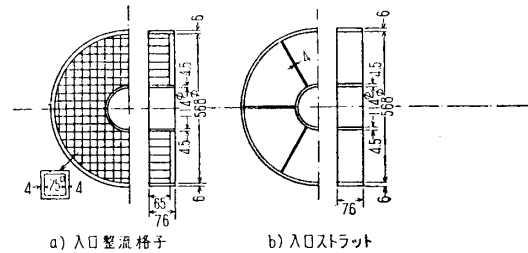


第 1 図 供試単段軸流圧縮機断面図

ように流路断面積で 15% 近く狭くなっている。それ故出口ストラット 6 本のうち 2 本は、最大厚さ 100 mm の楕円断面から、60 mm の流線形断面のものに改造してある。それでも、第 2 図に示すように円周方向の壁面静圧分布はストラットのせき止め効果により一様ではなく、とくに厚い 2 本のストラットの前方では 20 mm Aq 近い差を示している。次に、動翼の振動応力を測定する関係上、第 3 図に示すような入口整流格子の代りに 6 本からなる入口ストラットを使用した。両者の流路面積の減少率は、それぞれ 30%、2.2% であり、かなりの相違がある。



第 2 図 出口ストラット前 (III<sub>4</sub>) の壁面静圧分布 (R, N=4050 rpm)



第 3 図 入口整流格子とストラット

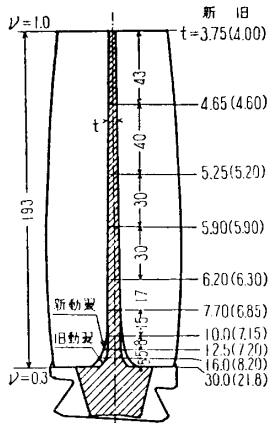
いま便宜上、入口整流格子を K、動翼を R、静翼を S、また動翼前を I、動翼後(静翼前)を II、静翼後を III で表わし、第 1 図に示すように、詳しい位置はこれに数字を添えて示すこととする。静翼の位置は、実験の大部分が II<sub>5</sub> であったので、この場合をたんに S とし、II<sub>2</sub>, II<sub>3</sub> の位置に応じて S<sub>2</sub>, S<sub>3</sub> とする。また出口における絞り機構の開度は、前報の符号にない、全開時を 15/15 (または 14/15)、全閉時を 0/15 とする。

実験は、旋回失速をふくむ全流量範囲にわたりかなり長時間行なうため、再度の動翼の折損を考慮して圧縮機回転数は最高 4000 rpm にとどめ、圧縮機を規定の回転数に保ちつつ、順次流量を変えながら流速や圧力分布を測定する。すなわち入口静圧孔 (I<sub>1</sub>) と出口静圧孔 (III<sub>4</sub>) から壁面静圧上昇 ( $\Delta P_s$ ) を、また I, II および III の各測定部において、3 孔もしくは 5 孔のアローヘッド型ヨーメータを半径および円周方向にトラバースして測定する。また流

れの変動や旋回失速の模様を知るために、前報と同じ全圧変動測定用の電気容量型ピックアップ (C.P. と記す) および定電流型の熱線風速計 (H.W.) を使用し、必要に応じてオッシロスコープにより記録する。

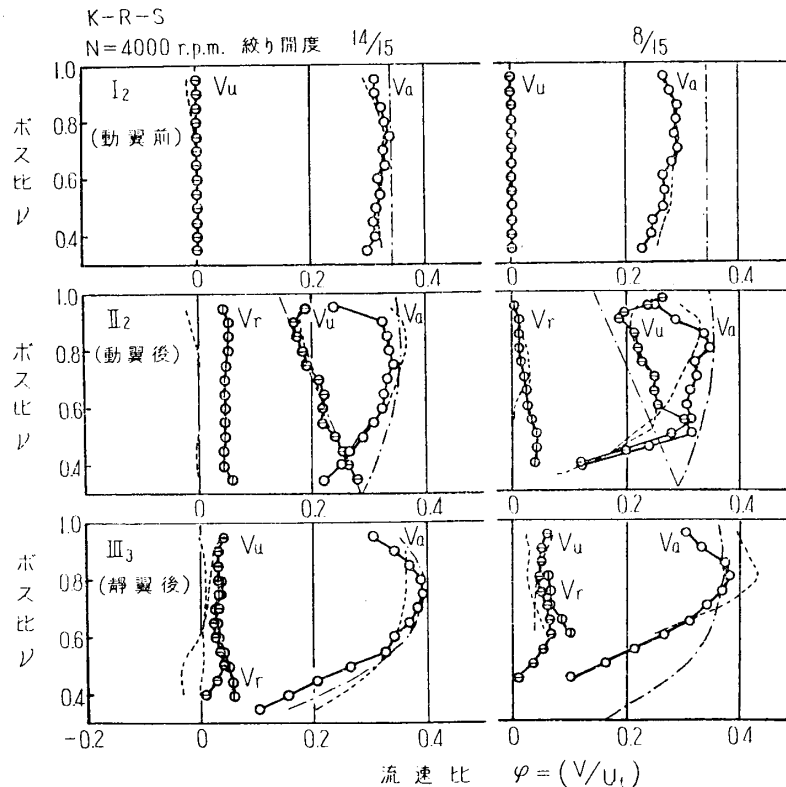
2. 新, 旧動翼の比較試験

新しい動翼の形状寸度は、旧動翼と全く同じであるが、ただ翼の根本が、第4図の示すようにかかなり厚く作られている。それ故、入口整流格子、動翼および静翼という正規の組合せ (K-R-S と略称) における旧動翼をつけた場合と、新動翼の場合との流速分布の比較が第5図に示してある。図の鎖線は設計値、点線は旧動翼の場合であり、縦軸はボス比 ( $\nu$ )、横軸は各流速と動翼先端周速度 ( $U_t$ ) との比、すなわち流速比  $\varphi (=V/U_t)$  である。絞り開度 14/15 では新, 旧動翼の流速の差は見られず、ただ静翼前後の軸流速度 ( $V_a$ ) がチップおよびボス部でいくらか新翼の方が小さい。また絞り 8/15 においては、静翼前の軸流速度および円周速度 ( $V_u$ ) の分布に若干の差が見られる。これらの差は、新翼ボス部の肥大と、出口ストラット部の流路断面積の縮小に関連するものと考えられる。



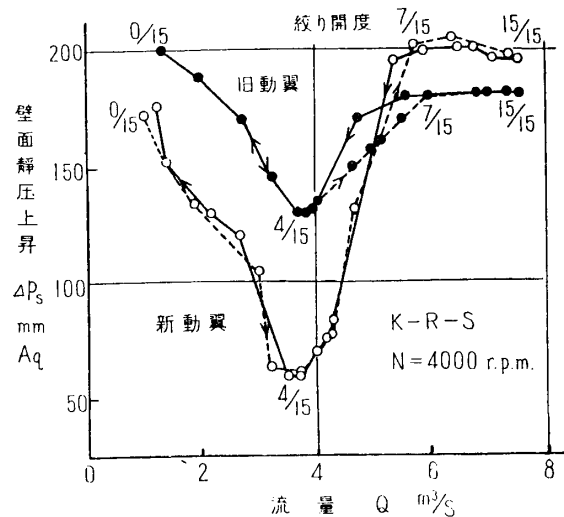
第4図 新, 旧動翼

しかるに、新旧動翼をつけた場合の特性曲線は第6図に示すように、著しい相違を示してい



第5図 新, 旧動翼の流速分布の比較 (K-R-S, N=400 rpm)

る。すなわち、絞り全開 (15/15) から失速直前 (~7/15) までの流量範囲では、新翼の場合の静圧上昇が高いが、絞り開度 4/15 においては逆に低く、旧動翼のその約 1/2 にすぎない。またとくに注目すべきことは、絞り開度 7/15~4/15 の範囲において、旧翼では図に示すように明瞭なヒステレシス現象を示すにもかかわらず、新翼では、流量増減いずれのときもほとんど同じ過程をたどっていることである。なほ後者の特性は、たとえば第 10, 11 図からもわかるように、新動翼特有の傾向と見てよいようである。



第 6 図 新, 旧動翼の特性曲線の比較  
(K-R-S, N=4000 rpm)

このような旋回失速を伴うヒステレシス現象に関する新, 旧動翼の特性曲線における著しい相違が何に基因するものか今の所ははっきりしないが、少くともさきに示した流速分布における僅かの差違によるものとは思えない。しかし、元来旋回失速の発生, 消失, それに附随するヒステレシスの現象は極めて不安定なものであり、局所的な流れの変化、たとえば動翼ボス部の流れが剝離することなどによってかなり左右されることは充分推定できるので、一応新動翼根本の肥大したことが、ボス部の流れを乱し、このような著しい相違を招来したものと考えてよいだろう。

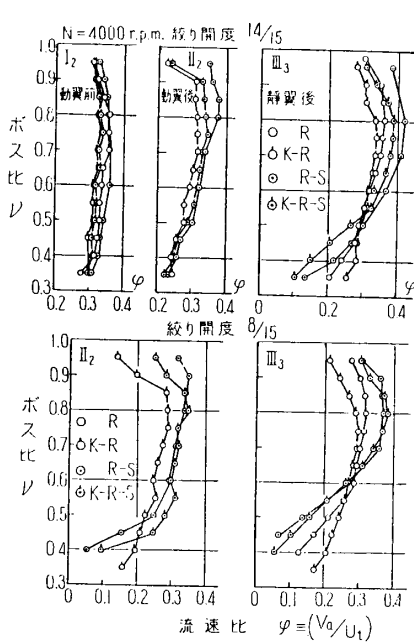
### 3. 各翼列組合せの比較実験

動翼のみの場合 (R), 動, 静翼の組合せの場合 (R-S), および、これらに入口ストラットにかえて入口整流格子 (K) をそれぞれ取付けた場合 (K-R, K-R-S) の計 4 つの組合せにつき、内部定常流れの様子やそれらの特性曲線を比較検討するとともに、とくに旋回失速は翼の振動に対し主要な誘因と考えられるので、入口整流格子や静翼のこれに及ぼす影響を明らかにした。

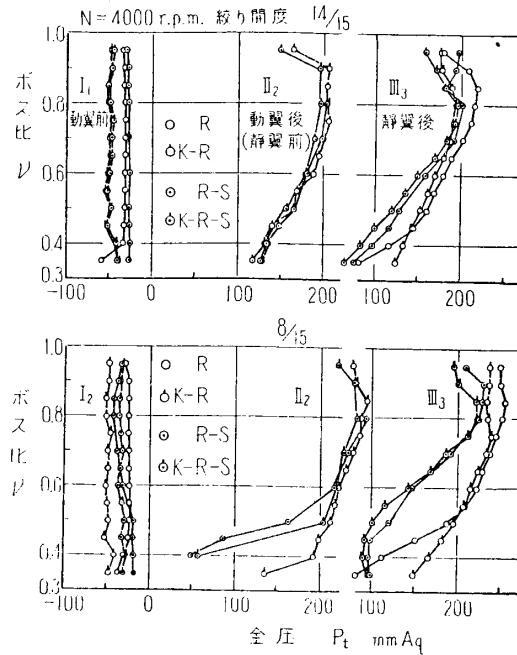
#### 3.1 内部定常流れ

各翼列の組合せにつき、軸流速度分布 (第 7 図), 全圧分布 (第 8 図) および静翼流入, 流出角の分布 (第 9 図) が比較してある。

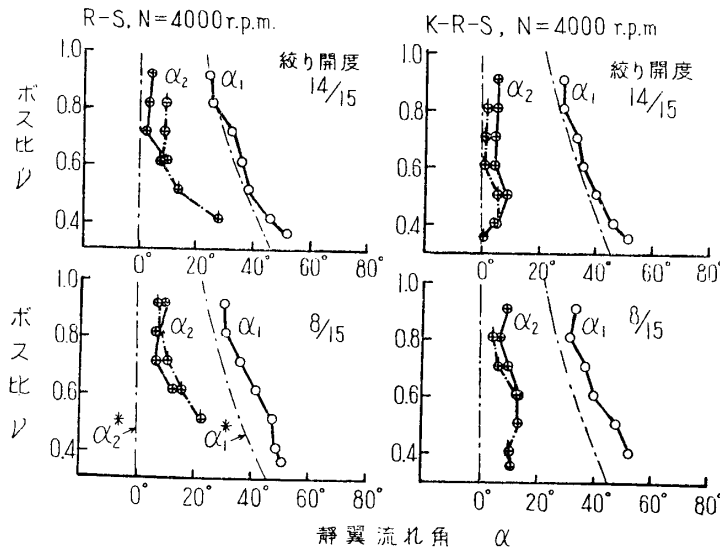
まづ静翼の影響であるが、すでに前報でも指摘してあるように、静翼をつけると、静翼後の速度分布はボス比  $\nu \geq 0.5$  では増速されるが、それだけボス部の流れは減速され、この傾向は流量を絞るにつれてとくに著しくなることが第 7 図からも明らかであり、同じことが第 8 図の全圧分布にも認められる。それ故静翼の流入角 ( $\alpha_1$ ) も第 9 図に示すように、ボス付近では設計値より大きくなっており、また R-S の組合せでは、ボス部の流出角 ( $\alpha_2$ ) が図の如く、設計値に比べ著しく増大し、静翼ボス部の流れがすでに剝離していることがわかる。また絞り開度 8/15 の全圧分布によると、静翼をつけると、このような静翼ボス部の流れの剝離が影響するためか、動翼ボス部の流れもまた乱され、その損失もかなり大きいことが知られる。



第7図 軸流速度分布の比較 (N=4000 rpm)



第8図 全圧分布の比較 (N=4000 rpm)



第9図 静翼の流入, 流出角の比較 (N=4000 rpm)

次に入口整流格子をつけると、動翼前 (I<sub>2</sub>) の流速も全圧も全般的に低下し、静翼前後の流速も概して小さく、なかでも静翼前ではチップ部の減速が目立ち、静翼後ではボス部のそれが著しい。しかし全般的に見ると、格子は流速分布の一樣化に対しかなり効果的である。すなわち第9図に示すように、R-S の組合せにおけるボス部の静翼流出角 ( $\alpha_2$ ) が著しく大きいのに対し、格子をつけた K-R-S においては、ボス部の  $\alpha_2$  がかなり小さくなり、ほぼ設計値に近づいている。これも流速分布を一樣化するという格子の効果と見てよいだろう。なお、後にのべる旋回失速に対する格子の影響もやはり同様の効果と考えることができる。

### 3.2 特性曲線

第10図に各組合せの特性曲線が比較してあるが、定性的な傾向はいずれも相似であり、旧動翼の場合(第6図)のような失速時の著しいヒステレシスはやはり認められない。図は壁面静圧上昇と翼端周速の動圧との比、すなわち静圧上昇係数( $\psi$ )と、平均の軸流速度と翼端周速との比である流量係数( $\varphi$ )で表示してある。

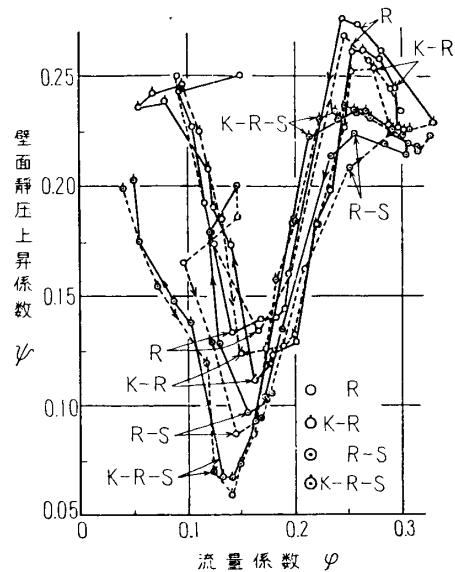
図から明らかなように、Rの場合があらゆる流量範囲にわたって、静圧上昇が最も高く、整流格子(K)、静翼(S)をつけるにつれて低下している。また正規の翼列組合せ(K-R-S)では、絞り全開から失速に入るまでの流量範囲が最も広く、かつR-Sの組合せに比べ、格子があるにもかかわらず、この範囲の静圧上昇は大きい。これは格子による圧力損失を補うに足る流れの一様性が確保されたためと思われる。また静圧上昇の最低値は、KおよびSが付加されるにつれて低下し、かつそれを生ずる流量も順次小さい方へ移動している。このことは、やはり格子および静翼による圧力損失に基くものと考えてよいだろう。

次に、動翼のみの場合(R)、回転数を変えたときの特性曲線が第11図にまとめてある。曲線は誤差範囲内でよく揃っており、少なくとも実験回転数範囲では Reynolds 数の影響は考える必要がなく、また速度三角形も一応相似と考えてよいようである。

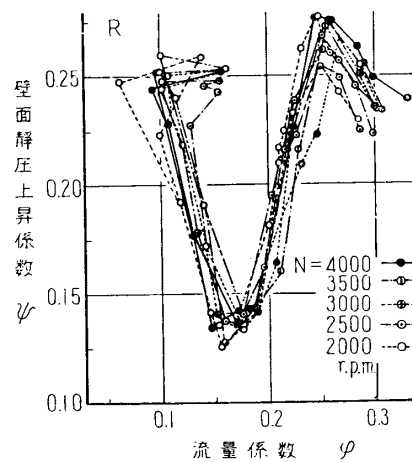
### 3.3 旋回失速

流量を絞って行くと、急に音が変わって、いわゆる large stall [8] とよばれる single cell の規則的な旋回失速を生ずることがある。すでに旋回失速に関する多くの実験結果が報告されているが、いずれもボス比  $\psi=0.55\sim 0.9$  という軸流圧縮機または回転翼列試験機によるもので、本試験機の如く 0.3 という小ボス比による実験例はないようである。この場合、当然三次元流れの影響などにより、旋回失速の様子やその発生領域などかなりの相違を示すものと考えられるので、それぞれの翼の組合せにつき実験を行なった。

なお本試験機の絞り機構が、その構造上絞り開度を連続的にしかも微動調節することが困難であったので、large stall の旋回失速に移る前にあるいはいわゆる small stall もしくは medium stall [9] が発生しているかとも思われるが、翼の振動およびその折損の見地からは、もっぱら large stall が主役を演ずるものと考えられるので、ここでは large stall のしかも

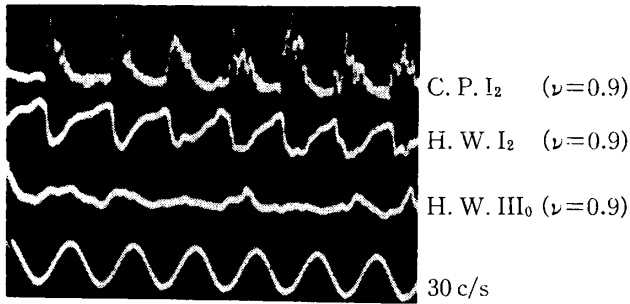


第10図 特性曲線の比較 (N=4000 rpm)

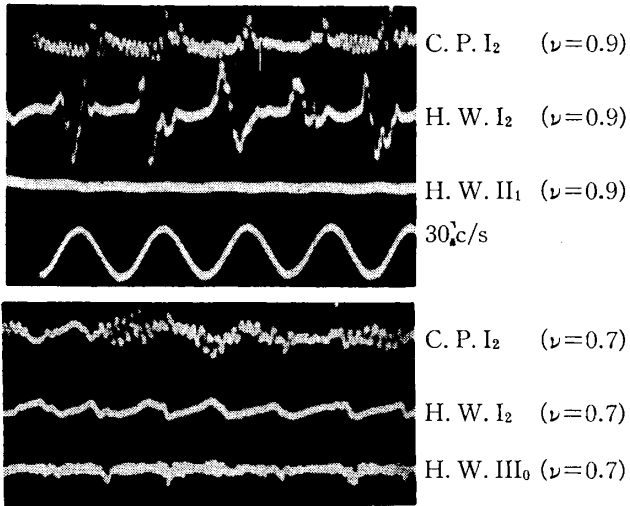


第11図 特性曲線の比較 (R)

K-R-S, N=3990 rpm, 絞り開度 6.5/15



K-R, N=3990 rpm, 絞り開度 8.5/15

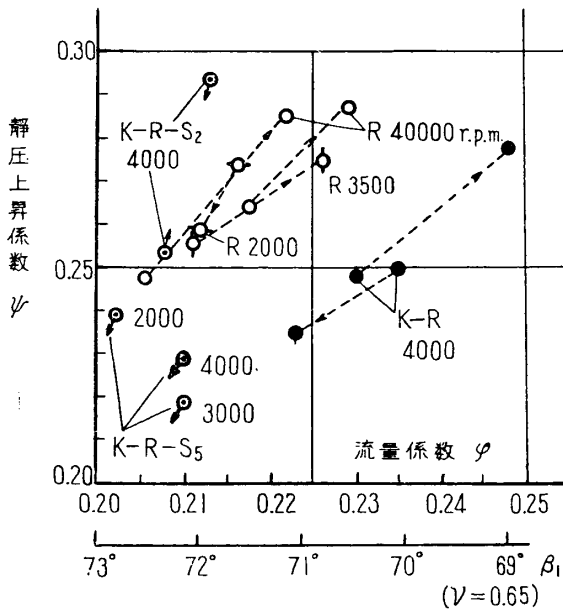


第12図 旋回失速の一例

明瞭な周期性の認められるものを対象として、その発生領域や伝播速度などを検討してある。いうまでもなく、段階的に調整される絞り機構のため、発生領域は厳密には正しくなく、むしろその限界は小さめの値を示しているものと考えられる。

第12図は K-R-S および K-R の組合せにおける旋回失速 (large stall) の一例を示している。図からもわかるように、本実験の範囲では large stall はつねに single cell のものしか発生しておらず、しかも動翼の翼端に発生し、ポス比  $\nu=0.7$  で大半消失しているものと考えられる。また動翼前 ( $I_2$ ) では large stall による明瞭な圧力変動波形が得られるが、動翼後 ( $II_1$ ) や静翼直後 ( $III_0$ ) では全くくづれてしまっている。

各翼の組合せにつき、single cell の large stall を発生する流量範囲を、 $\psi \sim \varphi$  を用いて図示すると第13図の通りである。R および K-R の組合せでは、いずれもかなり広い範囲にわたり、つねに明瞭な旋回失速を生じており、一般に流量をふやす場合、かなり大きな流量まで安定な large stall を示している。また流量を絞るとき、K-R の方が R よりも早く旋回失速を生じており、これら両者の旋回失速発生領域は幾分ずれてはいるが、大体  $\varphi=0.20 \sim 0.25$  の範囲にあり、この値は Emmons [10] の示している値などもよく一致している。また図の横軸には、流量係数  $\varphi$  のかわりにポス比  $\nu=0.65$  (翼の中央) における動翼相対流入角 ( $\beta_1$ ) が示してある。これによると供



第13図 旋回失速の発生領域

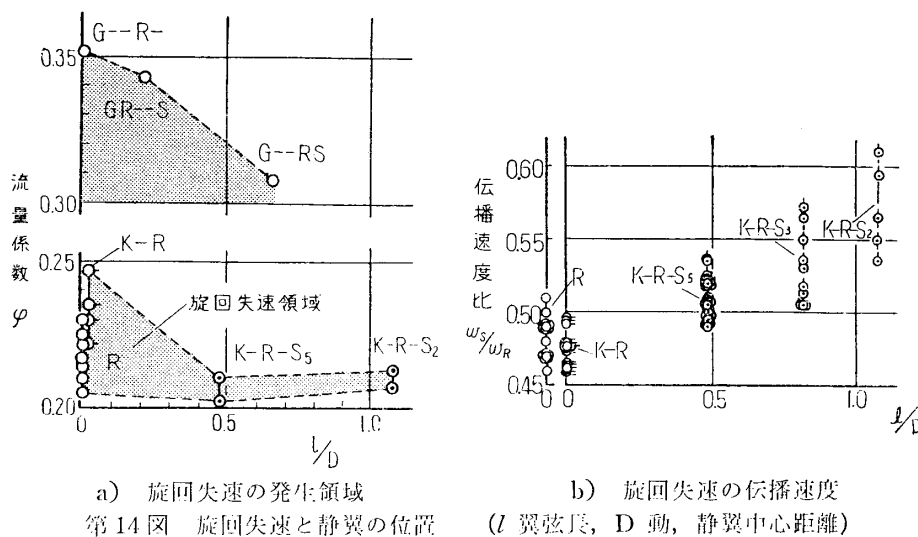


試動翼 (ボス比  $\nu=0.65$  で喰違い角  $\xi_R=50^\circ$ ) の large stall を発生する相対流入角は  $\beta_1=69^\circ\sim 73^\circ$  であり, これをボス比 0.9 の環状翼列風洞の実験結果 [9], すなわち案内翼と動翼の組合せ (G-R,  $\xi_R=55^\circ$ ) における  $\beta_1>67^\circ$  と比べると, ボス比の著しく異なる翼列にもかかわらず, かなりよく一致していることがわかる. このことはさきの第 12 図に示したように, 通常 large stall が主として動翼のチップ側に生ずる一種の失速現象であることに因るためと考えて差支えないだろう.

次に第 13 図には R-S の組合せの場合が示してないが, この組合せではいかなる流量範囲でも, 第 12 図に示すような周期性のある large stall が発見されなかったためである. (第 21 図参照) この原因の一つとして, 3.1 節に述べたように, 静翼取付けにより動翼ボス部の流れがすでに剝離している事実を指摘したい. というのは, この組合せにさらに入口整流格子をつけた場合 (K-R-S), ある狭い流量範囲ではあるが第 13 図に示すように, 明瞭な large stall を発生することがある. これは格子取付けにより, 静翼流出角 ( $\alpha_2$ ) が設計値に近くなる (第 9 図参照) 事実からもわかるように, 動翼ボス部の流れが幾分安定化される結果によるものと推定される. また静翼を可能な限り動翼に近づけた場合 (K-R-S<sub>2</sub>) には, ある特定の流量でしか large stall は発生していない.

静翼による旋回失速の発生領域におよぼす影響を比較するために, 便宜上, 動翼の弦長 ( $l$ ) と動, 静翼間の中心距離 ( $D$ ) との比を横軸に, 旋回失速の発生領域を図示すると第 14 a) 図のようになる. いわゆる large stall の発生は静翼によりかなり抑制されることが明らかである. なお図の上方には, ボス比 0.4 の軸流圧縮機により各翼列配置 (G は案内翼) につき得られた single cell の旋回失速発生領域 [11] が同じ方法で描いてある.

両者の発生領域は定量的にはかなり違っているが, 傾向はよく似ており, いずれの場合も, 静翼の存在により single cell の large stall は発生しにくくなるものと考えられる. なおこれら large stall の失速領域, すなわち環状流路を占める割合は, 勿論絞り開度により相違するが, large stall が最大の変動圧力波形を示す場合 (R) 30~50% であり, しかも一定絞り開度, 一定回転において, 時間的にも空間的にもたえず変動している.



次に large stall の伝播速度もまた各翼の組合せにより、幾分異っており、とくに第 14 b) 図\* に示すように、静翼を動翼に近づけるにつれ、漸次増加の傾向を示している。また失速領域の変動に伴ないこの測定値も当然ばらついているが、動、静翼が最も近い K-R-S<sub>2</sub> の実測値のばらつきは他に比べ最も大きいようである。これらのことは、静翼の存在により流れが乱され易くなり、失速域が順次翼列を移動するに要する時間が短くなるためと考えられる。

## II. 翼の振動応力

### 1. 供試翼と応力測定

従来、軸流圧縮機の翼の大多数は、単純な一次曲げ振動による疲労破損であるといわれており [3] [4]、また前報 [2] における動翼の折損もまた、基本曲げ振動の疲労と推定されているので、新動翼についても、その曲げ振動応力を実測して、前報の推定の適否を検討するとともに、動、静翼の振動の実態、たとえば旋回失速などによる共振の様子や、隣接翼間の位相関係、または振中の時間的变化などの模様を明らかにする目的で、歪ゲージを用いて、翼の振動歪を測定した。

動翼(第 4 図)では、翼弦の中央、根本から計ってやく 18 mm の位置に、歪ゲージ (120-Ω) を翼の両面に張り、これらと、翼根本部の 2 個のダミーゲージとともにブリッジを構成させる。ブリッジからの導線は、動翼ディスクおよび回転軸に設けてある小孔 (5 mmφ) をくぐり、軸先端のボス内に収めてある slip-ring を経て、外部に取り出され、歪計増幅器および低周波濾過器を通して、陰極線オシロスコープに入る。かくて、振動歪の監視および記録が可能である。なお、slip-ring は 9 組あるので、電源を共通にすることにより、12 枚の動翼のうち隣り合った 3 枚の翼 (A, B および C とする) の曲げ振動が測定できる。

静翼についても、同様に、17 枚のうち隣接した 4 枚 (動翼の回転方向に No. 3, 4, 5, 6 とする) の背面に、歪ゲージ (120 Ω) を張りつけ、翼根本のダミー用ゲージ、およびゲージボックスを利用してブリッジを構成せしめる。

いずれの場合も、翼端に直接荷重を加えて、ゲージ係数を実測し、また実験に際しては、歪計内蔵の検定用抵抗 (50, 100 μΩ) を用いて、ブラウン管面上のビームの振れをたえず一定値に保つよう留意し、また振動応力は、翼の材料分析値 [2] からヤング率  $E=7350 \text{ kg/mm}^2$  と推定して、記録された歪振幅から算出する。なお歪変動の記録に当っては、圧縮機内部の流れ、とくに旋回失速の有無を知るために、前述の圧力ピックアップ (C.P.) または熱線風速計 (H.W.) からの変動出力をも同時記録する。

### 2. 動翼の振動応力

#### 2.1 測定結果

測定は、主として R および K-R-S の組合せについて行ない、第 15 図には、前者の代表的な絞り開度における動翼 (A, B) の歪振動が示してある\*\*。また動翼前 (I<sub>2</sub>)、ボス比  $\nu=0.9$

\* 図の K-R-S<sub>2</sub>, K-R-S<sub>3</sub> および K-R-S<sub>5</sub> における動、静翼中心距離の正確な値はそれぞれ、93, 119 および 158 mm である。

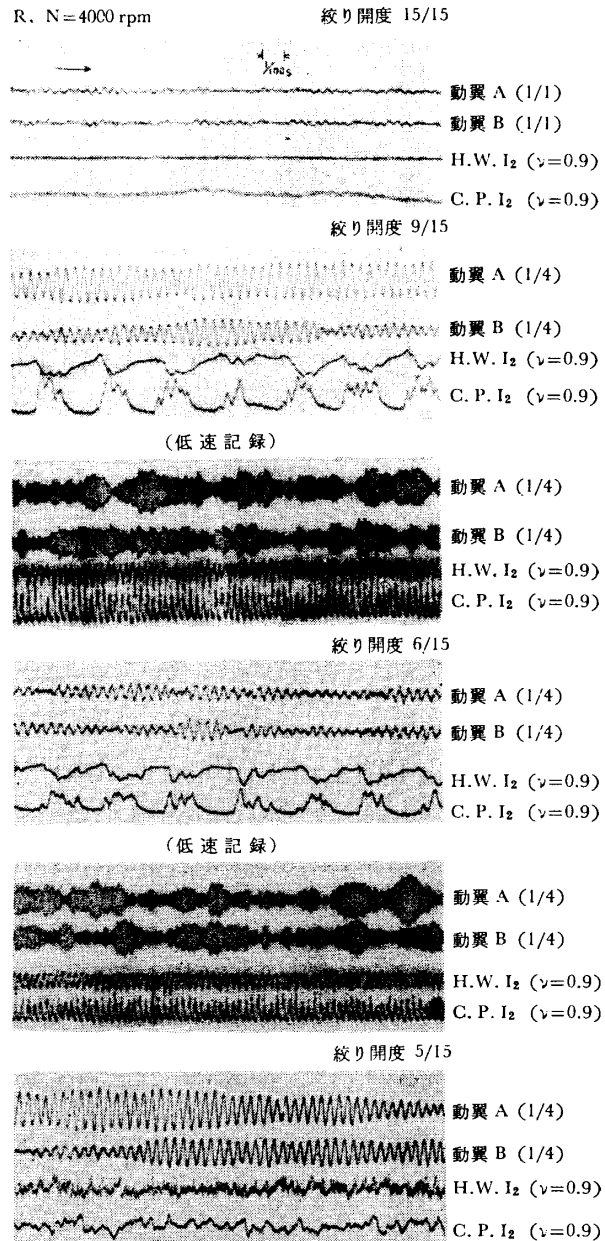
\*\* 図の動翼 A, B の横に記入してある数字、たとえば (1/1), (1/4) はそれぞれ歪計増幅器の倍率を示す。

における流れ変動が熱線風速計 (H.W.) と圧力ピックアップ (C.P.) により記録してある。絞り全開では、流れの変動も小さく、翼もほとんど振動していないが、絞り開度 9/15 になると明瞭な single cell の large stall にはいり、同時に動翼はその基本曲げ振動数に近い振動数でふれ始め、その歪振幅も急激に増大している。またその振幅の時間的変動は一見不規則であり、同じ条件の低速記録からも明らかのように、A, B 両動翼の振幅、位相にはなんら相関性は認められず、これら振幅と旋回失速の周期 ( $\sim 33$  c/s,  $N=4000$  rpm) とも無関係のようである。これらは、主として旋回失速による圧力波形が多くの高調波を含み、また失速領域自体が時間的にも空間的にもたえず変動しており、さらに動翼がいずれも共通のディスクに連結されているので、その mechanical coupling の影響も当然予想されるためと考えられる。しかしこの振幅の時間的変動についてはさらに検討を加える必要があると思われる。

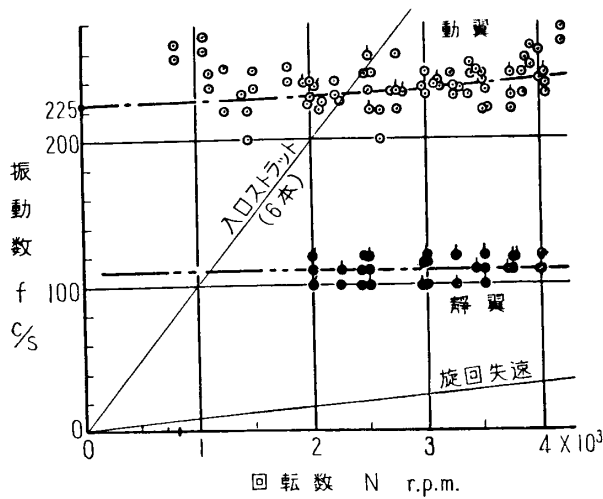
絞り開度 6/15 においても同様であるが、旋回失速による圧力波形の振幅は幾分小さくなり、歪振幅もそれに比例して減少している。しかし歪振幅の時間的変動が不規則であることには変りはない。さらに 5/15 に絞ると、上

記の旋回失速は消失して、翼列全周が失速状態になるため、振動歪はやはり大きい。また K-R-S の組合せにおいても第 22 図に示すように、振動の様子は R の場合と同じである。

これらのオシログラムから求めた動翼の振動数が、第 16 図に示してある。新動翼の静止時の一次曲げ振動数は約 225 c/s であり、図の鎖線は、回転による遠心力の影響を Southwell の式で補正したものであるが、測定値とは定性的によく一致している。また記録された歪振幅のうちその最大値を選び、それから振動応力 ( $\pm \sigma_b$ ) を求めて図示すると第 17 図のようになる。まづ R の場合、絞り全開 ( $\varphi \approx 0.33$ ) から旋回失速にはいる ( $\varphi \approx 0.25$ ) までの流量範囲すなわち無失速状態では、振動応力は約  $0.2 \text{ kg/mm}^2$  であってとるに足りないが、図



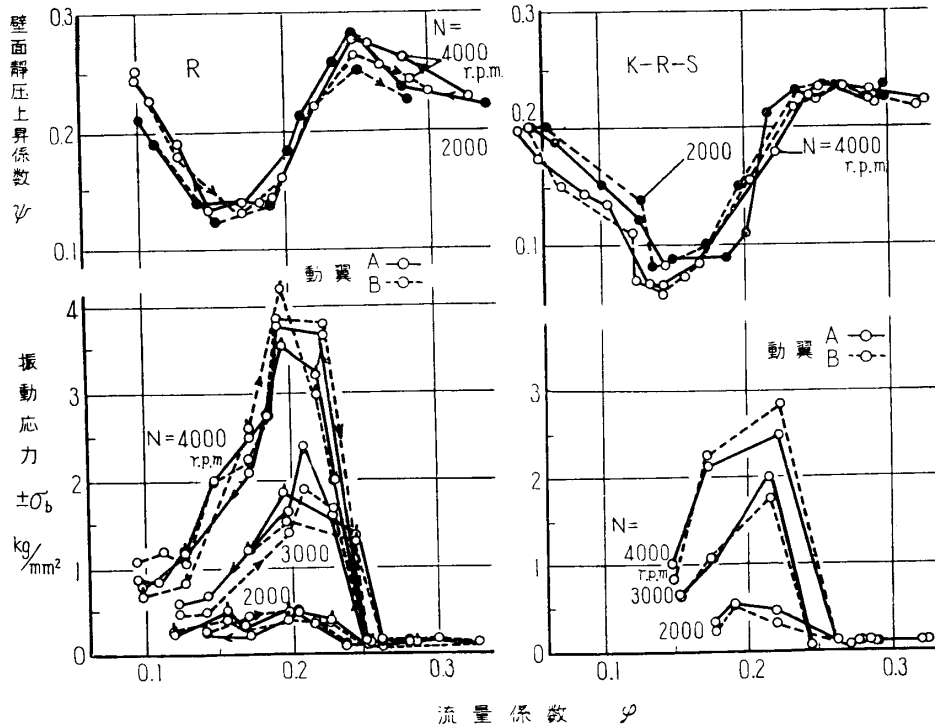
第 15 図 動翼の振動 (R,  $N=4000$  rpm)



第16図 動, 静翼の一次曲げ振動数

の上部に付記してある特性曲線からも明らかなように, 失速にはいり large stallを生ずるや否や振動応力は急に増大する. 回転数 4000 rpm では,  $\varphi \approx 0.2$  附近で最大値  $4.0 \text{ kg/mm}^2$  を示し, 全開時のその約 20 倍に達していることがわかる. さらに流量を絞ると, 一般に流量の減少に伴ない振動応力も低下している.

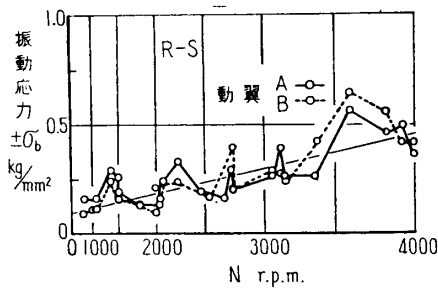
K-R-S の場合も全く同様な傾向を示しているが, ただ振動応力の最大値が  $3 \text{ kg/mm}^2$  未満 ( $N=4000 \text{ rpm}$ ) であるのは,  $\varphi \approx 0.2$  近くの実験値をたまたま欠いているためと考えられる.



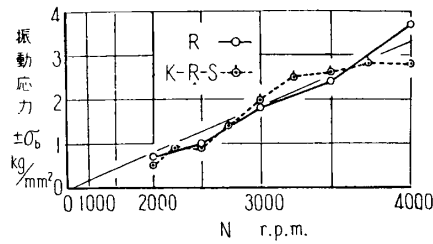
第17図 動翼の振動応力

次に R-S の場合絞り全開 (15/15) における動翼の振動応力を回転数の自乗について描くと第18図\*のように, 両者の関係は比例的であり, 無失速時に翼に働く空気力の曲げモーメ

\* 無失速状態での振動応力が, 第17図のそれとやや異っているのは, 翼の組合せが違うことと, 応力が極めて小さく, 測定精度が悪いためと考えられる.



第18図 絞り全開時における動翼の振動応力 (R-S)



第19図 動翼の最大振動応力 (R および K-R-S)

ントが流速の自乗に比例することを示しているものと考えてよい。また各回転数における最大の振動応力を同様に図示すると第19図の如くやはり回転数の自乗に比例しており、旋回失速時の振動応力もまた、流速の自乗に比例するものと考えてよい。しかもこれら動翼の振動には large stall の伝播周期との共振 [5]、もしくは入口ストラットの後流渦による強制振動と考えられるものは、本実験の範囲では見当らないようである。いま reduced frequency  $k$  を求めて見ると、回転数 4000 rpm で約 1.05 となる。しかるに  $k \approx 1.0$  においてすでに曲げ振動による失速破壊を生じた実例 [3] や静翼の実験結果 [6] を勘案するとき、本実験における動翼の振動もまた、一応旋回失速もしくは失速フラッタによるものと見做してさしつかえないと思われる。

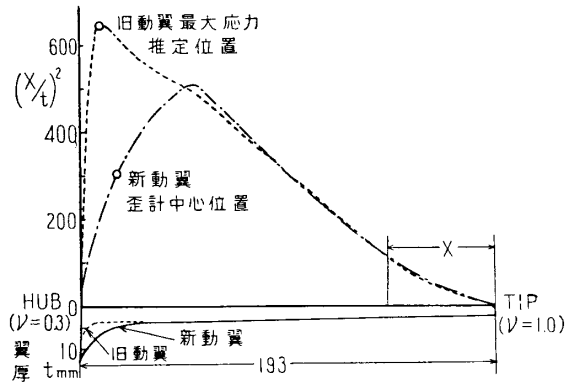
2.2 旧動翼の振動応力の推定

実測された新動翼の曲げ振動応力を基にして、旧動翼の折損時における最大曲げ応力を推定することができる。新、旧動翼の旋回失速時における作動条件は一応同じと考えてよく、両動翼の材料および形状は全く同じで、ただ第4図に示すように翼の根本の厚さが異なるだけである。いま翼先端からの距離を  $X$ 、翼断面の最大厚さを  $t$  とするとき、 $X$  の位置の翼断面に働く曲げ応力 ( $\sigma_{bx}$ ) は、近似的に次式

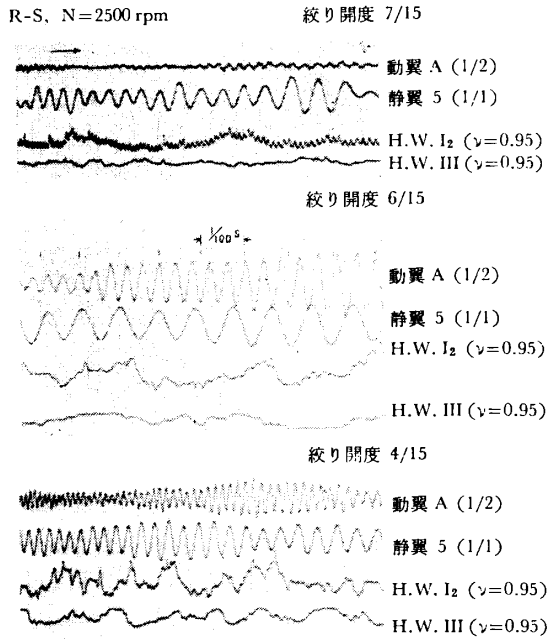
$$\sigma_{bx} \propto (X/t)^2$$

で与えられる。

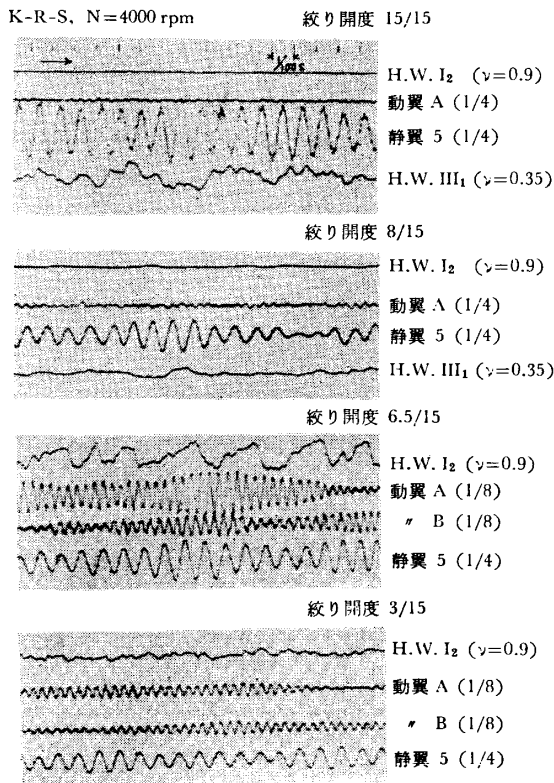
両動翼の  $(X/t)^2$  を求め図示した第20図によると、旧動翼では、翼根本から約 10 mm の位置で最大応力を生ずることがわかり、事実、折損断面もほぼこれに近い所である。また新動翼では、翼の根本が厚く作られており、最大曲げ応力もかなり高い位置 (~53 mm) に生じている。しかるに歪ゲージは図に示すように翼の根本から約 18 mm であり、そこでの最大曲げ応力は、上述の如く、約 4.0 kg/mm<sup>2</sup> である。これらから旧動翼の最大振動応力を推定すると約 8.45 kg/mm<sup>2</sup> となる。回転時の動翼ではこれに遠心力による引張



第20図 応力推定曲線



第21図 動, 静翼の振動の比較 (R-S, N=2500 rpm)



第22図 動, 静翼の振動の比較 (K-R-S, N=4000 rpm)

り応力(4000 rpm にて約  $1.7 \text{ kg/mm}^2$ )を加味して疲労限度を考えねばならない。

他方, 前報において, 材料試験から求めた  $8 \times 10^5$  の繰返しにおける疲労限度は  $9.8 \text{ kg/mm}^2$  であり, ここに求めた推定値とはかなりよく一致していることがわかる。しかし推定に際しては, かなり乱暴な仮定を設けているので, 断定するのは差し控えねばならないが, 旧動翼が疲れにより破損したであろうという前報の推測を, ある程度立証することができるものと考えてもよいだろう。

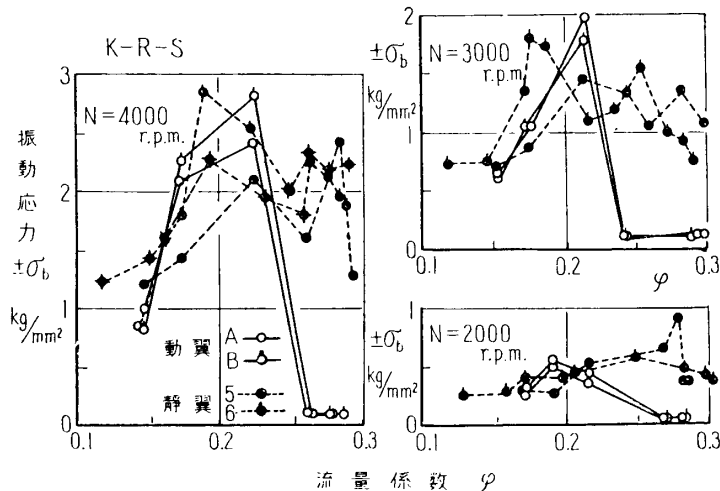
### 3. 静翼の振動応力

#### 3.1 動, 静翼の振動応力の比較

同じ作動条件における動翼と静翼の振動の様子が, 第21, 22図に比較してある。R-Sの場合, 縫り開度 7/15 において, 動翼はふれていないが, 静翼は予想に反してすでに大きな振動を生じている。6/15 の縫りになると, 明瞭な large stall は認められないが失速にはいり, 動翼もまた振動を始める。さらに絞ると(4/15), 流量がへるため振幅はいずれもやや小さくなっている。

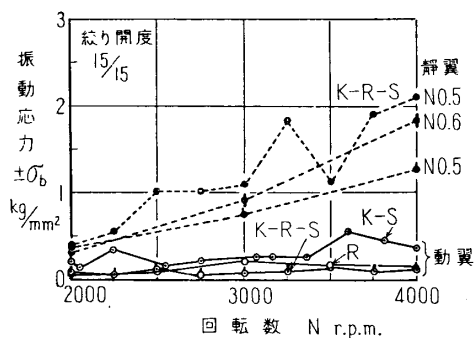
K-R-S の組合せにおいても全般的な傾向は全く同じである。すなわち縫り全開(15/15)では, 動翼前の H.W. の変動は勿論, 動翼の歪変動はともに無視できるほど小さいが, 静翼はすでに大きな振動を始めており, また静翼後(III<sub>1</sub>)のポス比  $\nu=0.35$  における H.W. による流れ変動もまたかなり著しいことがわかる。しかるに縫り開度 6.5/15 になると, large stall に移り, すでにのべたように, A, B 両動翼は急に振動を開始し, 静翼は large stall の発生とは一応無関係に, 相変わらず同じ程度の振動をつづけている。さらに 3/15 の開度になると large stall は消滅するが, 動, 静翼ともわずかながら振動している。

第23図には, K-R-S における動, 静翼の振動応力が比較してある。動翼とは異なり,



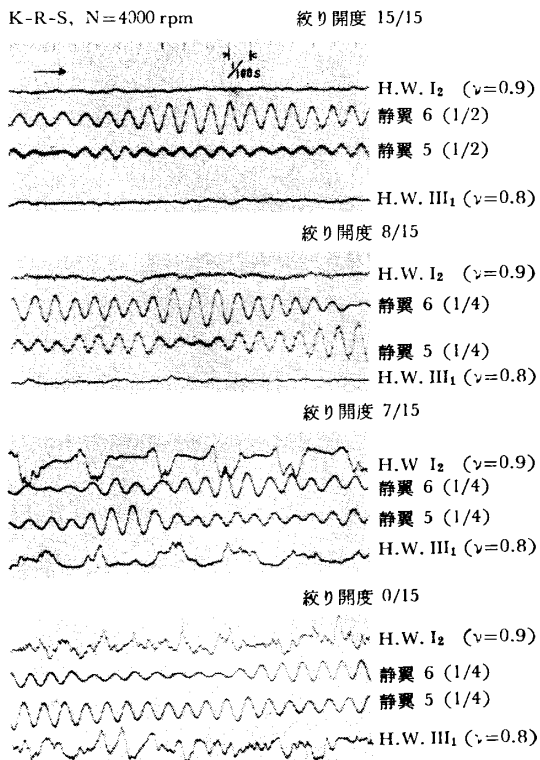
第23図 動, 静翼の振動応力の比較 (K-R-S)

静翼ではすでにのべたように設計点 (全開時) においてすでにかなり大きな振動応力を示し, その値は旋回失速にはいり動翼が最大応力を示す流量範囲までつづいている. また図によると動, 静翼の最大曲げ振動応力は互に同じ程度の値を示しているが, 両者における歪ゲージの貼付位置の違いや翼断面の相違を考慮すると, 供試動, 静翼の実際の最大応力は, 動翼の方が静翼の約3倍になるはずである. すなわち圧縮機回転数 4000rpm の場合, 新動翼の最大曲げ応力は  $6.7 \text{ kg/mm}^2$ , 静翼のそれは  $2.3 \text{ kg/mm}^2$  程度である.

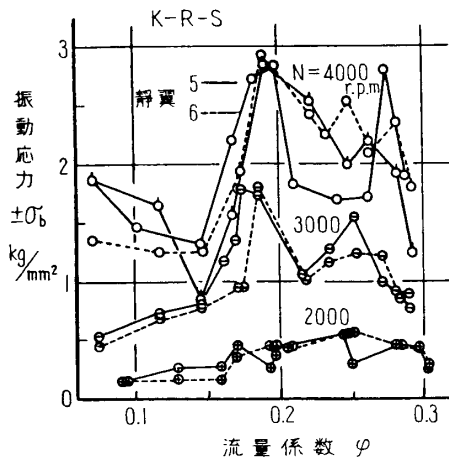


第24図 絞り全開時における動静翼の振動応力の比較

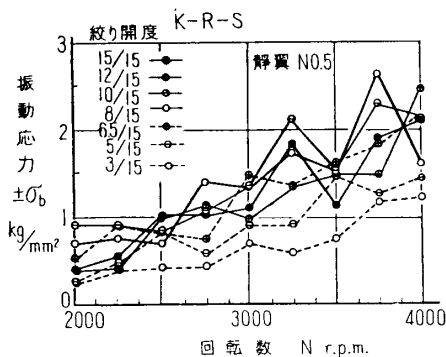
次に絞り全開 (15/15) における動, 静翼の振動応力を比較すると第24図のように, 静翼は動翼に比べて遙かに高い応力を生じている. それゆえ圧縮機は通常, 絞り全開の設計点で常時, しかも連続使用されるものであるものであるので, 供試翼のような場合には, 動翼よりもむしろ静翼の方が振動による折損の危険が著しく多いものと考えられる.



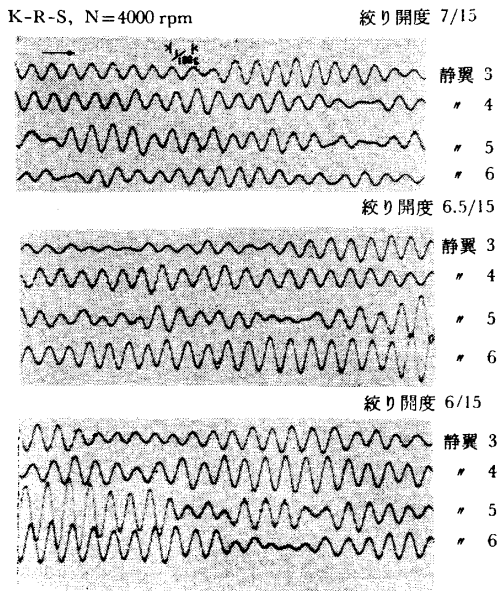
第25図 静翼の振動 (K-R-S, N=4000 rpm)



第26図 静翼の振動応力 (K-R-S)



第27図 静翼の振動応力 (K-R-S)



第28図 隣接静翼の振動 (K-R-S, N=4000 rpm)

### 3.2 静翼の振動応力の測定結果

引きつづき静翼のみにつき、さらに詳細な測定を行ない、第25図には K-R-S の組合せにおける隣接した2枚の静翼の歪変化と、動翼前および静翼後のH.W.による流れ変動が同時記録してある。図によるとさきに指摘した如く、旋回失速にはいる前、すなわち絞り開度 15/15 ないし 8/15 において、すでに静翼は激しく振動しており、large stall の発生後も、振動はほとんどその影響を受けていない。これらの絞り開度において、静翼後の流れ変動が第22図のそれに比べかなり小さく表われているのは熱線風速計を挿入したボス比が違うからである(第39もしくは40図参照)。また静翼も、動翼と同様にほぼその基本曲げ振動数( $\sim 110$  c/s. 第16図参照)で振動していることがわかる。

静翼の曲げ振動応力は第26図に示すように、流量係数  $\phi = 0.30 \sim 0.17$  の広い流量範囲において、つねにかなり高い振動応力を示しており、しかも動翼の振動応力と同様に、第27図の如く、ほぼ回転数の自乗に比例して増加していることがわかる。また静翼の場合も、他からの特別な励振力による共振と見られるものは、この実験範囲では見当たらない。

次に隣接した4枚の静翼の振動の様子が第28図に示してある。各静翼はいずれも基本曲げ振動数でふれているが、その振動の時間的経過には、動翼の場合と同じく規則性は見られない。すなわち各静翼の相互の位相関係には互に関連性がなく、また旋回失速の伝播に伴う規則的な位相のずれも見出されない。また振幅の時間的变化もランダムであり、これらは動翼のときに述べたと同じ理由によるものと考えられる。

### 4. 静翼取付け角を変えた実験

静翼が旋回失速とは無関係に、絞り全開の設計点においてすでに大きな振動応力を示すことがわかったが、これは、さきに指摘したように、全開時の静翼後の流れがすでにボス部において



( $\nu=0.35$ ) かなり乱れている事実 (第 22 図, 15/15 参照) と何んらかの関連があるように思われる。かりに静翼の先端, すなわちボス部

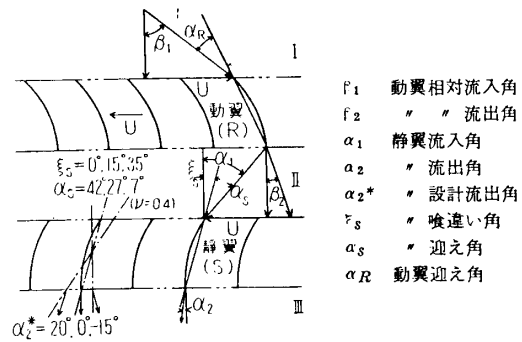
( $\nu=0.3$ ) の流れが乱れているならば, このため静翼は容易に振動し, かなり高い振動応力を生じて不思議ではない。いまボス部の流れが, その流入角を変えることにより改善されるものとする, 静翼の取付け角を変えることにより, 以上の推定の適否を検証することができる筈である。この

ような意図の下に, 第 29 図に示すように, 静翼の喰違い角 ( $\xi_s$ ), 従ってその迎え角 ( $\alpha_s$ ) を順次変化して実験を行なう。すなわち図に示すように, 設計流出角 ( $\alpha_2^*$ ) が  $0^\circ$  の場合を基準にして,  $\alpha_2^*=10^\circ, 20^\circ$  と翼をねかせた場合と,  $\alpha_2^*=-7^\circ, -15^\circ$  とたてた場合の計 5 つの取付け角において, 曲げ振動応力は勿論, 静翼前後の流速分布や圧力分布, および流れ変動などをそれぞれ詳しく測定する。実験は主として 4000rpm で行ない, 翼の組合せはいずれも K-R-S である。

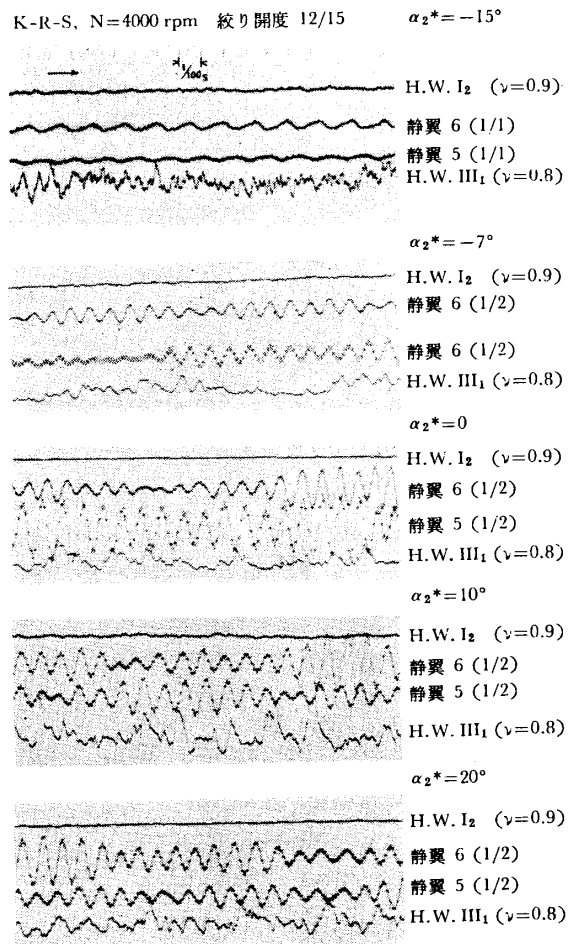
#### 4.1 静翼の振動応力

第 30 図には絞り開度 12/15 における静翼 A, B の歪振動と, 動翼前および静翼後の流れ変動 (H.W.) の実測オッシログラムの一例が示してある。静翼はその取付け角の如何を問わず, いずれもその基本曲げ振動数に近い値で振れており\*, また歪振幅は, 予想に反して  $\alpha_2^*=10^\circ, 20^\circ$  と迎え角 ( $\alpha_s$ ) を小さくしても設計値 ( $\alpha_2^*=0^\circ$ ) の場合とほとんど変化なく, むしろ迎え角を大きくした  $\alpha_2^*=-7^\circ$  および  $-15^\circ$  の方が振幅は小さくなっている。

このような振幅もしくは振動応力と取り付け角 ( $\alpha_2^*$ ) の関係を, それぞれの特性曲



第 29 図 翼の配列

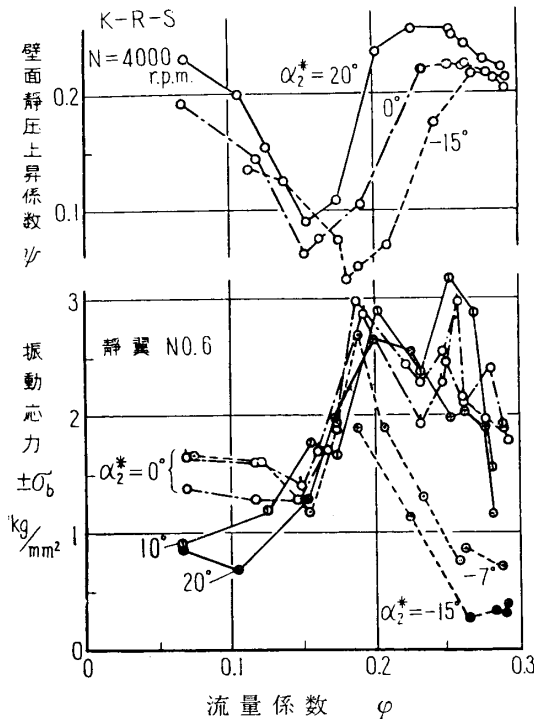


第 30 図 取付け角を変えた場合の静翼の振動 (K-R-S, N=4000 rpm 絞り開度 12/15)

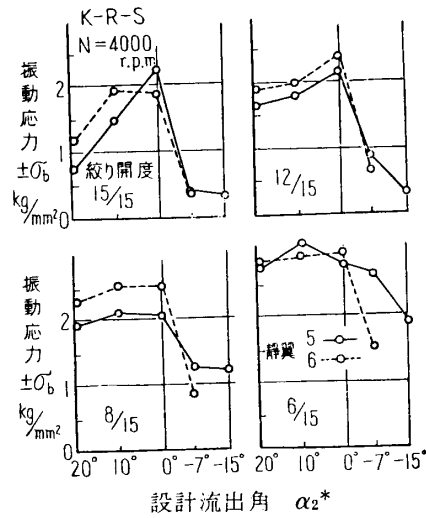
\*  $\alpha_2^*=-15^\circ$  の場合は図からわかるように  $\sim 67$  c/s で振れており, これは翼の先端がボス部に接触したためと思われるので, その後先端をやや削りおとしてやはり  $\sim 110$  c/s 近い振動数でふれ, しかも振幅もこの図と同じ程度であることを確認した。

線と一緒に示したものが第31図である。迎え角の小さい $\alpha_2^*=0^\circ\sim 20^\circ$ の場合、やはり振動応力は無失速状態でもすでに大きく、その最大値は $3\text{ kg/mm}^2$ に達し、旋回失速を発生する

$\varphi \approx 0.2$  近くでも同程度の応力ピークを示している。これに対し無失速状態では、 $\alpha_2^* = -7^\circ$  および  $-15^\circ$  の振動応力は著しく小さく、ただ旋回失速にはいるや応力は高くなり



第31図 取付け角を変えた場合の静翼の振動応力 (K-R-S,  $N=4000\text{ rpm}$ )



第32図 取付け角を変えた場合の静翼の振動応力 (K-R-S,  $N=4000\text{ rpm}$ )

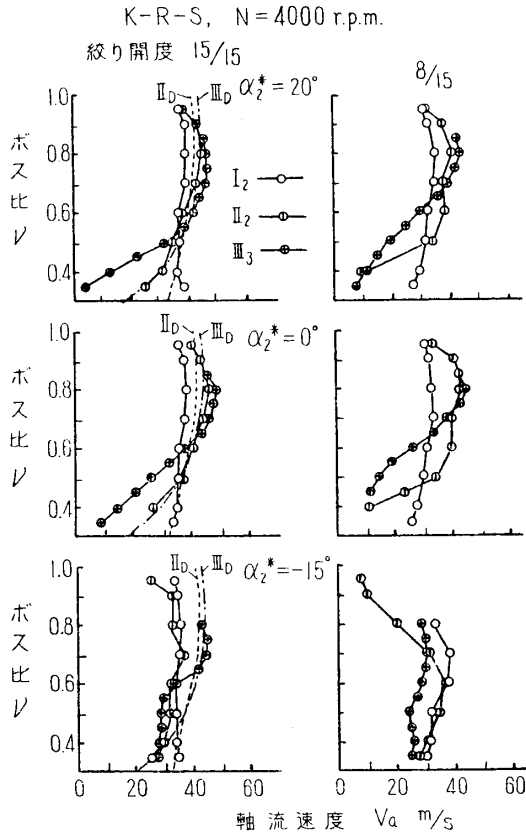
やはり $2\sim 3\text{ kg/mm}^2$ の最大応力を示すように思われる。以上のことは、振動応力を設計流出角( $\alpha_2^*$ )について描いた第32図からも明らかである。

ここにおいて、無失速状態とくに絞り全開(15/15)のとき正規の静翼取付け角( $\alpha_2^*=0^\circ$ )における静翼の振動応力が異常に大きいこと、および $\alpha_2^*=-15^\circ$ においてかえって振動応力が著しく低くなるという二つの点について、さらに実験を行ない、その結果につき考察を加えて見よう。

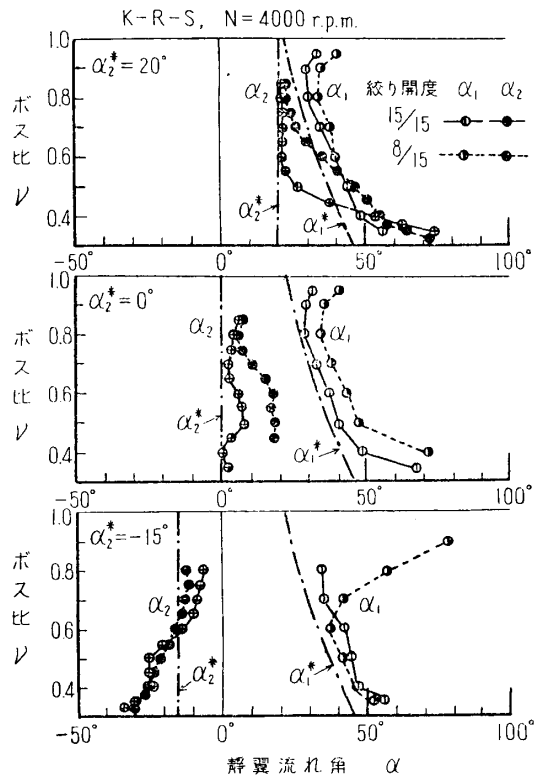
#### 4.2 静翼ボス部の流れ

静翼の曲げ振動応力に対しては、さきにも述べたように、翼の先端であるボス部の流れが支配的な影響をもつはずである。また $\alpha_2^*=0^\circ$ の場合、ボス部の流れについては、前報[2]においても、またR-Sの組合せにおける流出角がボス部で異常に大きい第9図においても、すでに指摘してあるが、これらを確認する意味もあってあらためてK-R-Sの組合せにつき内部定常流れの詳細な測定を行ない、その結果を要約すると次の通りである。

まづ代表的な静翼流出角( $\alpha_2^*=20^\circ, 0^\circ$  および  $-15^\circ$ )における軸流速度分布が第33図に比較してある。 $\alpha_2^*=20^\circ, 0^\circ$ の速度分布は相似であり、いずれも絞り全開時すでにボス部( $r=0.3$ )近くの流速は、静翼前、後の設計値に比べ著しく低下している。これに対し静翼迎え角の大きい $\alpha_2^*=-15^\circ$ では流速はともに設計値に近く、かなり大きい値を示している。



第33図 軸流速度分布の比較  
(K-R-S, N=4000 rpm)



第34図 静翼流入, 流出角分布の比較  
(K-R-S, N=4000 rpm)

他方チップ部 ( $\nu=1.0$ ) 近くの流速分布は  $\alpha_2^*=20^\circ, 0^\circ$  とともに設計値と大差ないが,  $\alpha_2^*=-15^\circ$  では, 静翼前の速度が低下しており, 絞り開度 8/15 になるとその低下はとくに著しい。

同様のことは, 実測した静翼の流入, 流出角の分布を示す第34図からも容易に知ることができる。まず流入角 ( $\alpha_1$ ) を見るのに, ボス近傍では,  $\alpha_2^*=0$  のとき最も大きく,  $\alpha_2^*=-15^\circ$  では最も設計値に近い値を示している。チップ附近では, いずれの場合も設計値よりふえているが, とくに  $\alpha_2^*=-15^\circ$  の 8/15 開度のときの  $\alpha_1$  は極端に大きな値を示している。次に流出角 ( $\alpha_2$ ) は, 翼の取付け角を変えると当然変化する筈であるが,  $\alpha_2^*=0^\circ$  ではほぼ設計値に近い値を示し, 8/15 開度になるとボス側でかなり増加している。また  $\alpha_2^*=20^\circ$  における  $\alpha_2$  は, ボス比 0.6 までは設計値によく一致しているが, ボス近くになると, 急激に増加している。これに対し  $\alpha_2^*=-15^\circ$  では, 予想に反してボス部でかえって  $\alpha_2$  が減少し, 転向角は設計値に比べ約  $25^\circ$  もふえていることがわかる。

さらに静翼ボス部の壁面近くの静圧上昇係数  $C_p$  を求めると次表のようになる。この  $C_p$  が果して具体的にいかなる意味を示すものか明らかではないにしても, ただある値 (0.6) 以上になると流れが剥離し易くなることはたしかなようである。表によると,  $\alpha_2^*=0^\circ \sim 20^\circ$  における流れは充分剥離の可能性をもっており,  $\alpha_2^*=-15^\circ$  では流れはむしろ安定化していることがわかる。

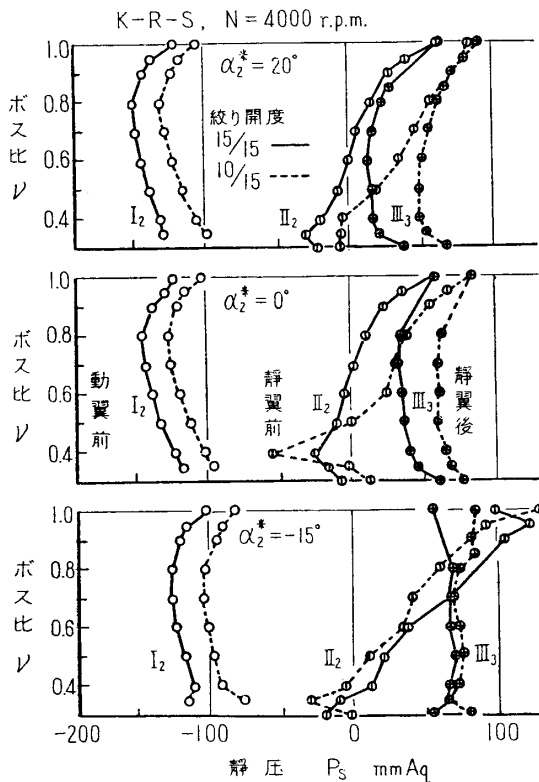
第1表 静圧上昇係数 ( $C_p$ )

静翼設計流出角 $\alpha_2^*$		20°	10°	0°	(0°*)	-7°	-15°
静翼迎え角 ( $\nu=0.4$ ) $\alpha_s$		7°	17°	27°	(設計)	34°	42°
絞り開度 15/15	ボス比 $\nu=0.35$	.903	—	.933	(0.75)	.770	.452
	=0.40	.795	.808	.865	(0.60)	.705	.524
12/15	$\nu=0.35$	—	.850	—		.847	.516
	=0.40	.746	.856	.934		.817	.360
10/15	$\nu=0.35$	—	—	—		.857	.567
	=0.40	.710	.659	.926		.817	.577

\* ( ) 内は設計値に基くものであり、他は実測値から求めた値である。

以上のことから、正規の静翼取付け角 ( $\alpha_2^*=0^\circ$ ) においても、また迎え角をさらに小さくした場合 ( $\alpha_2^*=10^\circ, 20^\circ$ ) においても、ボス部の流れは充分剥離の傾向を示し、局部的には剥離をすでに生じていると考えることもできる。他方迎え角の大きい  $\alpha_2^*=-15^\circ$  のボス部の流れは見掛上一応安定な流れをしており、しかも設計値以上の転向角を与えている。いうまでもなく迎え角が大きい ( $\alpha_s \approx 42^\circ$ ) ので、ボス部の流れは剥離し翼端は失速をおこしているものとするのが自然であるが、これを抑制する別の作用があるため、このような安定化が行なわれるものと推測されるので、この点

につき以下簡単に考察して見る。

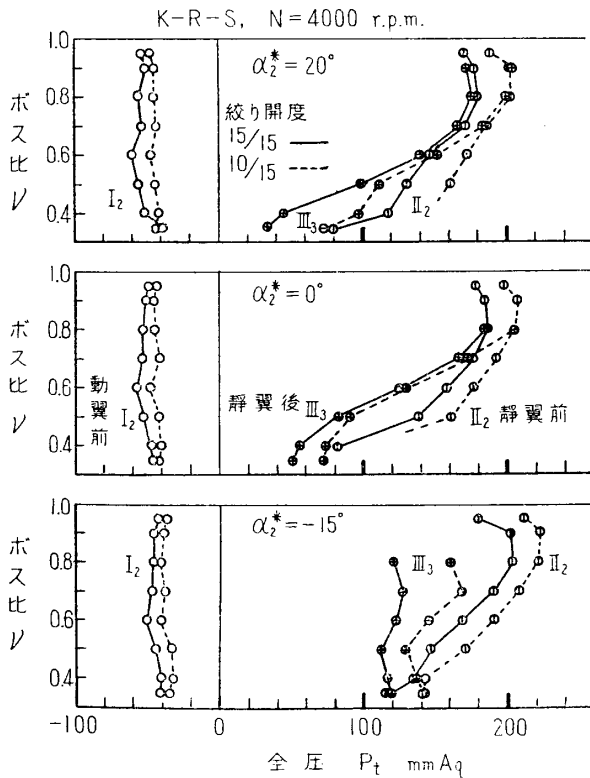


第35図 静圧分布の比較  
(K-R-S, N=4000 rpm)

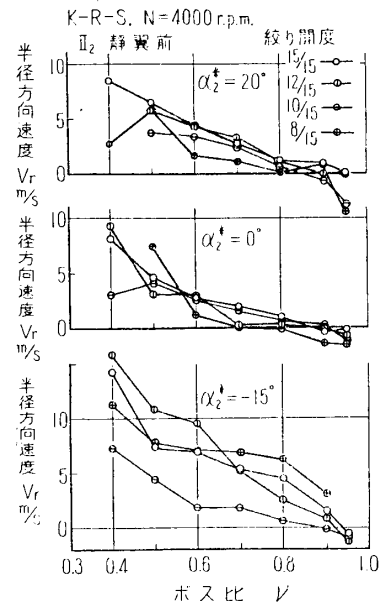
まづ動、静翼前後の静圧分布(第35図)によると、 $\alpha_2^*=-15^\circ$  に対する静翼前後の静圧分布が他の取付け角の場合と比べ著しく異なっていることがわかる。すなわち静翼前の静圧分布は、チップ側で著しく高く、静翼後のそれよりもむしろ高い。従ってボス側にかけての静圧分布は極めて大きな勾配をもっている。すでに示したように  $\alpha_2^*=-15^\circ$  の場合、チップ側の軸流速度が小さく、流入角  $\alpha_1$  もまた大きい事実と、チップ側の solidity が極めて小さいことおよびこの場合迎え角  $\alpha_s$  も著しく大きいことから、当然チップ側の流れは完全に剥離し、その結果大きな逆流領域が形成されるものと考えられる。もしこのような逆流領域の存在を仮定することが許されるならば、当然その前方すなわち静翼前の静圧は上昇し、図のような分布を示すことも容易に首肯される。かかる場合、チップ側の失速域からボス部に向う求心的な三次元流れを生

ずることが予想されるが、第36図に示すように、 $\alpha_2^* = -15^\circ$  の場合、ボス附近における半径方向の流速は他の場合と比べかなり大きいことは確からしい。その結果、すでに第33図で指摘したように、ボス部の流速は設計値に近く、とくに静翼後ではむしろ設計値以上の流速になることが、説明できそうである。かくして、 $\alpha_2^* = -15^\circ$  の場合には、小ボス比特有の三次元流れにより、かえってボス部の流れが加速され、安定化されるものと考えられる。

また  $\alpha_2^* = -15^\circ$  においては、ボス近くの翼背面に生じた失速領域が、その極めて大きな solidity (約 2.5) のために、再附着し、あたかも翼断面が、偏向角の大きなタービン翼の如き形状を示すのではないかと思われる。もしこの推定が許されるならば、 $\alpha_2^* = -15^\circ$  の場合ボス部において異常に大きな転向角を生ずる事実 (第34図参照) もまた説明できるように思われる。かくて、翼の solidity がボス側でとくに大きいこともまた、ボス部の流れの安定化に幾分かの寄与をしているものと考えて差つかえないであろう。

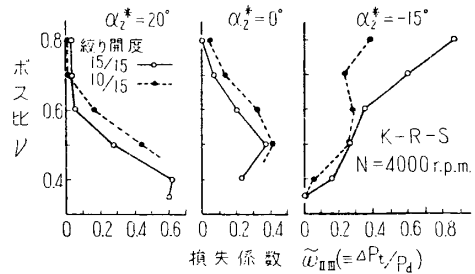


第37図 全圧分布の比較 (K-R-S, N=4000 rpm)



第36図 半径方向の流速分布の比較 (K-R-S, N=4000 rpm)

次に第37図の全圧分布 ( $P_t$ ) および第38図の静翼の損失係数 ( $\tilde{w}$ ) から上述の推定がある程度確認できるようなのである。まづボス部に注目すると、 $\alpha_2^* = 0^\circ$  と  $20^\circ$  においては、ボス部の流れが剝離しているためか、動翼による全圧上昇も低く、また静翼ボス部の損失もかなり大きい。これに対し  $\alpha_2^* = -15^\circ$  では、静翼前後の全圧がともに高く、しかも静翼における損失も極めて小さいというこの結果は、チップ



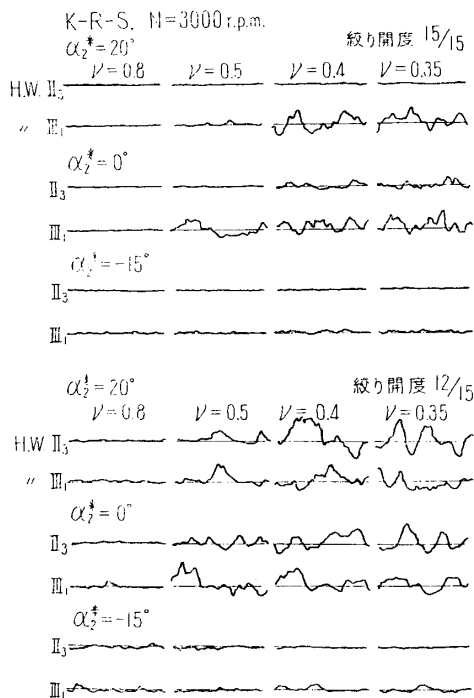
第38図 静翼の損失係数の分布 (K-R-S, N=4000 rpm)

側からの三次元流れによりエネルギーが補給されてボス部の流れが安定化していることを立証するものとも考えられる。

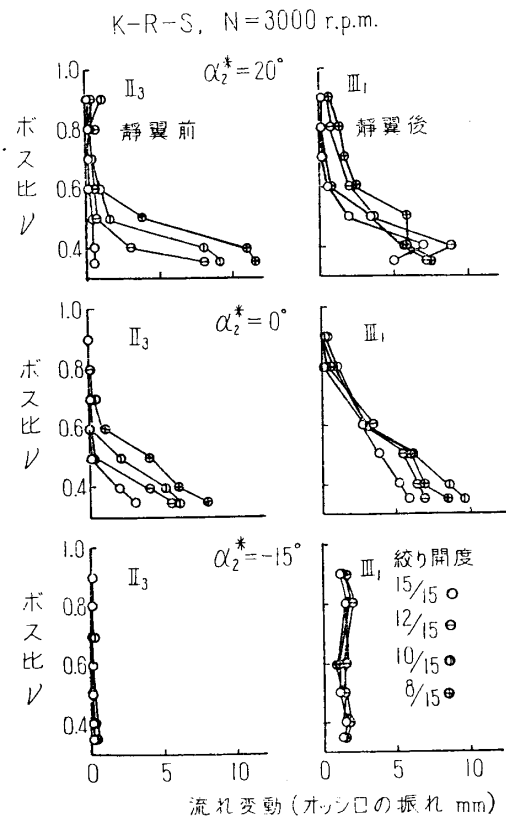
他方チップ側については、ボス側と正反対であって、 $\alpha_2^* = 0^\circ$  および  $20^\circ$  のとき全圧はともに高く、静翼の損失もほとんどなく、流れは安定していることがわかる。しかし、 $\alpha_2^* = -15^\circ$  では静翼後の全圧低下、すなわち静翼の損失が極めて大きく、このことは、静翼チップ部の流れがすでに剥離し、その結果大きな逆流領域が存在すること、ならびにボス部に向う三次元流によるエネルギーの減少を示すものと考えてよいだろう。

以上の推論を確認するために、熱線風速計を用いて、静翼前後 (II<sub>3</sub>, III<sub>1</sub>) における流れ変動の分布を測定した。第39図は代表的なオシログラムを、第40図にはそれらの測定結果がまとめて図示してある。これらの図から明らかなように、絞り全開 (15/15) においても、 $\alpha_2^* = 0^\circ \sim 20^\circ$  ではボス部の流れはかなり大きく変動しており、すでに剥離を生じていると推定できる。これに対し  $\alpha_2^* = -15^\circ$  では、予想に反して流れ変動は極めて小さく、流れはかえって安定していることはたしかと思われる。

最後に、上記の測定結果はいずれもある特定の測定位置において、半径方向のみのトラバースから求めたもので、円周方向のトラバースを行っていない。静翼前 (II) は一応別として、静翼後のヨーメータによる計測は主として III<sub>3</sub> の位置、すなわち静翼後縁から弦長の約2.3倍はなれた下流で行ない、熱線風速計は、大体弦長と同じだけはなれた位置 (III<sub>1</sub>) で計測しているとはいえ、円周方向のトラバース



第39図 静翼前後の流れ変動の分布 (K-R-S, 3000 rpm)

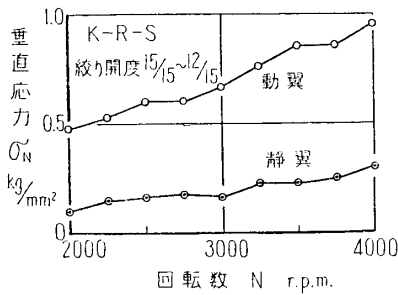


第40図 静翼前後の流れ変動 (K-R-S, N=3000 rpm)

を行うと、おそらく上記の結果とかなり相違するだろうことも充分予想されるし、また熱線風速計は定電流型のため流速により感度が著しく異なることも当然考慮しなければならない。従って確定的な推定はさしひかえねばならないが、一応上述の各実験結果を総括すると、 $\alpha_2^* = 0^\circ \sim 20^\circ$  においては、絞り全開 (15/15) の場合でも、ボス部の流れはすでに乱れており、局部的には剥離を生じている。また  $\alpha_2^* = -15^\circ$  の場合には、チップに生ずる逆流領域により三次元流れを生じ、ボス部の流れが加速され、また大きな solidity と相まって、その流れはかえって安定化するものと考えてもよいと思われる。

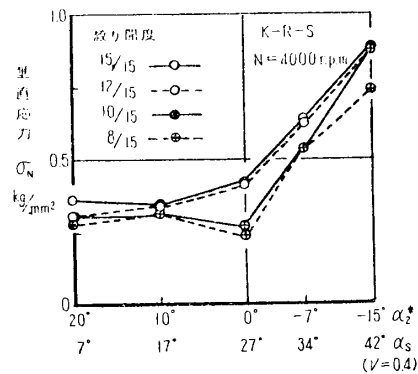
4.3 翼面垂直力と振動減衰率

前節の考察から、絞り全開時における静翼の振動応力が、 $\alpha_2^* = 0^\circ \sim 20^\circ$  のとき極めて大きく、かえって  $\alpha_2^* = -15^\circ$  ではかなり小さいというさきの実験結果 (第31 または 32 図) を一応説明できるようである。しかしながら、翼の振動を考える場合、その励振力もさることながら、振動に対する減衰力も同時に考える必要があると思われるので、以下若干の考察を加えて見よう。

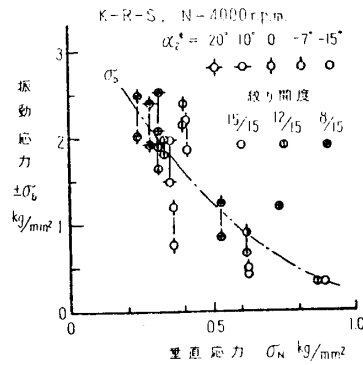


第41図 動、静翼の垂直応力の比較 (K-R-S)

絞り全開における動翼と静翼の振動応力 (第24図) と、第41図に示してある翼面に働く定常な垂直力による曲げ応力 ( $\sigma_N$ ) とを比較すると、丁度逆比例の関係にあることがわかる。また静翼の取付け角を変えた場合も、その振動応力 (第32図) と、第42図に示す垂直応力との関係は全く同様であり、たとえば最小の振動応力を示す  $\alpha_2^* = -15^\circ$  で最も大きな垂直応力が働いている。第43図には各静翼取付け角お



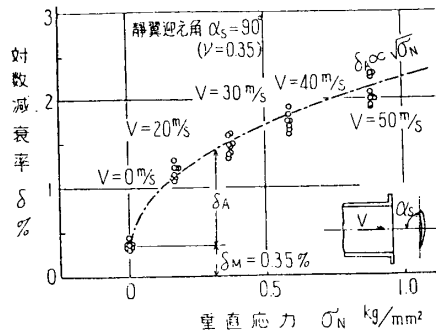
第42図 静翼取付け角と垂直応力 (K-R-S, N=4000 rpm)



第43図 静翼の振動応力と垂直応力 (K-R-S, N=4000 rpm)

よび絞り開度に対する振動応力と垂直応力との関係が図示してある。ややばらつきはあるが、両者の間にはやはり相関性のあることが容易にわかる。

まず、翼面に働く垂直力が、振動の減衰と密接に関連するのではないかとこの想定の下に、両者の関係を実験的に求める。すなわち単独静翼を小型風洞の吹出口前方におき、翼根本に



第44図 単独静翼の減衰率と垂直応力  
(風速をかえた場合)

つけてある歪ゲージの出力のうちその定常成分から垂直曲げ応力 ( $\sigma_N$ ) を、またその変動分の振幅減少量から対数減衰率 ( $\delta$ ) を測定算出する。

第44図は、翼の迎え角 ( $\alpha_s$ ) を  $90^\circ$  にして、風速を変えた場合の  $\delta$  と  $\sigma_N$  との関係を示してある、風をあてないときの減衰率  $\delta$  は、主として翼取り付け部の機械的減衰および翼の材料の内部摩擦減衰とからなるものと考えられる。いま静翼の締付けトルクをかえると  $\delta = 0.2 \sim 0.55\%$  の範囲に変わるが、図の場合はかなり強い一定の締付けトルク ( $\sim 80 \text{ kg-cm}$ ) で実験したもので、一応このときの対数減衰率  $\delta \approx$

$0.35\%$  を材料の内部減衰率 ( $\delta_M$ ) と考えることにする。なお Hanson [12] によると、14ST の Al 合金の材料減衰率は  $\sim 0.5\%$  であり、供試翼と同じ材料ではないが、同種類のアルミ合金であるので、これと比較すると、単独翼による実験値はほぼ妥当な値と考えられる。また彼の実験によると、その  $\delta_M$  は曲げ応力振幅には無関係に上記の一定値を示しているのので、ここでも  $\delta_M$  は風速には無関係に一定値をとるものと考え、実測した減衰率 ( $\delta$ ) とこの  $\delta_M$  との差をそのまま空力的減衰率 ( $\delta_A$ ) と考えてさしつかえないだろう。いま  $\delta_A$  は後に示すようにほぼ風速に比例し、また翼面に働く垂直応力 ( $\sigma_N$ ) もまた風速の自乗に比例するものと考えられるので、両者の間には

$$\delta_A \propto \sqrt{\sigma_N}$$

の関係のあることがわかる。図にはこの関係を鎖線で示してあるが、実験値とはよい一致を示している。なおこの場合の空力的減衰率は、 $\alpha_s = 90^\circ$  であるので、後に示すように、 $\frac{\partial C_F}{\partial \alpha}$  の項は無視されており、 $2C_F$  の項のみによるものと考えべきである。

次に、静翼取り付け角を変えた翼列の実験結果 (第42図) を基にして、空力的減衰率を計算してみよう。いま、任意のボス比における単位スパンの翼断面に注目するものとする。翼が単純な曲げ振動  $x = a \sin(2\pi ft)$  をするものとし、また上記翼素に作用する空気力の垂直成分を  $F = 1/2 \cdot \rho \cdot V^2 \cdot l \cdot C_F$  と仮定する。ここで、 $a$ : 最大振幅、 $f$ : 振動数、 $t$ : 時間、 $\rho$ : 空気密度、 $V$ : 風速、 $l$ : 翼弦長、 $C_F$ : 垂直力の係数、また  $\alpha$ : 翼に対する流入角、 $\alpha_s$ : 迎え角とする。

翼の振動により翼素に加わる垂直力の変動分  $dF$  は

$$\begin{aligned} dF &= \frac{\partial F}{\partial x} \cdot \frac{\cos \alpha_s}{V} + \frac{\partial F}{\partial V} \sin \alpha_s \\ &= \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V \cdot l \cdot K(\alpha_s) \end{aligned} \quad (1)$$



である。ここに

$$K(\alpha_s) = \frac{\partial C_F}{\partial \alpha} \cos \alpha_s + \left( V \frac{\partial C_F}{\partial V} + 2C_F \right) \sin \alpha_s \quad (2)$$

いま翼素が 1 サイクの振動の間に消失する仕事量と、同じ翼素のもっている運動エネルギーとから空力的減衰を求めると、

$$\delta_A = M \cdot \frac{1}{k} \cdot K(\alpha_s) \quad (3)$$

の関係が得られる。ここで、 $M$  は質量比、 $k$  は reduced frequency であり、それぞれ次式で与えられる。

$$M = (\pi b^2 \cdot \rho / m)$$

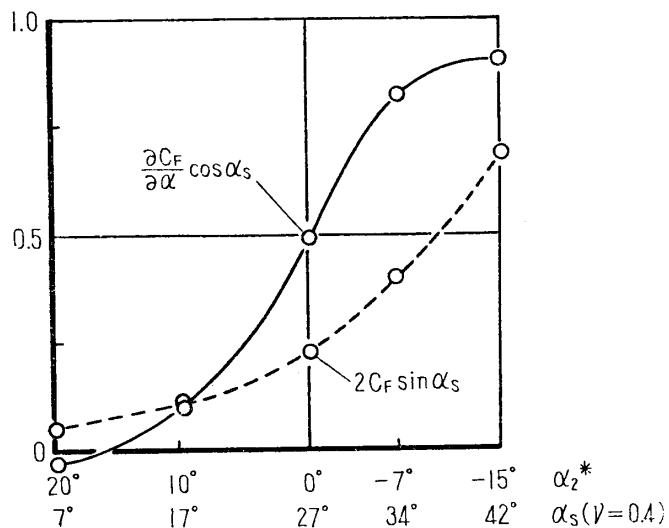
$$k = 2\pi f \cdot b / V$$

ここに  $b$ : 翼の半弦長、 $m$ : 翼素の質量、である。勿論上式は考えている翼素に対するものであるから、スパン方向に積分しなければならない。なお Hanson [12] は  $\delta_A$  の式として (3) 式と同形のを提案し、 $K(\alpha_s)$  の代りに、翼根本および先端の断面積 ( $A_r, A_t$ ) と平均の翼断面積 ( $A$ ) を含む  $[\pi(0.0163A_r + 0.0745A_t) / A]^{-1}$  の係数を与えている。

(3) 式から明らかなように、空力的減衰は風速に比例し、また同一翼で、その取付け角のみを変えたときは主として係数  $K(\alpha_s)$  に左右されることがわかる。しかるに  $K(\alpha_s)$  は (2) 式からわかるように、二つの項からなっている。すなわち第一項は迎え角に対する垂直力係数の勾配に比例し (近似的には揚力係数の勾配と考えられる)、一般に迎え角の小さい範囲では、この第一項のみを考えればよい。しかし本実験のように迎え角を大幅に変更する場合には、第二項も決して無視することはできないはずである。この項のうち  $\partial C_F / \partial V$  は、本実験の風速範囲では充分無視してもよいが、空気力の非線形による  $2C_F$  の項は残ることになる。

第 42 図の垂直応力 ( $\sigma_N$ ) を、近似的にいま翼に働く垂直力  $F$  に比例するものとし、この曲線を基にして  $K(\alpha_s)$  の第一項、 $(\partial C_F / \partial \alpha) \cdot \cos \alpha_s$  と第二項  $2C_F \cdot \sin \alpha_s$  を求め、図示したものが第 45 図である。図の下方に示してあるように、 $\alpha_s$  が充分大きくなると、第二項の無視できないことがよくわかる。

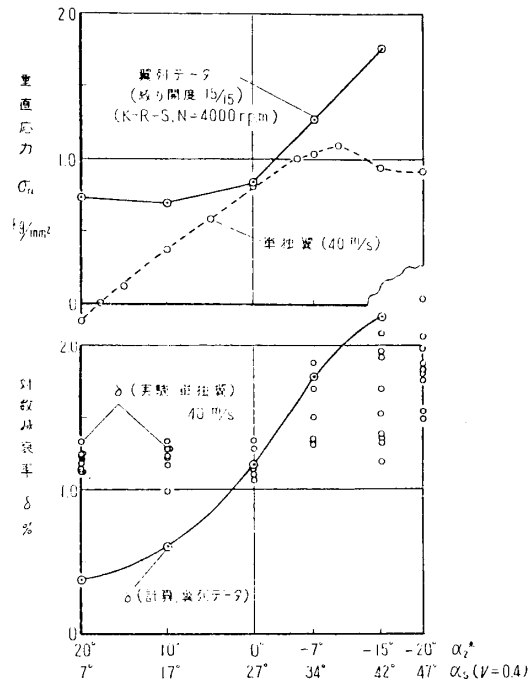
すなわち、 $\alpha_2^* = 20^\circ$  では空力的減衰はほとんどなく、材料の内部減衰のみが働いており、また  $\alpha_2^* = 0^\circ$  でも  $\delta_A$  は相当小さい。これに対し、 $\alpha_2^* = -15^\circ$  においては、たしかに大きな空力的減衰が存在し、そのうち、空気力の非線型に



第 45 図  $K(\alpha_s)$  の各項の比較

よる第二項( $2C_F \sin \alpha_s$ )が、第一項の75%近い値を占めていることはとくに注目してもよいだろう。かくて  $\alpha_2^* = -15^\circ$  では、たとえ流れ変動があるとしても、充分これを減衰するだけの能力のあることがわかる。

第45図で求めた空力的減衰率に  $\delta_M$  を加えた対数減衰率(翼列データ)と、単独翼(風速40 m/s)について迎え角を変えつつ実測した対数減衰率が、第46図に比較してある。図によ



第46図 翼列と単独翼の減衰率の比較

ると両者は相当異っており、とくに  $\alpha_2^* = 20^\circ$  における実測値は計算値に比べかなり大きい値を示し、 $\alpha_2^* = -15^\circ$  ではやや低い値を示している。しかしこれは図の上部に示す単独翼の  $\sigma_N$  の曲線からわかるように、 $\alpha_2^* = 20^\circ$  近くでは  $\sigma_N$  の傾斜が大きく、そのために  $\delta$  も大きく、また  $\alpha_2^* = -15^\circ$  では傾斜が小さいため翼列の  $\delta$  に比べかなり小さくなっているものと思われる。翼列と単独翼の  $\sigma_N$  の各曲線は明かにその傾向が違っており、そのため単独翼による減衰率の実験値は翼列の計算値と厳密に一致しないのは当然といわねばならないだろう。

いま垂直力と取付角との関係曲線を、揚力曲線と見做することが許されるならば、第46図上部に示す翼列の  $\sigma_N \sim \alpha_2^*$  曲線(絞り全開 15/15)において、 $\alpha_2^* = 0^\circ \sim 20^\circ$  の範囲はすでに失速領域にあることになり、また  $\alpha_2^* = -7^\circ \sim -15^\circ$  では再び失速を脱して、揚力増加を示し始めるものと見ることが出来る。この場合、設計点として採用できる正規の静翼取付角は  $\alpha_2^* > 20^\circ$  であることになり、この点の確認は行っていない現在、この曲線をそのまま揚力曲線と見做すことにはいささか疑問もあるが、それにしてもすでに述べたように、もし

揚力曲線と見做し得るものとするならば、 $\alpha_2^*=0^\circ$ における静翼の対数減衰率が、 $\alpha_2^*=-15^\circ$ の場合に比べかなり小さいだろうことは容易に推定できる。従ってさきに述べた静翼取付け角による流れ状態やこの空力的減衰率などの相違のため、第32図の如く静翼の振動応力に著しい差異を示すものと考えてさしつかえないだろう。

結局、静翼においては、絞り全開の正規の取付け角 ( $\alpha_2^*=0^\circ$ ) の場合でもすでにボス部の流れが局部的に剝離しており、また垂直力従ってその空力的減衰も小さく、あたかも失速フラッタを生じているとも見られる状態にあり、このためさきに示したように、静翼は予想に反して異状に大きな振動応力を示したものと考えられる。

## 結 言

ボス比 0.3 という小ボス比の単段回転翼列試験機を用いて、まづ内部流れについて比較試験を行ない、ついで、動、静翼の振動の様相ならびにその曲げ応力につき実験を行なった。それらの結果を要約すると次の通りである。

1) 新旧動翼をつけた場合の流速分布を比較すると、全般的な傾向は酷似しているが、それらの特性曲線、とくに旋回失速時のヒステシス現象にはかなりの相違が見られる。これは動翼ボス部の厚さの差に基く流れの変化が影響したものと考えられる。

2) 入口整流格子は、とくに静翼前後の流速分布を一様化する作用が強く、そのため明瞭な large stall の発生を幾分容易にする効果がある。

3) 静翼を取りつくと、そのボス部の流れが著しく減速されるばかりでなく、前報にも指摘してある如く、動翼ボス部の流れをも剝離させる傾向がある。そのため large stall の発生はかなり抑制される。

4) 本実験においては single cell の旋回失速が主として観測され、その発生する流量範囲は、R および K-R の組合せで最も広く、K-R-S では狭く、R-S では規則性のある large stall は計測されない。この傾向は Wood および Harlock の実験結果とも定性的に一致し、large stall を発生する動翼の限界相対流入角は、ボス比 0.9 の環状翼列風洞による田中の実験結果ともよく一致する。また本実験における旋回失速の伝播速度は、動翼から静翼を遠くけるにつれ漸次遅くなり、静翼のない場合最も遅い。

5) 動翼の曲げ振動応力は、絞り全開から旋回失速にはいるまでの無失速時にはほとんど無視できる程度であるが、large stall に入ると、無失速時の 20 倍近い振動応力を示す、また無失速時および失速時の振動応力は、いずれも回転数の自乗、すなわちそのときの動圧にほぼ比例している。

6) 新動翼の曲げ振動応力から、旧動翼の破断時の応力を推定すると、前報の材料試験から得た疲労限度とかなりよく一致する。その結果旧動翼が曲げ振動の疲労により折損したとの前報の推定は妥当と思われる。

7) 動翼ならびに静翼は、いずれもそれぞれの基本曲げ振動数で振動し、その振幅の時間的变化は、一見ランダムであり、いまのところ規則性は認められない。また隣接翼間の位相関係にも明瞭な相関性はないようである。これらの点についてはさらに検討する必要がある

と思う。

8) 静翼は、動翼の場合と異なり、絞り全開(設計点)においてすでにかなり大きな振動応力を示し、旋回失速時の最大応力とほぼ同程度の値である。しかしその振動応力は、動翼のそれと同様に、やはり回転数の自乗にほぼ比例している。

9) 静翼の振動応力が絞り全開において相当大きいということは、実用上の見地からも由々しい問題といわねばならない。その原因を明らかにすべく、さらに詳細な実験を行なった結果、静翼ボス部(翼先端)の流れが絞り全開時にすでに剝離しておくこと、このときの空力的減衰もかなり小さく、失速フラッタの如き状態にあることがわかる。またこの傾向はボス比 0.3 という、もともと設計の困難な本試験機特有のものであり、設計に当り、適当な考慮を払うことにより充分回避できるものと思われる。

10) 静翼の取付け角を変えて、その迎え角を極端に小さくしても上記の傾向は改善されないが、迎え角をむしろ大きくした場合には、予想に反して絞り全開時の振動応力は著しく低下する。これは、静翼チップ部に発生した大きな逆流領域のため、求心的な三次元流れを生じ、このため静翼ボス部の流れは加速され、かえって安定化されるためと推定される。

11) 翼面に働く垂直応力と振動応力とが互に逆比例の関係にある事実に注目し、垂直応力と減衰率との関係を実験的に求めると、ある範囲内では空力的減衰は垂直応力の平方根に比例すれことがわかる。また供試静翼の材料内部減衰率は約 0.35% 程度であり、Hanson の実験値と比べ妥当な値と思われる。

12) 空力的減衰は、従来主として迎え角に対する揚力もしくは垂直力の勾配が支配的であると考えられているが、迎え角がとくに大きい場合には、空気力の非線形性に基づく項も決して無視できない。翼列実験の結果 ( $\sigma_N \sim \alpha_s$ ) をもとにして、後者を考慮に入れて算出した空力的減衰率は、 $\alpha_2^* = 0^\circ \sim 20^\circ$  の範囲では小さく、迎え角の大きい  $\alpha_2^* = -15^\circ$  ではかなり大きくなっていることがわかった。

最後に、本実験に対し有益な助言をいただいた八田桂三教授、また実験に当り終始熱心に協力された網野一夫氏、並びに北村菊男氏を始めとする研究室の諸兄に対し厚く感謝したい。

1962年5月7日 原動機部

### 参 考 文 献

- [ 1 ] 八田, 田中, 高田: 新設ターボジェット部門の設備について, 東大航研集報, 第1巻, 第1号(1958), 14 頁
- [ 2 ] 八田, 田中, 高田: 小ボス比軸流圧縮機に関する実験(第1報) 東大航研集報, 第1巻, 第3号(1959), 190 頁
- [ 3 ] H. Pearson: The Aerodynamics of Compressor Blade Vibration, Fourth Anglo-American Aeronautical Conference, (1953), p. 127.
- [ 4 ] H. F. Calvert, W. M. Braithwaite and A. A. Medeiros: Rotating-stall Rotor and Rotor-Blade-Vibration Survey of 13-stage Axial-flow Compressor in Turbojet Engine; NACA RM E54J18, April 1955.
- [ 5 ] E. K. Armstrong, & R. E. Stevenson: Some Practical Aspects of Compressor Blade Vibration, J. Royal Aeron. Soc., Vol. 64, No. 591, (1960), p. 117.
- [ 6 ] A. D. Carter and D. A. Kilpatrick: Self-excited Vibration of Axial-flow Compressor

- Blades, Proc. I.M.E., Vol. 171, No. 7 (1957), p. 245.
- [7] D. A. Kilpatrick, A. D. Carter & L. O'Neill: Blade Vibratory Stresses in a Multi-stage Axial-flow Compressor, R. & M. No. 3181, Janu. 1958.
- [8] 高田: 多段軸流圧縮機の旋回失速, 東大航研集報, 第2巻, 第6号 (1961), 305 頁
- [9] 田中: 旋回失速に関する研究, 第1報, 各種旋回失速の発生領域について, 東大航研集報, 第3巻, 第1号 (1962), 52 頁
- [10] H. W. Emmons, R. E. Kronauer & J. A. Rockett: A Survey of Stall Propagation-Experiment and Theory, Trans. ASME, Vol. 81, Series D, No. 3 (1959), p. 409.
- [11] M. D. Wood, J. H. Horlock and E. K. Armstrong: Experimental Investigation of the Stalled Flow of a Single-Stage Axial Flow Compressor, Aeron. Quarterly, May 1960, p. 159.
- [12] M. P. Hanson, A. J. Meyer & S. S. Manson: A Method of Evaluating Loose-Blade mounting as a Means of Suppressing Turbine and Compressor Blade Vibration, Experi. Stress Analysis, Proc. Vol. 10, No. 2 (1953), p. 103.