

UDC 621.452.322:
62-135:
62-213.7:
620.162

航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-309

ファンジェットエンジンFJR710/10 静止部剛性試験第2報

——ファンの静止部——

池田 為治 ・ 小河 昭紀
松末 勝利 ・ 宮地 敏雄

1976 年 9 月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

項 目	担 当 者
測 定 装 置	石垣 亨** 小林英夫**
実 験	池田為治* 小河昭紀* 宮地敏雄* 井上利昭** 小林英夫**
解 析	松末勝利* 祖父江 靖* 藤沢良昭*
お よ び 整 理	橋本良作* 勝又一郎** 小林英夫**

* 原動機部

** 石川島播磨重工業(株)

目 次

まえがき

第1部 ファン静止部の曲げ剛性試験

1. 試験方法	1
2. 試験結果	2
2.1 ファンフレームに斜めストラットが使用された場合	2
2.1.1 静的荷重による変形	4
2.1.2 ファンロータおよびギャボックス(G/B)への影響	5
2.1.3 ファンフレームストラット取付部のひずみ測定	7
2.1.4 曲げ剛性およびひずみ測定に関する考察	7
2.2 ファンフレームに直ストラットが使用された場合	8
2.2.1 軸方向変位	10
2.2.2 半径方向変位	12
2.2.3 ファンフレームのストラットの挙動	12
2.2.4 中心軸変位	13

第2部 ファン静止部の振り剛性試験

1. 試験方法	14
2. データ整理方法	14
2.1 変 位	14
2.2 ひ ず み	14
2.3 測定データの選択	14
3. 試験結果	14
3.1 ファンフレームの振れ	14
3.2 ファンフレームの応力	17
4. データ整理の詳細	18
4.1 円周方向変位	18
4.2 応力値の検討	19
5. 斜めストラットファンフレームとの比較	20
あ と が き	20
付 図	22

ファンジェットエンジンFJR710/10

静止部剛性試験第2報*

——ファンの静止部——

池田 為治** 小河 昭紀**
松末 勝利** 宮地 敏雄**

まえがき

FJR710/10 エンジンのファン静止部の剛性試験について述べる。

ファン静止部はエンジンの最前部に位置し、ファンシュラウド、ファンケーシングおよびファンフレームから構成され、それぞれ外周部のフランジでボルトにより結合されている。これらの概略図は付図1,2の通りである。

ファンフレームは内殻と外殻とがストラットで結合された構造である。ストラットの形状としては付図2に示したような直ストラットと斜めストラットの二種類がある。

本報告は、第1部で曲げ剛性試験、第2部でねじり剛性試験について、それぞれの試験方法と試験結果を述べる。

第1部 ファン静止部の曲げ剛性試験

ファン静止部はファンシュラウド、ファンケーシングおよびファンフレームから構成され、ファンフレームは高圧圧縮機前部フレームに結合されている(図1)。

ファンケーシングのフランジ部には図2に示すようにギャボックス(以下G/Bと記す)および補機が取付けられる場合、ファン静止部全体はG/B, 補機の重量による曲げ荷重を受ける。この曲げ荷重によるファン外殻のたわみとか、ファンシュラウドの変形がファンブレードのチップクリアランスに与える影響あるいはG/B内のパーチャルシャフトのスプラインに与える影響などが無視できない問題となる。これらの問題点を明らかにするため、曲げ剛性試験を行った。

なおファン静止部試験体は付図2に示すようにファンフレームのストラット構造の異なる2種類(直, 斜)のものがあるので両者について試験を行った。

1. 試験方法

試験体は図3に示すようにファン静止部前部を上向き

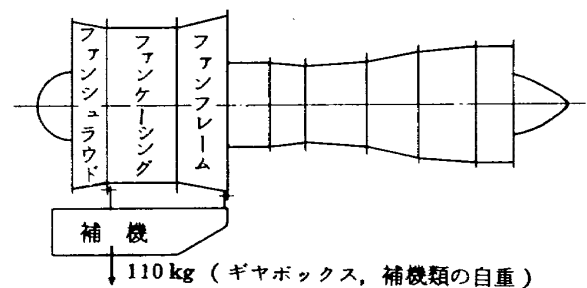


図1 補機類取付概略図

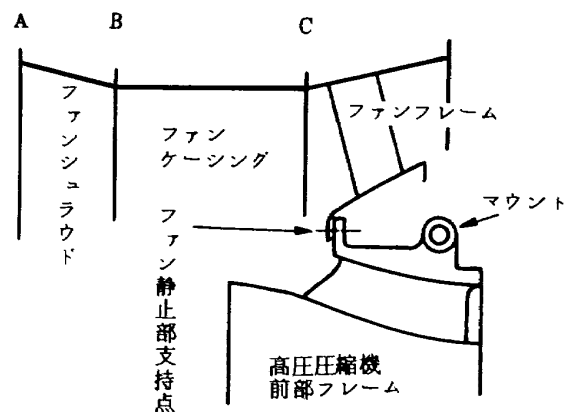


図2 ファン静止部構造概略図

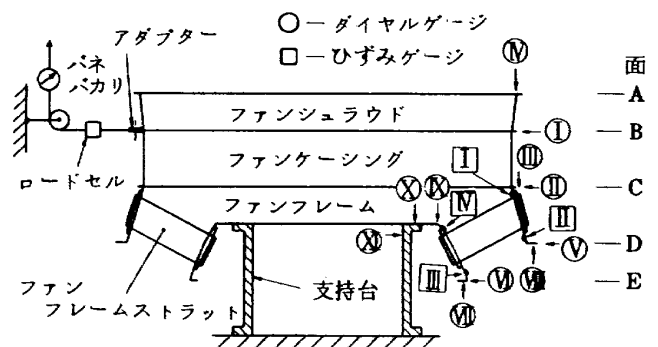


図3 ファン静止部曲げ剛性試験概略図

* 昭和51年6月30日 受付

** 原動機部

にしてファンフレームの内殻を支持台に取り付け定盤に固定した。荷重はファンシュラウド・ケーシング間のフランジ部に取り付けたアダプタにワイヤを介してチェンブロックで引張る方法で加えた。ワイヤの間にはロードセルおよびバネバカリを結合して荷重を測定した。荷重は0から30 kg毎に150 kgまで加えた。各フランジ部の変位はダイヤルゲージで測定し、ファンフレームのストラット取付部のひずみは、ひずみゲージで測定した。各測定位置は図3に示す。測定位置の矢印の向きは変位の方法を表わし、数字は測定位置番号である。

測定は同一フランジ上で4個所あるいは8個所で同時に行った。なお4個所および8個所で測定の場合はいずれもエンジン前視のTOP位置を起点として円周上4等分および8等分位置で測定した。ダイヤルゲージで測定したフランジ部の測定位置番号と同一フランジ上の測定点数を表1に示す。

表1 ダイヤルゲージによる変位測定位置と同一フランジ上での測定点数

測定位置	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI
斜めストラット	8	8	—	4	—	—	—	—	4	4	4
直ストラット	4	4	8	8	8	8	8	8	—	—	—

2. 試験結果

2.1 ファンフレームに斜めストラットが使用された場合

ダイヤルゲージによる変位測定は図3の①②③④⑤⑥の6個所で行った。ここでG/B取付位置①のフランジ上の①～⑧点の荷重～半径方向変位の関係を図4図5に示す。図中の β は各荷重ステップ(30 kg)間の変位の差から求めた平均勾配である。

図6図7は荷重が150 kgのときの①, ②のフランジ

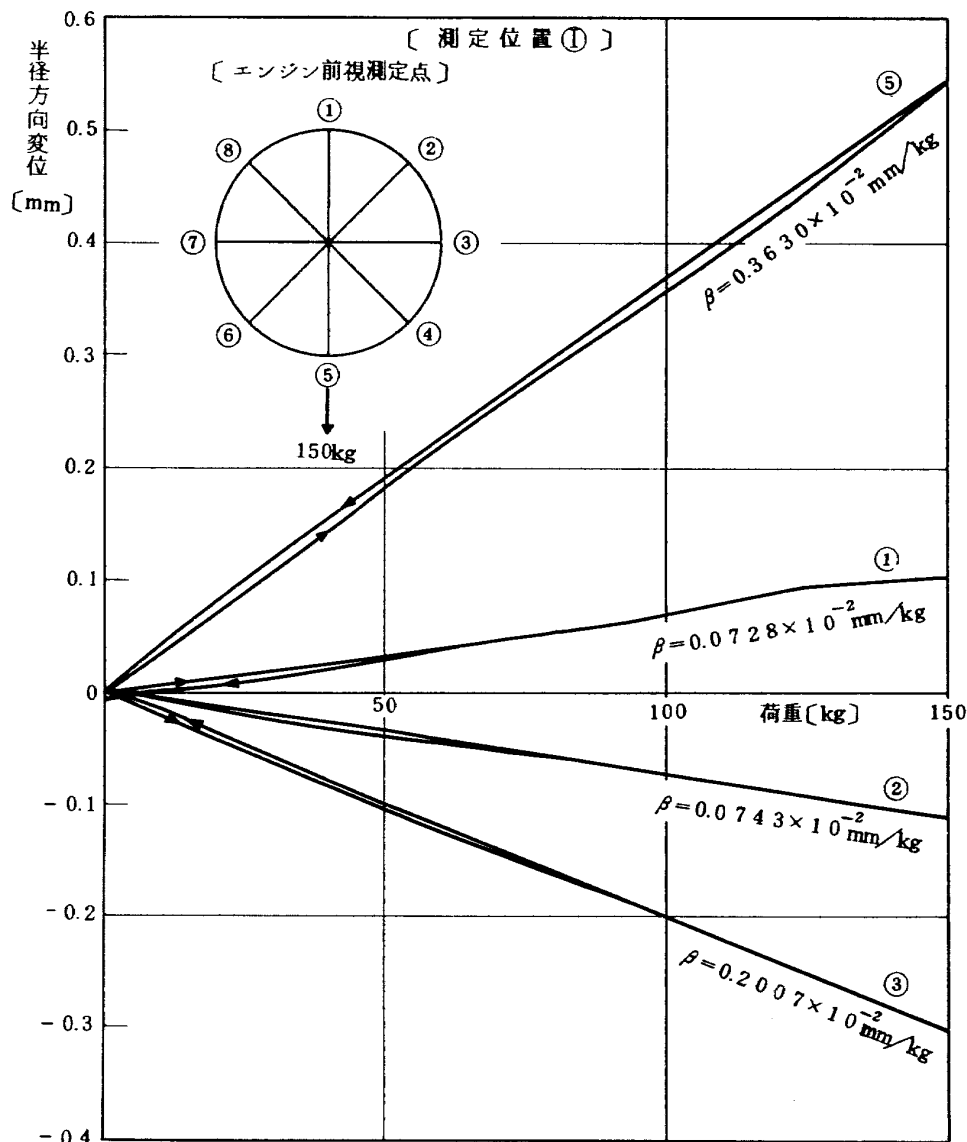


図4 半径方向変位と荷重との関係
(ファンケーシング前部フランジB面)

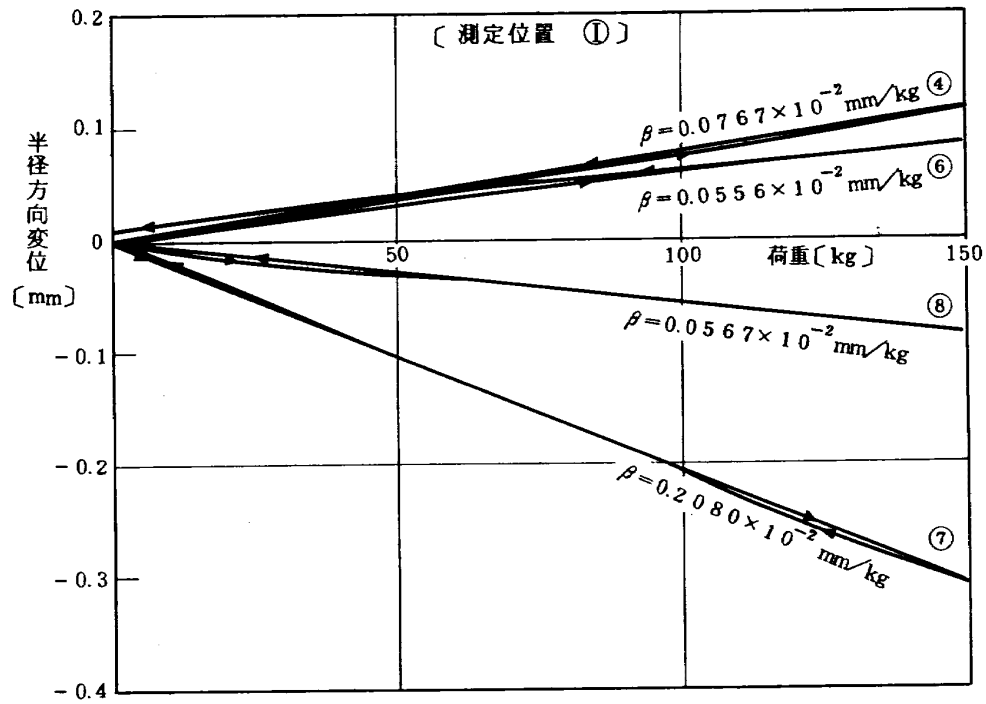


図5 半径方向変位と荷重との関係
(ファンケーシング前部フランジ)

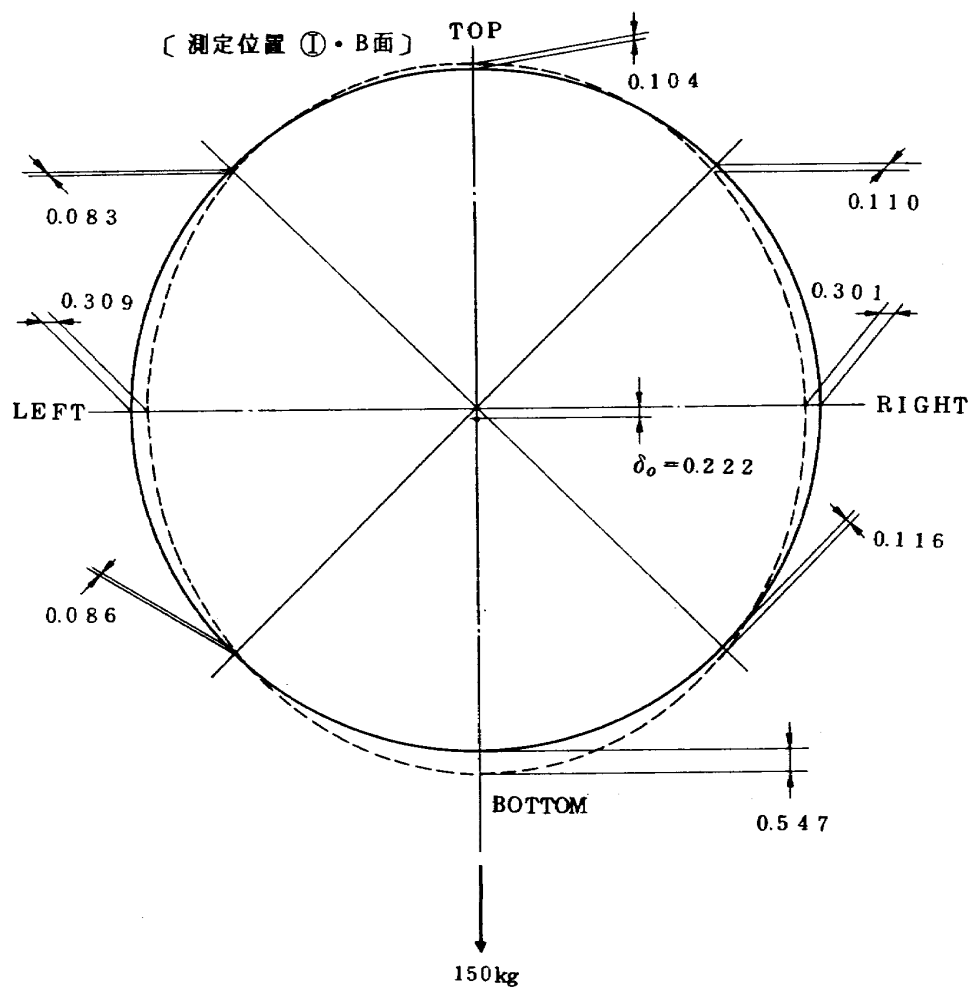


図6 ファンケーシング前側フランジの変形 [mm]

の変形の様子を図示したものである。ただし変位は拡大してある。なお中心軸変位 δ_o は変形が楕円変形であると仮定して求めた。図8に④の位置の軸方向の変形の様子を示す。

2.1.1 静的荷重による変形

本報の剛性試験はファン静止部の前部を上向きに固定

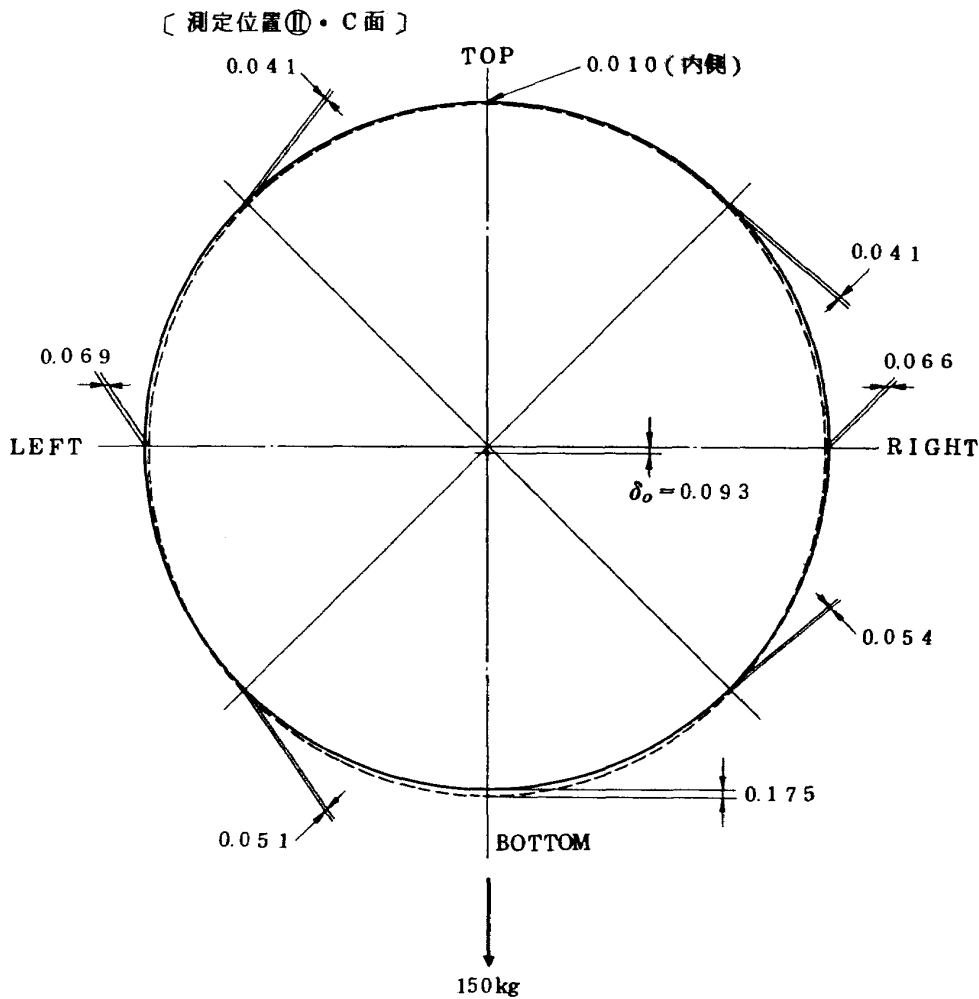


図7 ファンケーシング後側フランジの変形〔mm〕

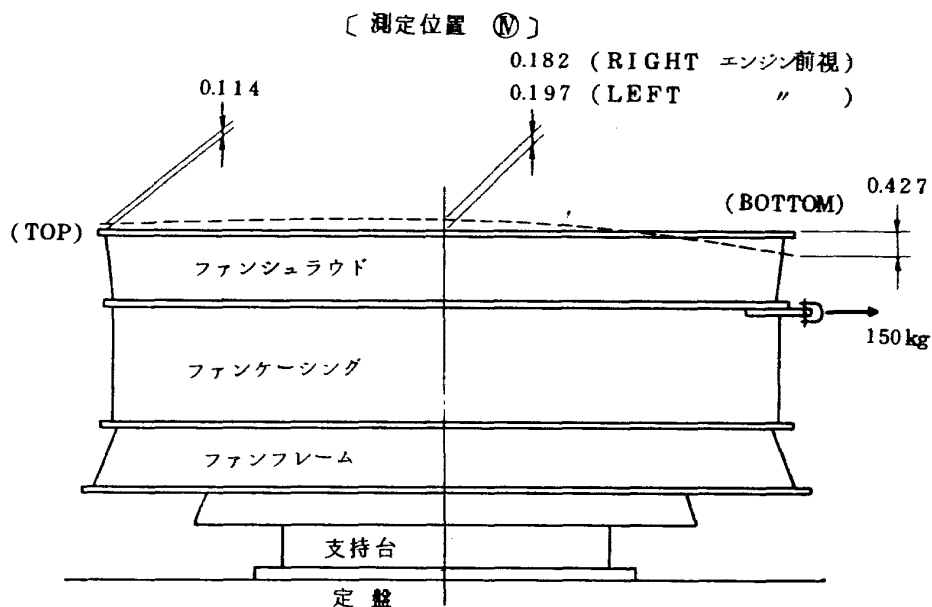


図8 ファンシュラウド前側フランジの変形〔mm〕

表2 G/B支持フランジの半径方向変位 単位(mm/110kg)

測 定 点	1	2	3	4	5	6	7	8
変 位 (1)	+0.080	-0.082	-0.221	+0.084	+0.399	+0.061	-0.229	-0.062
変 位 (2)	+0.240	+0.007	-0.225	+0.007	+0.240	+0.007	-0.225	+0.007

してG/Bの自重に相当する荷重を水平に加える方法で行ったが、エンジンを機体に取り付けたときの負荷としては、G/Bの自重のほかファンシュラウド、ファンケーシング等の自重も考慮しなければならない。以下にそれぞれの場合の変形について検討する。なお実機の運転試験の際には、ファンシュラウドの前部にベルマウス(エアインテイク)が取り付けられるので本報では使用するベルマウスの自重による変形もあわせて考察する。

1) G/B, 補機類の自重による変形

G/B, 補機類の自重によってG/B 取付部(B面)には静止時110kgの荷重が加わる。図4, 図5に示した荷重～変位線図の平均勾配を用いて110kg 荷重時の変位を求めると、表2の変位(1)のようになる。ここで(+), (-)の符号はそれぞれ半径の増加, 減少を表す。

ここでフランジが楕円変形したと仮定して中心軸の変位 δ_{01} を求めると

$$\delta_{01} = (0.399 - 0.080) / 2 = 0.1595 \text{ mm} \quad \text{となる。}$$

表2の変位(1)からこの δ_{01} を差引いた変位を表2変位(2)に示す。

2) ファンシュラウド, ファンケーシング等の自重による中心軸変位

図9のB面フランジの中心軸変位は支点に加わる曲げモーメントに比例するものと仮定して各部の自重による変位を概算すると次のようになる。

B面フランジに110kgの荷重が加わったとき支点に作用する曲げモーメント M_0 は

$$M_0 = l_0 \times 110 = 32,450 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

図9に示した W_1, W_2, W_3 による曲げモーメントの総和 ΣM は

$$\Sigma M = \sum_{i=1}^3 W_i \cdot l_i = 15,808 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

一方実験よりモーメント M_0 が作用したときの中心軸変位 δ_{01} は0.1595mmであるから ΣM のモーメントが作用したときの中心軸変位 δ_{02} は次のように求められる。

$$\delta_{02} = \frac{\Sigma M}{M_0} \cdot \delta_{01} = 0.0777 \text{ mm}$$

3) 変形および中心軸変位

1), 2)で求めたG/Bおよび補機による自重とファンシュラウド等の自重が同時に作用した場合の中心軸変位 δ_0 は $\delta_0 = \delta_{01} + \delta_{02} = 0.2372 \text{ mm}$ となる。この場合のG/B 取付位置(B面)フランジの変形の様子を図10に示す。図から明らかなようにB面フランジ原形に対する最大変位はBOTTOM位置で生ずる。

4) ベルマウスの自重による中心軸変位

2)と同様に中心軸変位は作用するモーメントに比例するものと仮定して図11のB面フランジの変位を求める。

$$M_4 = W_4 \cdot l_4 = 42,200 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

2)の場合と同様に中心軸変位 δ_{03} は

$$\delta_{03} = \frac{M_4}{M_0} \cdot \delta_{01} = 0.2074 \text{ mm}$$

5) 総てを考慮した場合の中心軸変位

前記3) 4)の中心軸変位を合計すると

$$\delta_0 = \delta_{01} + \delta_{02} + \delta_{03} = 0.4446 \text{ mm}$$

この状態でフランジ原形に対する最大変位はBOTTOM位置に生じ、その値は上の δ_0 の値に表2の変位(2)の値0.240mmを加えて得られ、

$$\delta = 0.6846 \text{ mm} \quad \text{となる。}$$

2.1.2 ファンロータおよびG/Bへの影響

1) ファンロータブレードのチップクリアランス

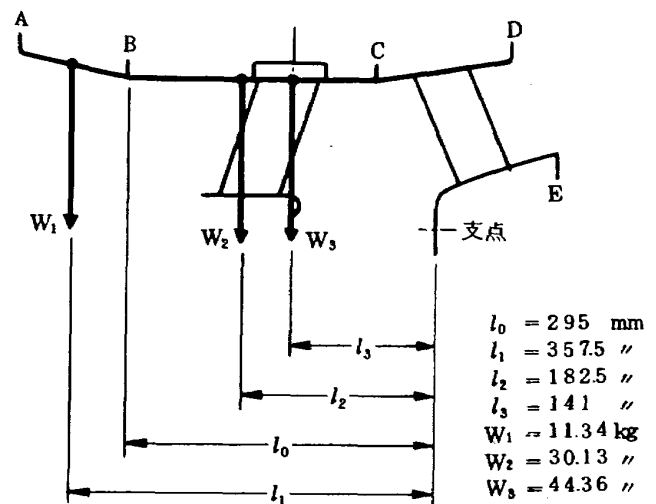


図9 ファン静止部各部の自重および作用点

ファンロータブレードのチップクリアランスの設計値は1.2～3.3mm (FJR710/10)となっている。一方設計回転時のブレードチップの伸びは1.05mmと予想される。したがって本実験の結果をもとにしてG/B 補機類を取付けた状態を想定してチップクリアランスを求めると表3のようになる。表から明らかなようにエンジンの台上運転(1G荷重)の際でも設計回転時にはファンロ

ータブレードが水平位置(RIGHT, LEFT位置)にてファンシュラウドと接触する恐れがある。また10Gの場合は同じく水平位置でほとんどの場合接触する。

2) G/B 補機類への影響

図12に示すようにG/B 取付部の変位 δ によってG/BとPTO シャフトとの間にはミスアライメント(角度 θ)が生ずる。これらの結果を表4に示す。

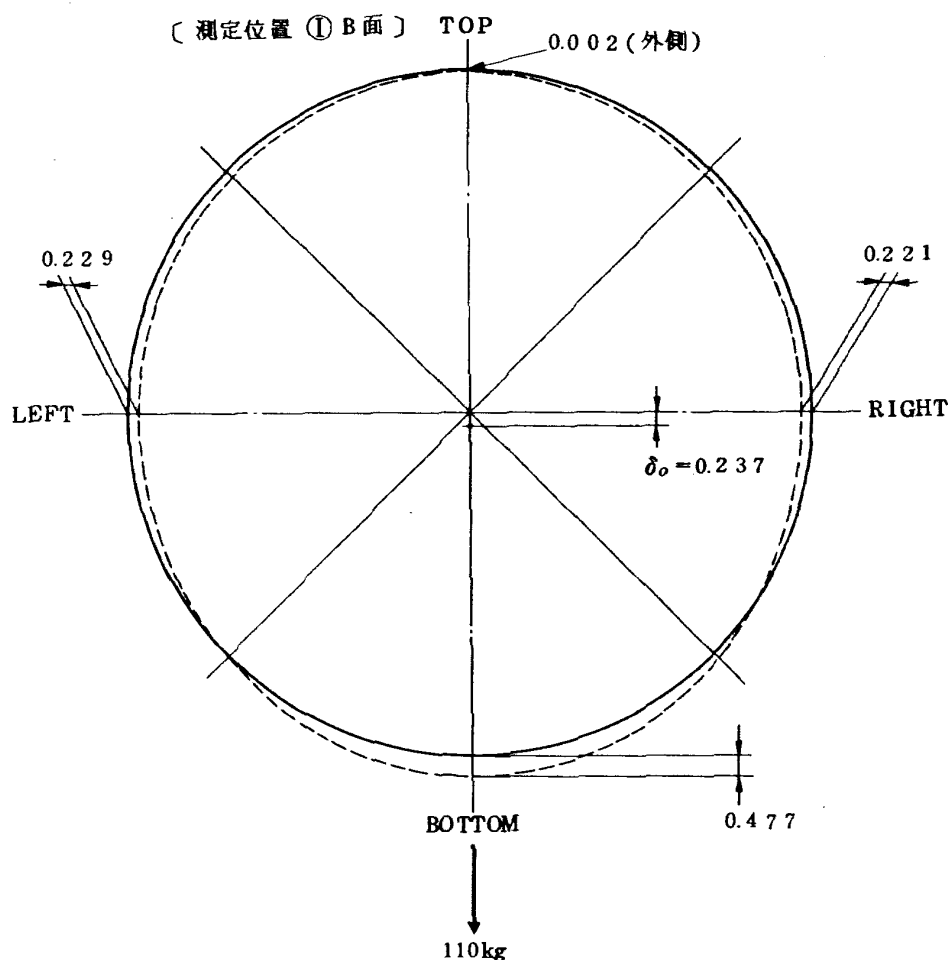


図10 G/B, 補機類取付状態におけるG/B取付位置(B面)の変形(mm)
(自重による変形も含む)

表3 ファンロータブレードのチップクリアランス 単位(mm)

位置 エンジン前視	状態	静止時 (1G荷重)		設計回転時 (1G荷重)		設計回転時 (10G荷重)	
		最大	最小	最大	最小	最大	最小
T O P		3.3	1.2	2.25	0.15	2.27	0.17
R I G H T		3.08	0.98	2.03	-0.07	0.04	-2.06
B O T T O M		3.78	1.68	2.73	0.63	7.02	4.92
L E F T		3.07	0.97	2.02	-0.08	0.04	-2.14

以上の変形のほかにファンステータのカウントトルクによるファンケーシングの振れによる影響もあるが、これについては振り剛性試験の項で検討する。

2.1.3 ファンフレームストラット取付部のひずみ

ファン静止部の曲げ剛性試験と同時にファンフレーム取付部のひずみ測定を行った。ひずみゲージ貼付位置は図3に示す。詳細は図13に示すようにエンジンのTOPおよびBOTTOM位置に近いストラットの取付部についてそれぞれ4点にひずみゲージを貼付した。これらの位置はファン静止部が曲げ荷重を受けた場合、局所的な応力が最も高くなると予想される場所である。荷重はロードセルおよびバネばかりで測定した。両者の値には若干差があり設定荷重の信頼性が懸念されるが測定されたひずみは小さく本来の目的がひずみの大体の大きさを知ることとしているので、荷重の精度は不問とし、ここではロードセルで求めた荷重を採用した。なおファンフレームに使用した材料(CPTi材AMS4901)の耐力は 49.2 kg/mm^2 、ヤング率は $10.9 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$ である。したがって安全率を5にとると限界応力 δ_e および対応するひずみ ϵ_e は

$$\delta_e = 9.84 \text{ kg/mm}^2$$

$$\epsilon_e = 903 \times 10^{-6} \quad \text{となる。}$$

本実験による測定結果の中には応力の限界値 9.8 kg/mm^2 (903×10^{-6})に抵触するひずみはなかった。

図14に荷重～ひずみ線図の一例を示す。この図はひずみの最も大きいBOTTOM位置の(四)の場合である。

図中に単位荷重当りのひずみを平均勾配として示す。上で求めた荷重とひずみの関係を支点に作用する曲げモーメントとひずみの関係に変換してファンシュラウド、ファンケーシング等の自重およびベルマウスの自重などによるひずみおよび応力を推定すると表5のようになる。

2.1.4 曲げ剛性およびひずみ測定に関する考察

ファンロータのチップクリアランスに関してはフランジの変形および中心軸変位ともかなり大きいので本試験に使用したファン静止部の構造では若干問題となる。上述の問題点に対する対策として以下の事柄について考慮する必要がある。

1) ファンシュラウド部の断面変形は局所的な変形に起因しているので、この部分の剛性を補強する必要がある。その対策にはファンシュラウド外周部(G/B取付部)に補強用チャンネルを設けることが考えられる。

2) 中心軸変位についてはファンシュラウド、ファンケーシングの変形によるものか、あるいはファンフレ

表4 G/B取付部フランジの変位(BOTTOM), および変位角

荷 重		G/B荷重	ファン静止部荷重	ベルマウス荷重	合 計
変 位					
変 位 δ (mm)	1 G	0.3995	0.0777	0.2074	0.6846
	10 G	3.995	0.777	2.074	6.846
変 位 角 θ (度)	1 G	3.27 (分)	0.64 (分)	1.70 (分)	5.61 (分)
	10 G	32.70 "	6.40 "	17.00 "	56.1 "

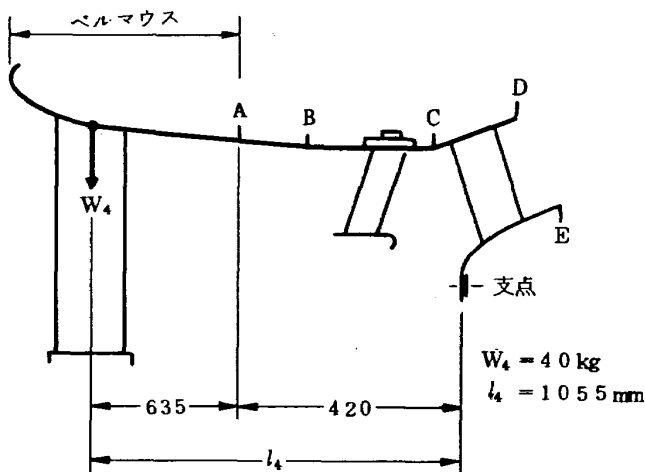


図11 ベルマウス(エアークレック)の自重と作用点

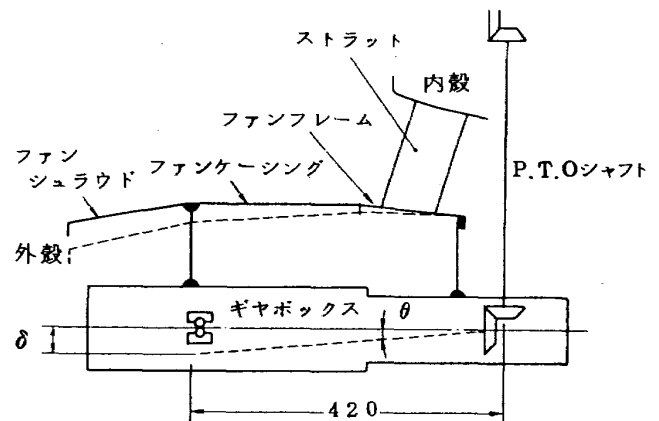


図12 G/B, P.T.O. シャフトのミスアライメント

表5 各荷重によるストラット付根のひずみと応力

荷 重	G/B, 補機類の自重	ファンシュラウド, ファンケーシング等 の自重	ベルマウスの自重	合 計
ひずみ (10^{-6})	1 6 2.7	7 9.2 6	2 1 2	4 5 4
応力 (kg/mm^2)	1.7 7	0.8 6 2	2.3 1	4.9 5

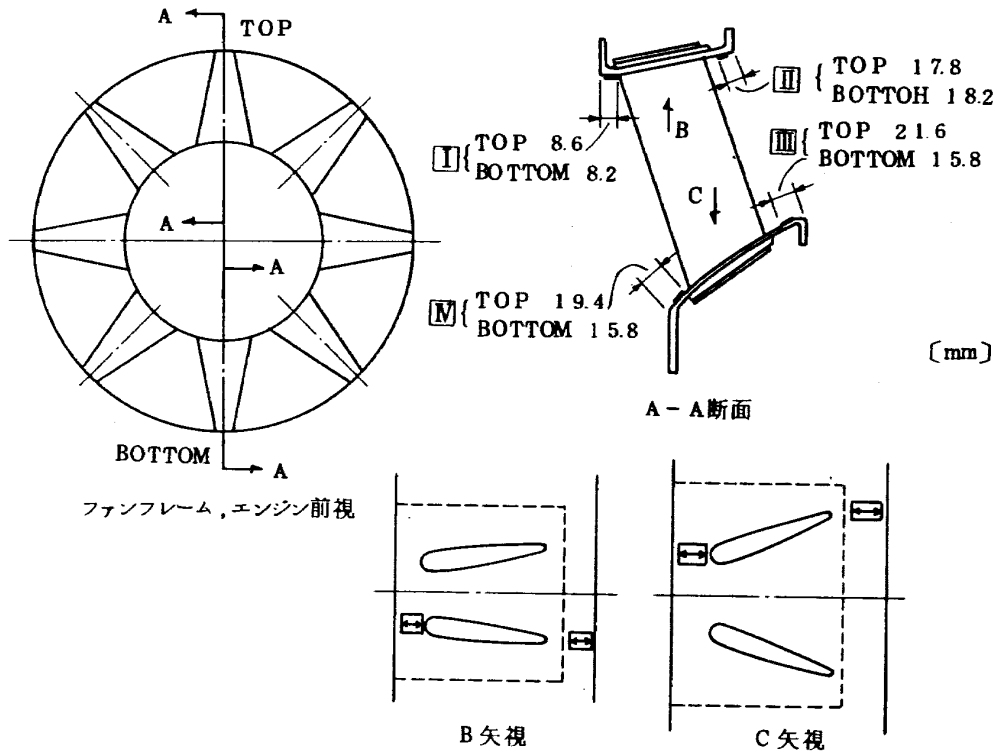


図13 ファンフレームストラット付根のひずみゲージ貼付位置

ム部の変形によるものかを本節の試験では明確に判定できないので、次節の試験結果とあわせてフランジ面の傾きなどの検討を行って明らかにする。

以上のほか、G/B, PTO シャフトのミスアライメントが問題となるが、これらについては振り剛性試験の結果とあわせて考察する。

2.2 ファンフレームに直ストラットが使用された場合

2.1で述べた斜めストラット使用の場合と比較して曲げ剛性に関する限りほとんど差がない結果が得られたので、本節では前節の結果で十分解明できなかった点について検討する。したがって本節ではファン静止部の変形の様子を詳細に調べることを目的として、各フランジ部の面の傾きあるいはファンフレームのストラットの挙動およびそれらがG/BおよびPTOシャフトにおよぼす影響などについて検討した。

ダイヤルゲージによる変位の測定は図3の①～④の位

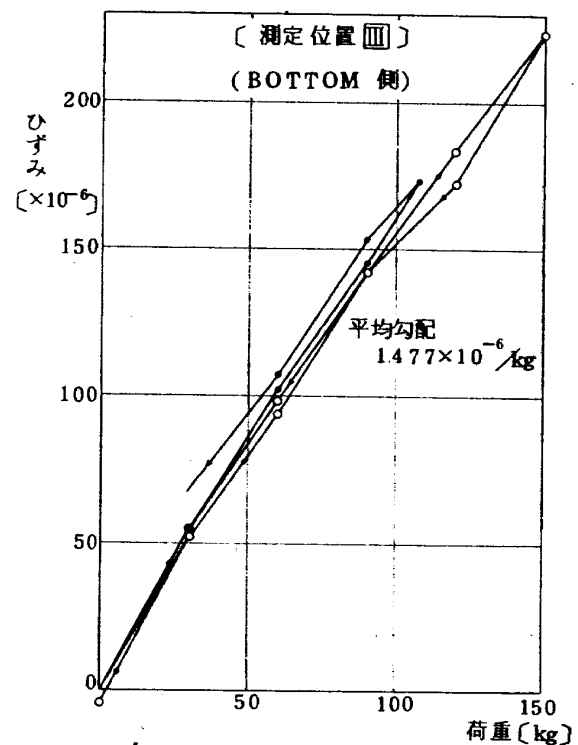


図14 ひずみと荷重との関係

置で行い、ひずみ測定は行っていない。

測定は測定点が多いので4ケースに分けて行った。
前節の斜めストラットの変形と比較して定量的にもあまり差はなかった。したがってファンフレームのストラッ

トの相違による曲げ剛性の差異はほとんどないといえる。

各測定位置の半径方向変位の様子を図15に示す。縦軸は変位、横軸はフランジ上の測定点を表わす。同様に軸方向変位を図16に示す。図15、16の波線はファン

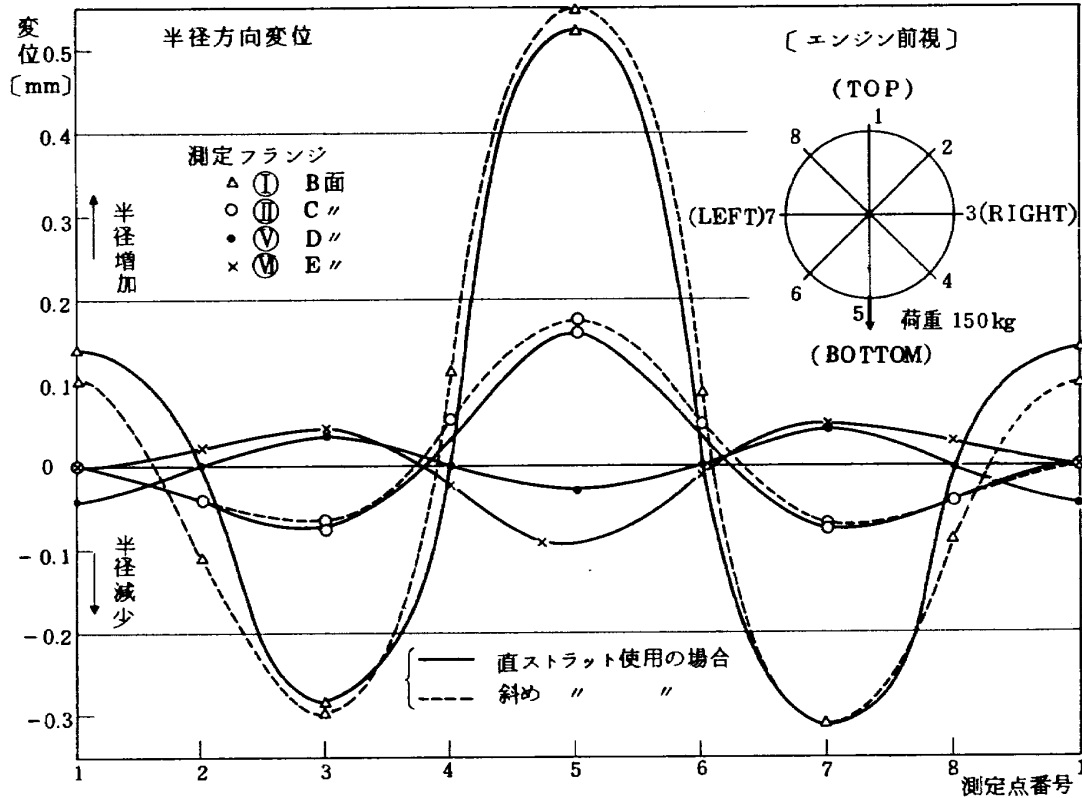


図15 各フランジの半径方向変位

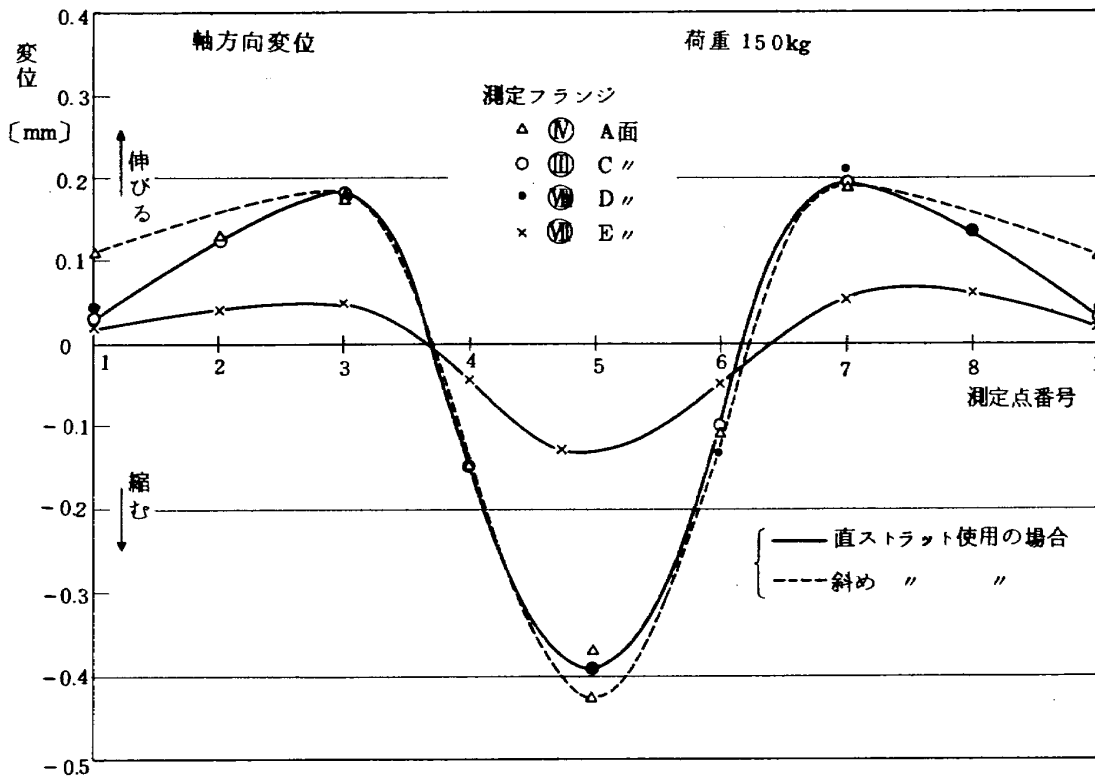


図16 各フランジの軸方向変位

フレームに斜めストラットが使用された場合である。

各断面は楕円変形したと仮定して各断面の中心軸変位を求めてプロットすると図17のようになる。図中の一点鎖線は中心軸変位を表わす。また支持点は実験の際に支持台に固定した内殻フランジ部である。図18は150 kg 荷重時の軸方向変位の様子を示したものであり変形後は破線のようになる。

以上の曲げ試験の結果は2.1で述べたファンフレームのストラットが斜めの場合とほとんど同じ結果が得られ

たので、以下では各部の局所的な変形の様子を詳細に検討する。

2.2.1 軸方向変位

図3のフランジ面ACDの軸方向変位は図16から明らかにほぼ同値を示す。しかしE面(ファンフレーム内殻フランジ面)は他の面と変形の傾向は同様であるが変位は $\frac{1}{3} \sim \frac{1}{4}$ であった。ここで各面の軸方向変位から面ACDEの傾斜角を推定すると表6のようになる。各面は変形後は同一平面上にはなくいずれも左右位置

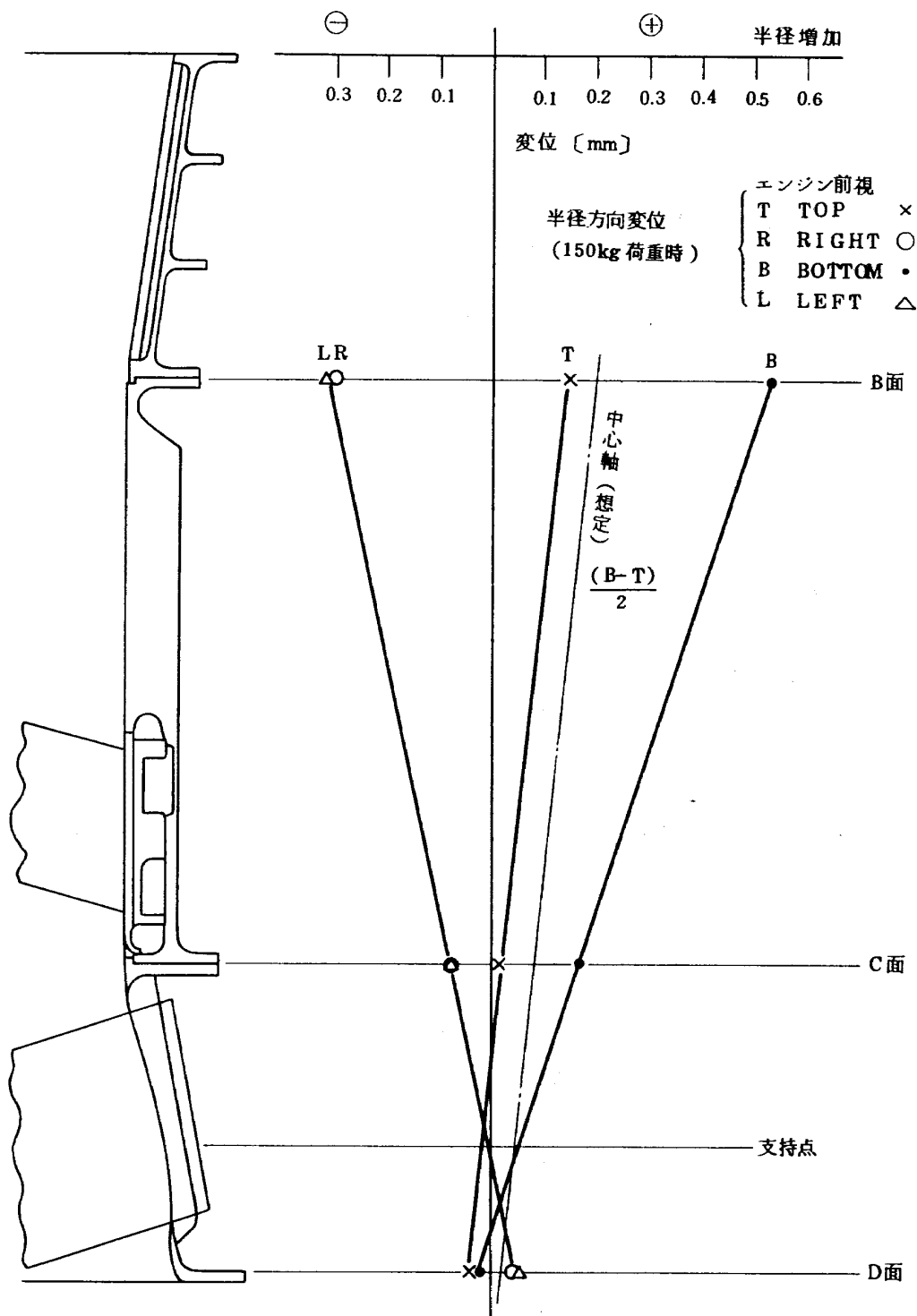


図17 各フランジの半径方向変位

表6 フランジ面の傾斜角 (rad)

面	T~R,L間	R,L~B間
A	-0.023×10^{-2}	0.087×10^{-2}
C	-0.025	0.092
D	-0.022	0.097
E	-0.007	0.039

(R, L位置)で軸方向に伸びて定性的には図19のような変形をする。次にD面(外殻)E面(内殻)の面の傾きについてさらに詳細に検討する。図20にDE両面の寸法と面内の測定点(1~8)を示す。図内の $0_1 \sim 0_8$

は測定点近傍の局所的な面の傾きを調べるために設けたものである。 $0_1 \sim 0_8$ の点の軸方向変位は両隣りの測定点の変位の平均値であると仮定すると測定点付近の局所的な面の傾きを推定することができる。例えば測定点1の近傍の面について考えると面の法線の軸方向の傾き θ_1 は測定点の軸方向変位 $\delta_1, \delta_2, \delta_8$ を用いて以下のように求められる。

$$\theta_1 = \frac{\delta_2 + \delta_8}{2} - \delta_1 / 192.7$$

また同様にして面の法線の接線方向の傾き ω_1 は

$$\omega_1 = (\delta_8 - \delta_2) / 465.3$$

この方法によりDE面内の総ての測定点近傍の面の傾き

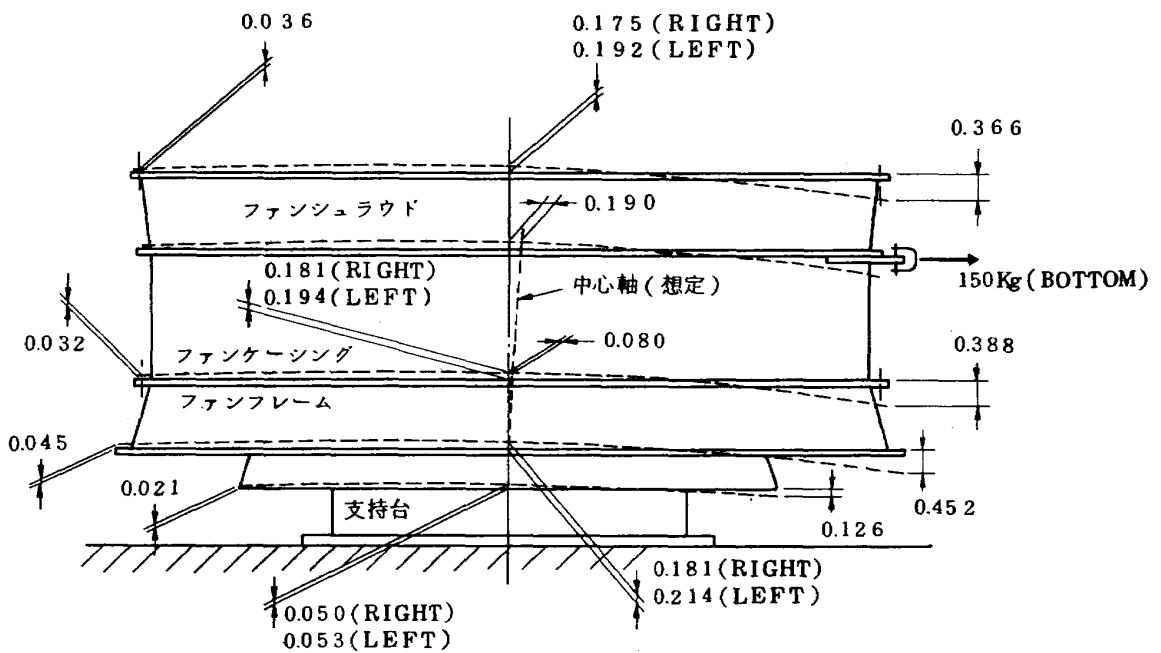


図18 各フランジの軸方向変形 (mm)

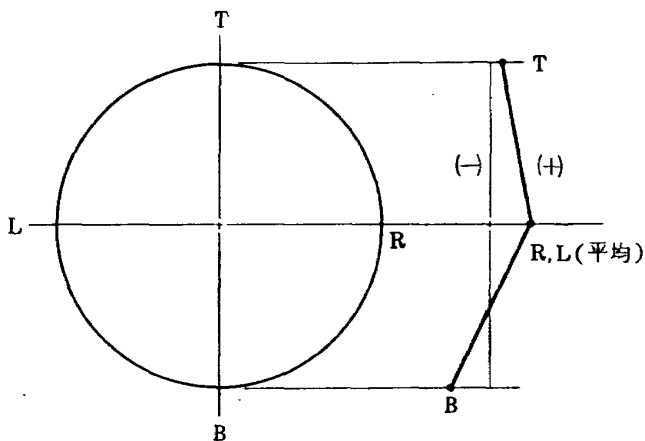


図19 フランジ面の傾斜

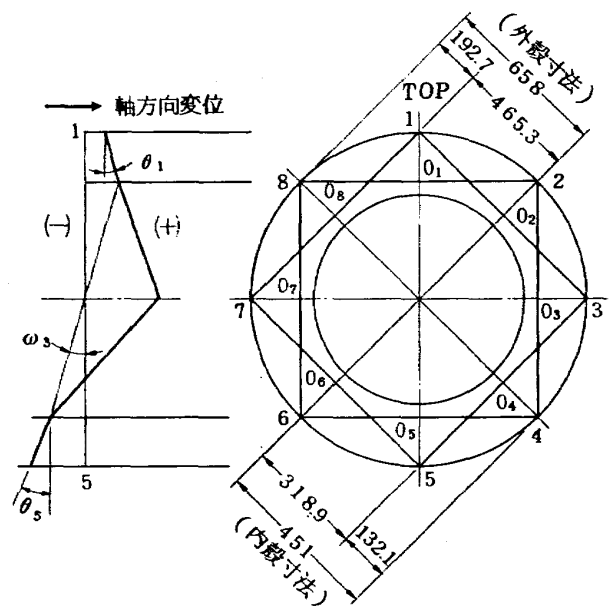


図20 フランジ面の傾斜

表7 D面, E面の軸方向変位と面の傾斜

測定点 面, 変位		1	2	3	4	5	6	7	8
D 面	$\delta \times 10^2 \text{ mm}$	4.2 9	1 2.7 4	1 8.1 2	1 4.2 7	4 5.2 1	1 2.9 5	2 1.4 4	1 6.3 2
	$\theta \times 10^2 \text{ rad}$	0.0 5 3	0.0 0 8	0.1 0 2	0.0 6 7	0.1 6 4	0.0 0 6	0.1 0 3	0.0 1 8
	ω	0.0 0 4	0.0 1 5	0.0 2 9	0.0 6 8	0.0 0 1	0.0 7 2	0.0 3 1	0.0 1 8
E 面	$\delta \times 10^2 \text{ mm}$	2.0 7	4.0 1	5.0 0	4.3 2	1 2.5 7	4.8 2	5.3 1	6.2 0
	$\theta \times 10^2 \text{ rad}$	0.0 2 3	0.0 0 4	0.0 3 9	0.0 0 4	0.0 6 1	0.0 0 9	0.0 3 5	0.0 1 9
	ω	0.0 0 3	0.0 0 5	0.0 1 3	0.0 2 8	0.0 0 1	0.0 2 8	0.0 1 7	0.0 0 5

ただし δ の符号は伸びるとき正とする。

θ の符号は面の法線が外側に傾くとき正とする。

ω の符号は面の法線が時計方向に傾くとき正とする。

θ, ω を求めて表7に示す。面の傾斜 θ から明らかなように外殻 (D面) のTOPとBOTTOM では面の法線は外側に傾き, 左右位置では逆に内側に傾く, この傾向はファンケーシングの楕円変形に依存している。

2.2.2 半径方向変位

半径方向の変位は前述の図15に示したが, 変形の様子を平面図で表わすと定性的に図21のようになる。フランジ原形 (実線) に対してB, C面ではTOP, BOTTOM 方向に長軸を有する楕円となるが, D, E面ではRIGHT, LEFT 方向に長軸をもつ楕円となる。このことは図17の支持点を境にして半径方向変位の符号が変わることから推測される。以上の結果から次のように推論できる。

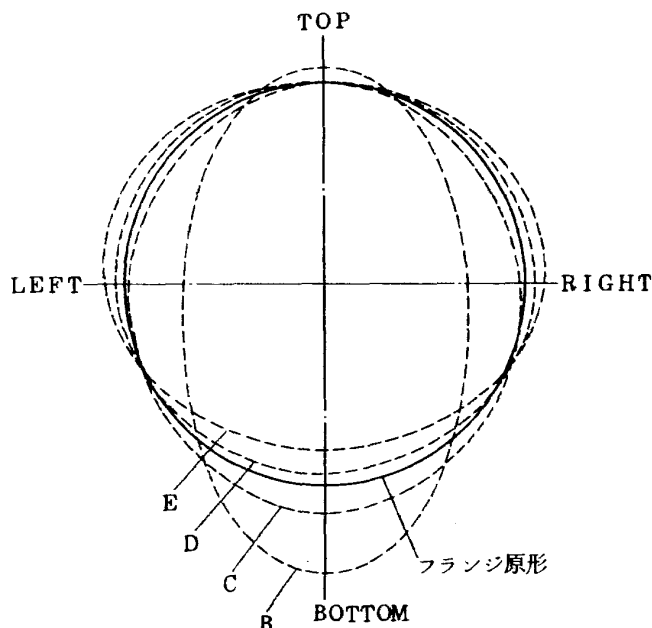


図21 各フランジの半径方向の変形

ファン静止部の変形はファンフレームの支持点付近を境としてその前後で変形の様子が異なる。まず支持点より前の部分 (A, B, C面) の外殻はTOPとBOTTOM位置では開く方向に変形し, RIGHT, LEFT 位置では狭くなる方向に変形する。そして支持点より後の部分 (D, E面) の変形は逆になる。またファン静止部全体を一つの梁と考えると各断面は楕円変形しているが, 梁全体としては支持点から荷重方向に傾くだけで梁自身はほとんどたわんでいない。

2.2.3 ファンフレームのストラットの挙動

前項までの結果をもとにしてファンフレームストラットの動きについて検討する。

図22にストラット付近の変形前後の様子を実線と破線で示す。各部の変位を δ, λ で表わす。

ファンフレームを完全剛体と仮定してファンフレームの支持点⑥を中心に $d\theta$ 傾いた場合の各部の変位を求める。

図22を図23のように図式化する。

いま点⑦について考えると

$$\begin{cases} \overline{JJ'} \div \overline{JJ'} \\ \overline{JJ'} = \overline{GJ} d\theta \\ \delta_J = \overline{JJ'} \cos \theta_J \\ \lambda_J = \overline{JJ'} \sin \theta_J \end{cases} \quad \begin{cases} \sin \theta_J = \frac{70}{\overline{GJ}} \\ \cos \theta_J = \frac{289}{\overline{GJ}} \end{cases} \quad \text{であるから}$$

$$\begin{cases} \delta_J = \overline{GJ} \cdot d\theta \cdot \cos \theta_J = -289 d\theta \\ \lambda_J = \overline{GJ} \cdot d\theta \cdot \sin \theta_J = 70 d\theta \end{cases}$$

同様に①, ④, ⑧について求めると

$$\begin{cases} \delta_I = -320 d\theta \\ \lambda_I = -50 d\theta \end{cases} \quad \begin{cases} \delta_H = -113 d\theta \\ \lambda_H = -120 d\theta \end{cases} \quad \begin{cases} \delta_X = -22 d\theta \\ \lambda_X = 0 \end{cases}$$

上で求めた δ, λ と測定値との比較を行うため両者の値をそれぞれ⑦点 (C面) の変位 δ_J を1として他の点の δ, λ を表わすと表8のようになる。表中の計算値は上

表8 ストラット付近のフランジの変位 単位, mm (計算と測定との比較)

面	C	D	D	E	E	支点	C
測定位置	$\lambda_J(\text{II})$	$\delta_I(\text{VI})$	$\lambda_I(\text{V})$	$\delta_H(\text{VI})$	$\lambda_H(\text{VI})$	$\delta_X(\text{X})$	$\delta_J(\text{III})$
計算値	-0.2357	1.1073	0.1684	0.3910	0.4040	0.0761	1
測定	BOTTOM	-0.406	1.165	0.072	0.324	0.240	0.124
	TOP	0	1.328	-1.384	0.641	0	—
	RIGHT	-0.419	1.004	0.202	0.277	0.236	—
	LEFT	-0.393	1.105	0.220	0.274	0.245	—

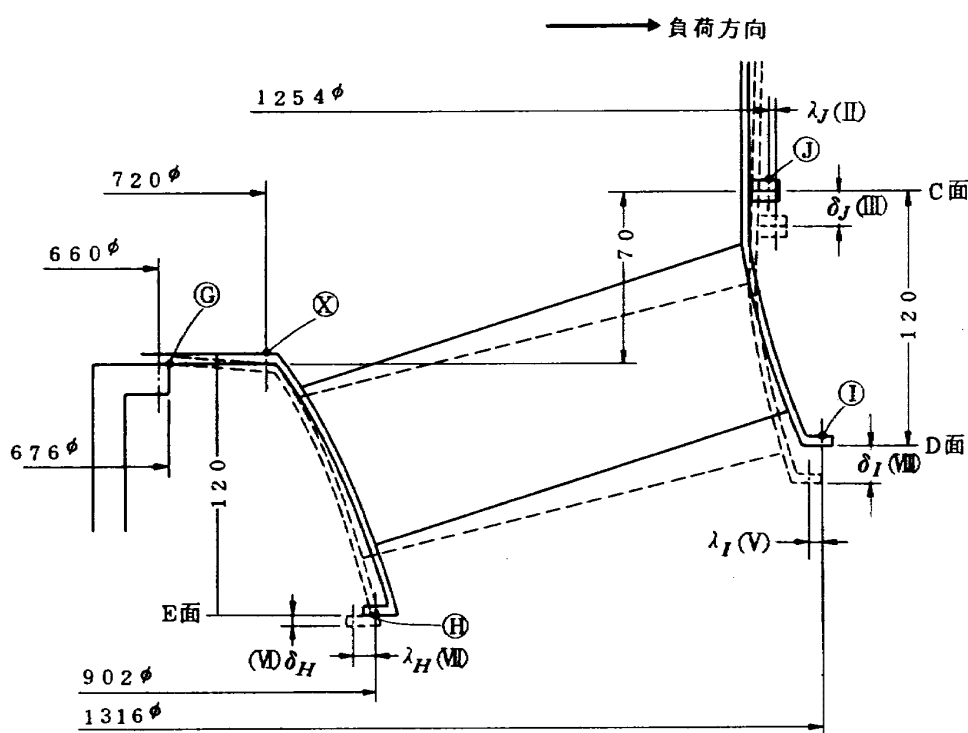


図22 ファンフレームストラット付近の変位

式から求めた値である。表から明らかなように、TOP位置を除いて他の三位置では計算と測定は定性的にはよく一致している。ここでBOTTOM位置の変位について定量的な考察を行なう。

a) C面の変位は面全体の楕円変形のため測定値の方が大きい。

b) D面では δ_I は両者ともほぼ同程度であるが、 λ_I は測定値が小さい。この原因はストラットに作用する軸力によって外殻の板がたわんだためと考えられる。

c) E面(内殻)では δ_H λ_H とも測定値の方が小さい。これもb)と同様内殻の板のたわみが原因であろう。

d) X点の変位 δ_X は測定値の方が大きい。これは内殻の板の撓みによって引張られたためと考えられる。

2.2.4 中心軸変位

前記図17に示すように半径方向変位はファンフレ

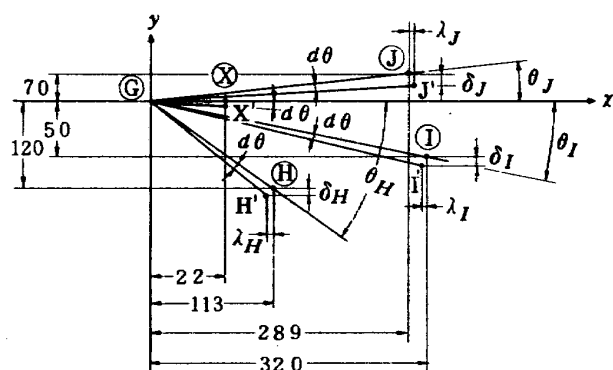


図23 ファンフレームストラット付近の回転変位図

ム支持点付近を原点として軸方向に沿って直線的に変化することから、中心軸変位も同様になることが予想される。すなわちファン静止部の中心軸はファンフレーム支持点付近を中心として傾くと考えられる。

2.2.5 G/B, 補機への影響

2.1.2においてファンフレームに斜めストラットが使用された場合についてG/Bへの影響を調べたが、本節の直ストラットの場合も表9に示すようにほぼ同様な結果を得たので本節での検討は省略する。

表9 G/B取付部フランジの変位
(斜・直ストラットの比較)単位(mm)

位置 ストラット	T O P	RIGHT	BOTTOM	LEFT
斜めストラット	0.080	-0.221	0.399	-0.229
直ストラット	0.104	-0.210	0.382	-0.227

3. ファンフレームの撓み起因箇所と対策

前節までに述べてきたファン静止部の曲げ剛性および変形について調べた結果を要約し問題となりそうな箇所と、これに対する今後の対策について述べる。

1) ファンフレーム外殻のフランジ面の傾きはファンケーシングの楕円変形によって起りその値は内殻の2～3倍である。

2) ファン静止部全体はファンフレーム支持点付近を中心としてストラットを介して外殻が傾斜する。

3) ファン静止部外殻の変形は断面が楕円変形を起すが、全体を一つの梁と考えた場合ほとんどたわまない。

4) ファンフレーム外殻の傾きはストラット付根の外殻および内殻のたわみによるものと考えられる。

以上の事柄を総合して、ファン静止部全体のたわみはファンフレームの局所的な変形によるものと判断できる。したがって、ファン静止部のたわみ減少の対策としては、上記4)で述べたストラット付根部の強化策が最も効果的であろう。

第2部 ファン静止部の振り剛性試験

ファン静翼に作用する空気力によりファンフレームはカウンタートルクを受ける。このトルクのためにファン外殻と高圧圧縮機前部フレームとの間には振り変位が生ずる。この振り変位のためにG/BまたはPTOシャフトのスプラインにミスアライメントを生ずるおそれがあるので本章では上記トルクをシュミレートして振り試験を行い、その結果について述べる。

なお以下の記述は次のように構成されている。

まず1,2章で試験方法およびデータ整理方法について述べ、3章では試験で得られた主要な結果を記述し、4章では3章の結果を導いたデータ整理の詳細について述

べ、5章ではファンフレームの直・斜ストラットの振り剛性の相違について比較した。

1. 試験方法

図24b)に示すようにファンフレーム前部を下向きにして外殻フランジ部を定盤に固定し、内殻フランジ部に円筒状の支持台を取付け、この支持台の上部に固定された荷重レバーの両端にそれぞれチェンブロックにより偶力を加えてファンフレームの内殻フランジにトルクをかけた。チェンブロックによる荷重は0～500kgを加えた。トルクに換算すると0～750kg・mである。トルクによる各フランジ部および荷重レバー両端の変位は図24a)に示す①～⑩の位置にセットした合計21個のダイヤルゲージにて測定し、局所的なひずみは図25に示すようにファンフレームのストラット付根付近にひずみゲージを貼付して測定した。なおストラット付根付近はひずみが大きくなると予想される位置である。また試験中ひずみを監視して過大な応力が生じないように留意した。

2. データ整理方法

2.1 変位

1) 円周方向変位の測定値はトルクとの関係として図示した(図26)。まず単位トルク当りの変位を求め、設計回転時のファンカウンタートルクが加わった場合の変位を推定した。

2) 半径方向変位の測定は試験中トルクの掛り方の監視として使用した。特に異状な値は見られなかった。

2.2 ひずみ(応力)

1) 試験中は応力監視用として使用した。

2) ストラット付根付近の応力分布の調査資料とした。

3) 応力の最も大きかった内殻側のストラット付根について円周方向変位およびトルクとの関係を図示した(図27, 図28)。

2.3 測定データの選択

いくつかの測定点についてトルクと変位あるいはひずみとの関係をグラフに描き直線関係の大幅にずれている点については除外して整理した。

3. 試験結果

本章では実験で得られた主要な結果についてのみ記述し、結果の詳細は次章で述べる。

3.1 ファンフレームの撓れ

1) エンジンの設計回転時のトルクは784kg・mである。本試験の結果から同トルクが加わった時のファンフ

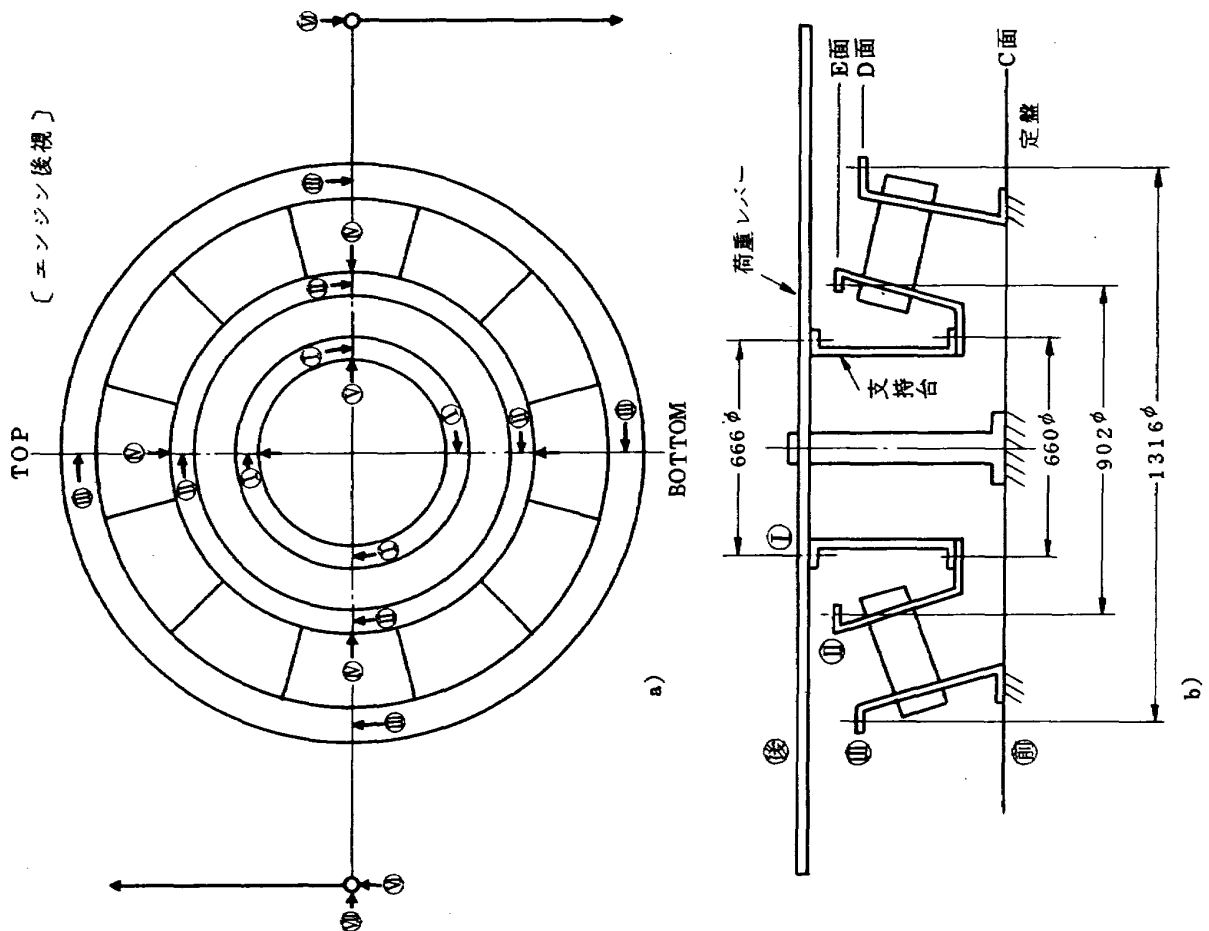


図24 ファン静止部振り剛性試験概略図

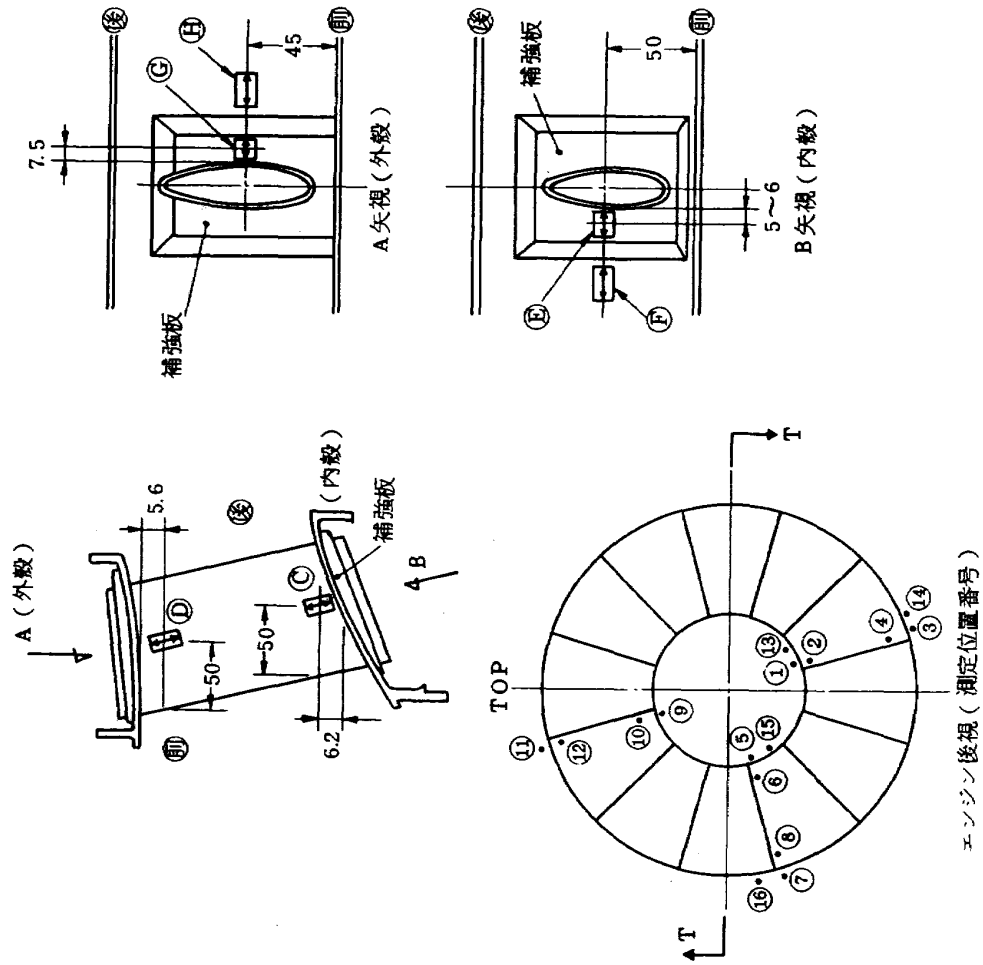


図25 ファンフレームストロブライト付近の
ひずみゲージ貼付位置

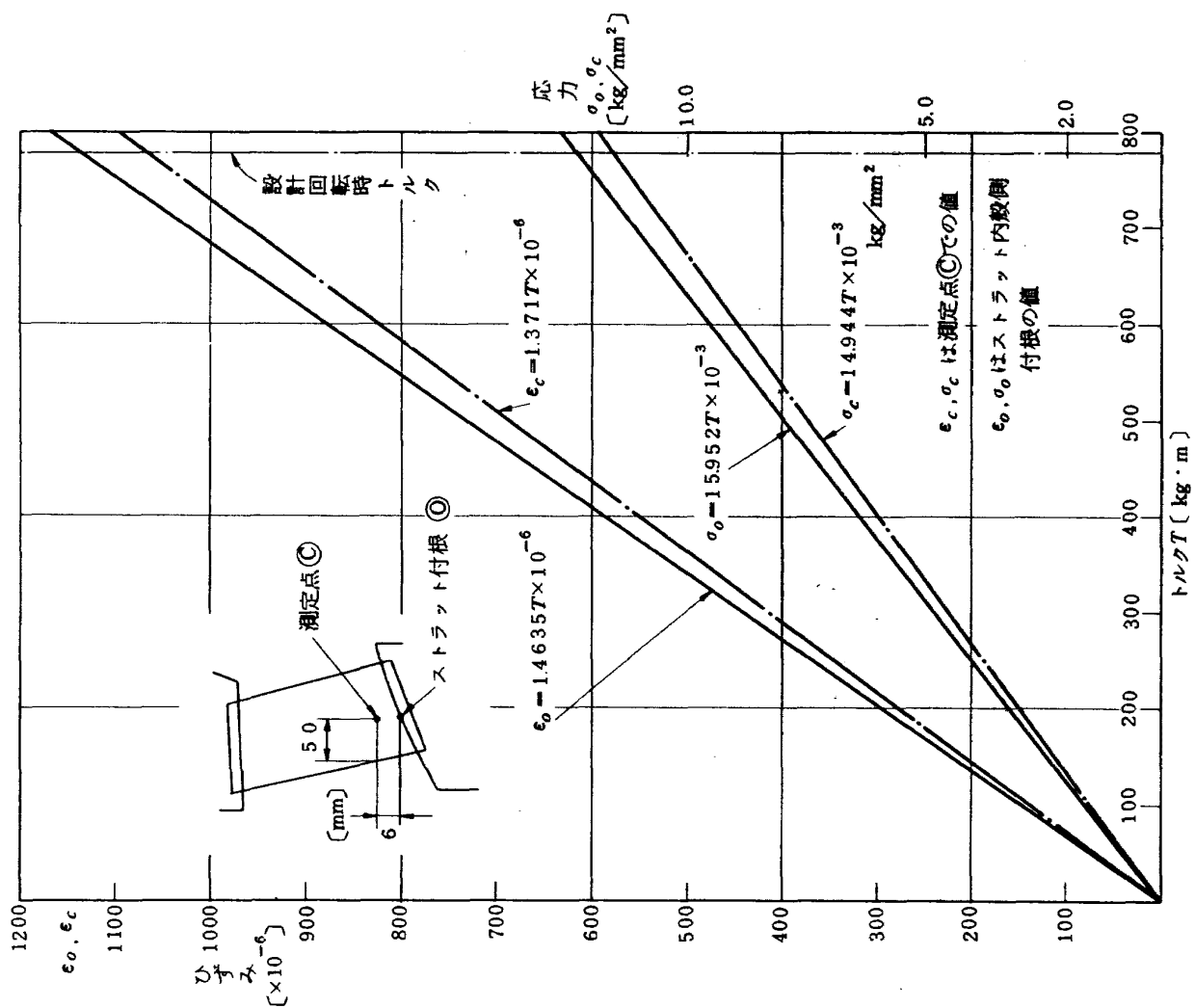


図 27 ストラット付根の応力 σ_o , ひずみ ϵ_o と
カウンタートルクの関係

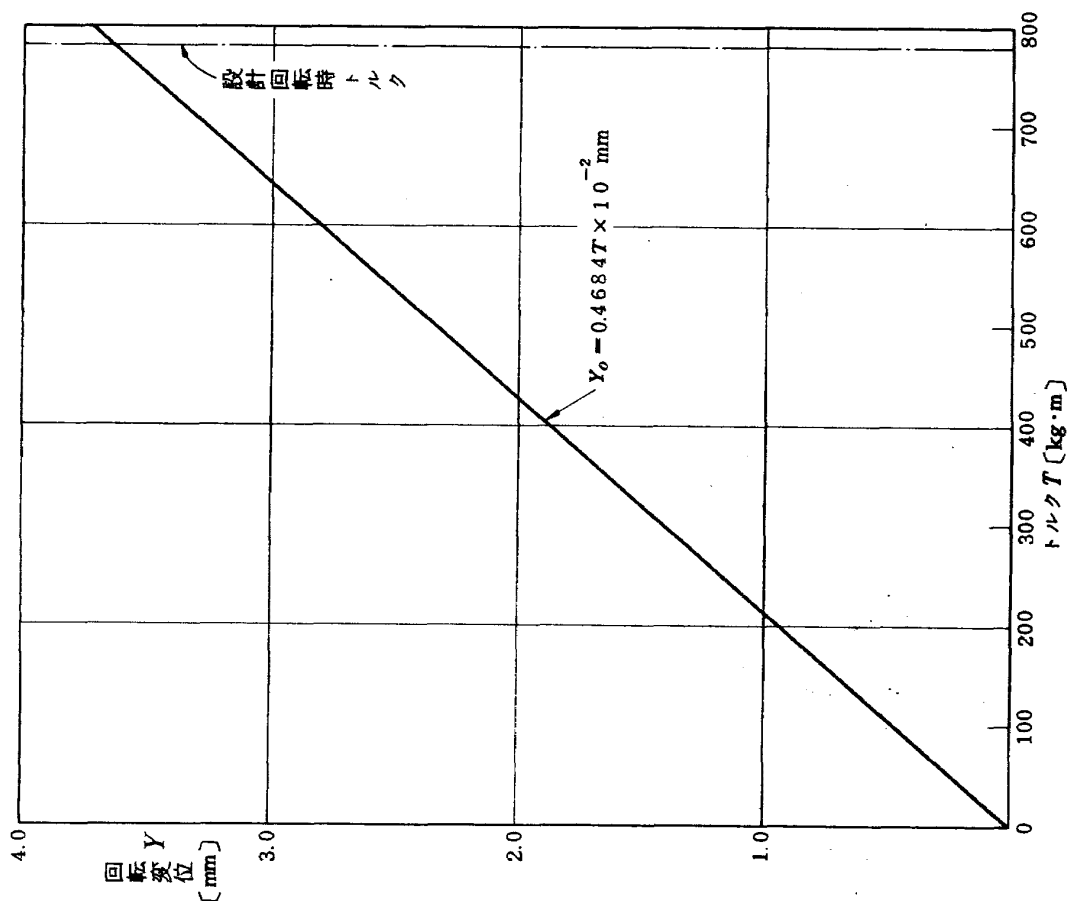


図 26 フォンフレーム外殻フランジの回転変位と
カウンタートルクの関係

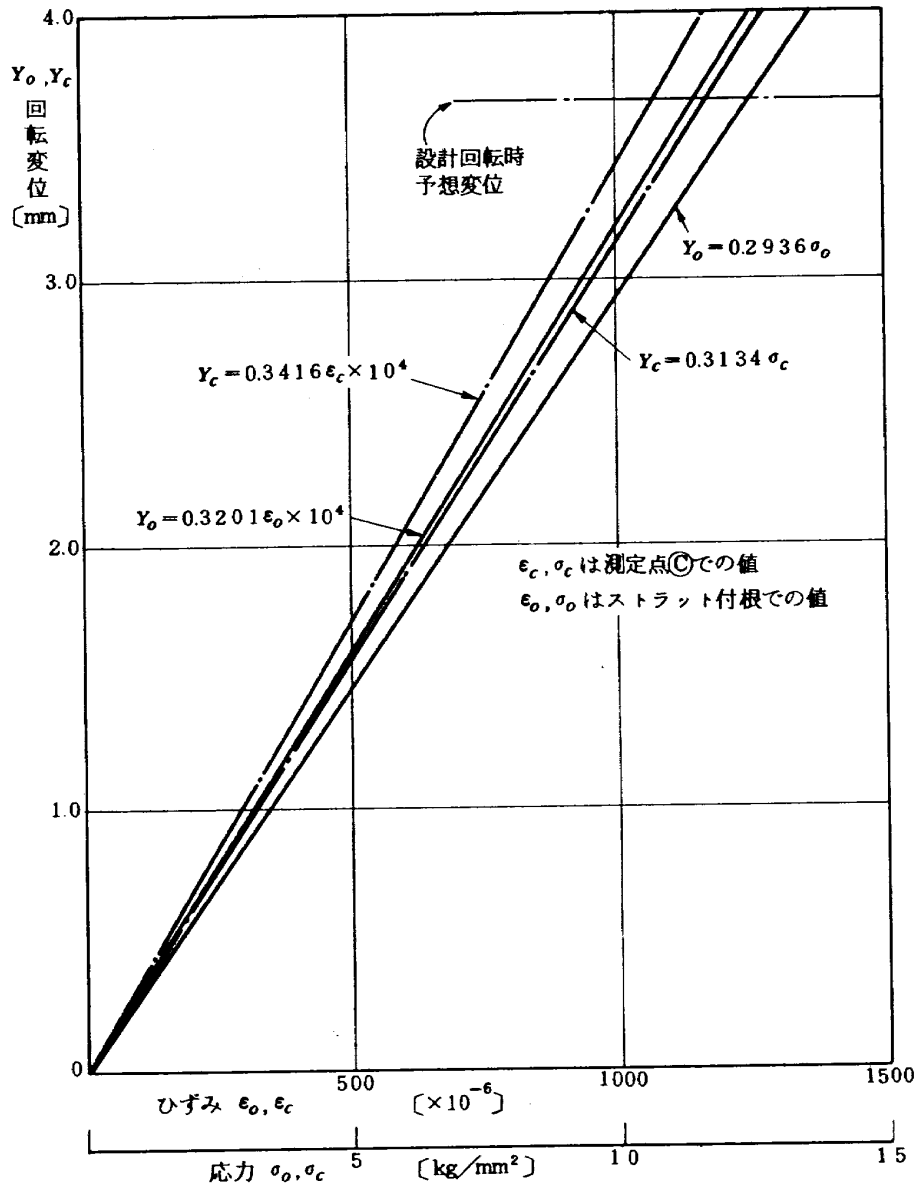


図28 外殻側フランジの回転変位とストラット応力、ひずみの関係

レーン外殻の回転変位を求めると3.67mmとなる(図29)。

2) 図29に示すように回転は外殻のみに起きている。したがってストラットが円周方向に傾くと考えられる。

3) 上記の回転変位を Y (mm)トルクを T (kg・m)とすると、両者の関係は次式で表わされる。(図26参照)

$$Y = 0.4684 \cdot T \times 10^{-2} \text{ (mm)}$$

4) G/B取付部(ファンケーシング前部フランジ部)においても上記変位がそのまま伝わるので、この変位によるG/B(特にG/B内のバッチカルシャフトのスプライン)への影響を調査する必要がある。

3.2 ファンフレームの応力

1) ストラット付根の応力測定の結果内殻側の応力が最高であった。その値は応力集中係数を2とすれば25 kg/mm²と推定される。この値は純チタン材料(AMS4

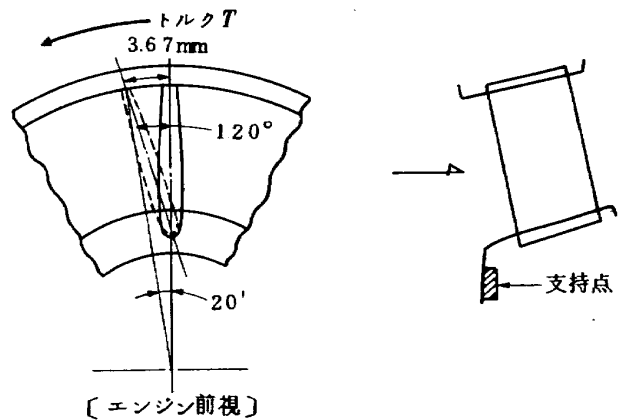


図29 ストラットの回転変位

901)の耐力49.2kg/mm²の1/2の応力であるが、応力集中係数の推定誤差を考慮すると設計回転以上のトルクを加えた場合には必ずしも安全とはいえない。

2) エンジンの運転試験中は本実験の場合と同位置にひずみゲージを貼付し、運転中の応力および外殻の変位を監視する必要がある。

3) ストラット付根付近の応力の値はストラットの空気通路側付根 (C点) で最高を示し、補強板 (図 25 参照) の付根 (G点) ではその約 4 割の値、補強板と外殻との継ぎ目 (H点) では約 2 割であった。(表 10 参照)

4) 上記の最高値が示されるストラット付根 (C点) の応力を σ_0 (ひずみ ϵ_0) とすれば、トルク T (kg·m) と外殻円周方向変位 Y_0 (mm) との関係は次式で表わされる。

(図 27, 図 28)

$$\sigma_0 = 15,952 \cdot T \times 10^{-3} \text{ kg/mm}^2, \epsilon_0 = 1,464 \cdot T \times 10^{-6}$$

$$Y_0 = 0.2937 \sigma_0 \text{ mm}, Y_0 = 0.3201 \epsilon_0 \times 10^4 \text{ mm}$$

4. データ整理の詳細

本章では前章で述べた結果を導いた過程およびデータ整理の詳細について述べる。

4.1 円周方向変位

1) ファンフレーム支持点の変位

ファンフレーム支持点 (図 24 b) の①点) の変位を測定点①の変位から推定する。

a) 支持台の捩れ計算

本試験では図 24 b) に示すように支持台を介して供試体にトルクを加え、①点の変位を測定しているため、支持台の捩り変位を補正する必要がある。

図 30 に示す支持台が捩りトルクを受けた場合の捩れ角 θ は $\theta = T_l / G I_p = 32 / \pi \cdot T_l / G (d_1^4 - d_2^4)$ ただし、 G ; 横弾性係数 (kg/mm²), I_p ; 断面 2 次極モーメント、上式を数値計算すると、

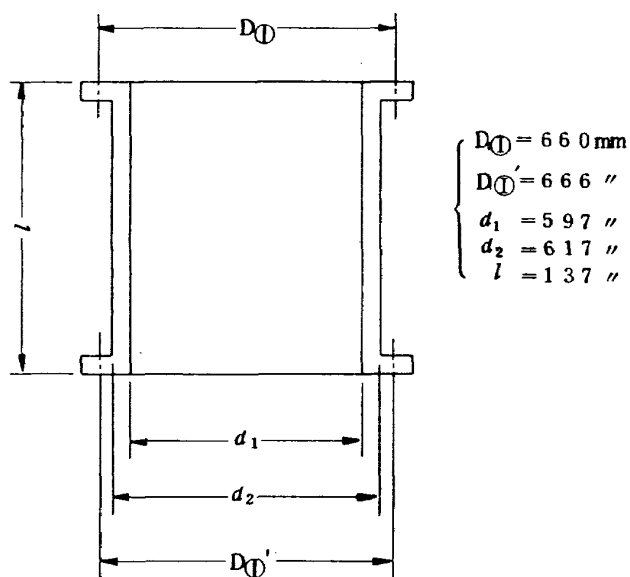


図 30 剛性試験用支持台

$$\theta = 0.9876 \cdot T \times 10^{-10} \text{ (rad)} \quad \text{となる。}$$

本試験での最大トルクは $T = 74.33 \text{ kg·m}$ であるから支持台の捩れ角 θ は、 $\theta = 0.734 \times 10^{-5} \text{ rad}$ となる。この値は各部の変位に比較して十分小さく支持台は剛体と仮定してもよい。

b) 支持台の上下フランジ直径の相違による修正

支持台の測定点①と支持点①'のフランジの直径には 6 mm の相違があるのでこの差による変位の修正値を求める。a) の結果より支持台は剛体と見なせるから①と①'の変位 r の関係は次式で表わせる。

$$r_{①'} = r_{①} \cdot \frac{D_{①'}}{D_{①}}$$

上式よりファンフレーム支持点の単位トルク当りの変位を求めると、①'点にて以下のようになる。

$$\text{TOP 位置} \cdots \cdots 0.2340 \times 10^{-2} \text{ mm/kg·m}$$

$$\text{RIGHT} \quad \cdots \cdots 0.2507 \quad \quad \quad ,$$

$$\text{BOTTOM} \quad \cdots \cdots 0.2459 \quad \quad \quad ,$$

$$\text{LEFT} \quad \cdots \cdots 0.2554 \quad \quad \quad ,$$

2) ファンフレーム内殻側前後フランジの変位

図 24 b) の①'と②の変位を比較するため①'②間の直径の相違による補正量を求めて①'②間の変位を推定する。ここでは単位トルク当りの変位にて比較する。①'②の変位はそれぞれの直径に比例すると仮定し、1) で求めた①'の変位を用いて②の変位を計算すると次のようになる。

②点の変位

$$\text{TOP 位置} \quad 0.3198 \times 10^{-2} \text{ mm/kg·m}$$

$$\text{RIGHT} \quad \cdots \cdots 0.3426 \quad \quad \quad ,$$

$$\text{BOTTOM} \quad \cdots \cdots 0.3361 \quad \quad \quad ,$$

$$\text{LEFT} \quad \cdots \cdots 0.3490 \quad \quad \quad ,$$

この値と測定値を比較した結果両者はほとんど一致した。したがって①'と②間の捩り変位は無いものと見なし得る。

3) ファンフレーム外径側後部フランジの変位

このフランジ部③では他のフランジ部①'②と比較して変位が小さく、①'②フランジの変位の誤差範囲内に含まれるので、測定点③の変位は①'②の変位と対比する場合は無視できる。すなわち定盤に固定された前部フランジと後部フランジ間の変位は零と見なし得る。

4) ファンフレーム外殻側と内殻側の変位

前述の 1), 2), 3) 項で検討した事柄によりフレームの外殻側および内殻側とも前後のフランジ間には相対的な変位は生じないことが判明した。したがってファンフレームがカウンタトルクを受けると図 31 に示すようにストラットが破線のように回転変位するものと考えられる。

ここで図31における単位トルク当りの外殻側フランジの回転角 θ_o 、回転変位 S_o 、ストラット傾斜角 θ_1 を算出する。①'点の単位トルク当りの変位を円周上4個所について平均すると、

$$\bar{r}_{①'} = 0.2465 \times 10^{-2} \text{ mm/kg} \cdot \text{m} \quad \text{したがって} \theta_o \text{ は}$$

$$\theta_o = \bar{r}_{①'} / 330 = 0.7470 \times 10^{-5} \text{ rad/kg} \cdot \text{m} \quad \text{となる。}$$

なお本試験ではファンフレームの外殻側を固定して内殻側にトルクを加えたが、実機エンジンでは逆に内殻側が固定されている。回転角は固定場所に関係であるから外殻側の単位トルク当りの変位 S_o は

$$S_o = 1254 / 2 \times \theta_o = 0.4684 \times 10^{-2} \text{ mm/kg} \cdot \text{m}$$

またストラットの傾斜角 θ_1 は

$$\theta_1 = S_o / \left(\frac{1254 - 902}{2} \right) = 0.2661 \times 10^{-4} \text{ rad/kg} \cdot \text{m}$$

したがって設計回転トルク $T = 784 \text{ kg} \cdot \text{m}$ が加わった場合のそれぞれの値は以下のようになる。

内殻側	変位	1.93mm
	角度	0.00586 rad (0.34°)
外殻側	変位	3.67mm
	角度	0.02086 rad (1.20°)

外殻側フランジの回転変位を Y とするとトルク T との関係は次式で表わされる。(図26参照)

$$Y = S_o \cdot T = 0.4684 \cdot T \times 10^{-2} \text{ mm} \quad (T; \text{kg} \cdot \text{m})$$

4.2 応力の検討

1) ファンフレームの振り変位と応力との関係

本項では前節で算出した外殻側フランジの振り変位とストラット付根の応力との関係を検討する。

ひずみ測定の結果ストラット内殻側の付根の応力が最高であった。この部分のひずみ ϵ_c とトルク T との関係を測定点⑩(図25参照)の結果を用いて求めると

$$\epsilon_c = 1.371 \cdot T \times 10^{-6}$$

$$\sigma_c = 14.944 \cdot T \times 10^{-3} \text{ kg/mm}^2 \quad (\text{図27参照})$$

一方外殻側フランジの回転変位 Y_c とトルク T との関係は

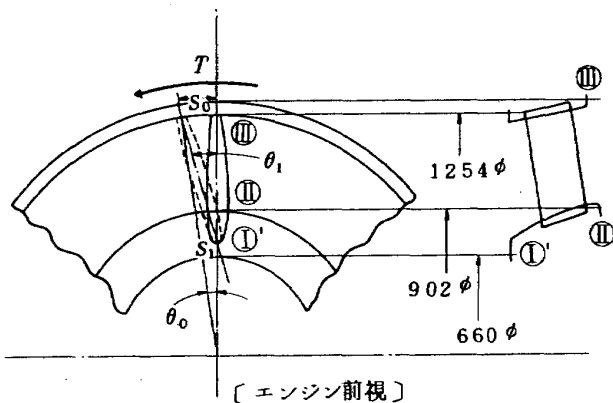


図31 ストラットの回転変位(単位トルク当り)

前節で求めた単位トルク当りの変位 S_o を用いて示すと

$$Y_c = S_o \cdot T = 0.4684 \cdot T \times 10^{-2} \text{ mm}$$

また $Y_c \sim \epsilon_c$ および $Y_c \sim \sigma_c$ の関係は次式となる。

$$Y_c = 0.3416 \times \epsilon_c \times 10^4 \text{ mm}$$

$$= 0.3134 \times \sigma_c \text{ mm} \quad (\text{図28参照})$$

2) ストラット付根の応力推定(設計回転時)

測定結果よりストラットの内外殻側の応力の値には大きい相違がないため、ストラット構造を図32のように両端固定の梁と仮定し、一端に荷重 W_o が作用する場合を想定する。ただし W_o は W によって生ずるトルクと等価なトルクを発生するB点の荷重である。ここで仮定した梁の剛性はストラットの剛性と同一とする。応力計算は以下の手順で行なう。

まずC点でのモーメント M を算出し、一方測定結果のC点でのひずみ ϵ を用いて M と ϵ の関係を表わす比例定数 Z (ファンフレーム内殻側と外殻側との間の振り剛性)を算出しストラット付根の応力を推定する。

図32を参照して任意の位置の曲げモーメント M_x は

$$M_x = \frac{W_o}{2} (2x - l) \quad (a)$$

$$W_o = W \cdot \frac{d_o}{d_1} = \frac{T}{d_1} \quad (T; \text{トルク}) \quad (b)$$

a) b) 式より

$$M_x = \frac{T}{2d_1} (2x - l) \quad (c)$$

ここでひずみ測定位置C点における $x = 6 \text{ mm}$ 、設計回転時のトルク $T = 784 \text{ kg} \cdot \text{m}$ をc)式に代入すれば、

$$M_c = 57,000 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

一方このときのひずみ ϵ_c は図27を参照して

$$\epsilon_c = 1.371 \times 784 \times 10^{-6} = 1074.9 \times 10^{-6} \quad \text{となる。}$$

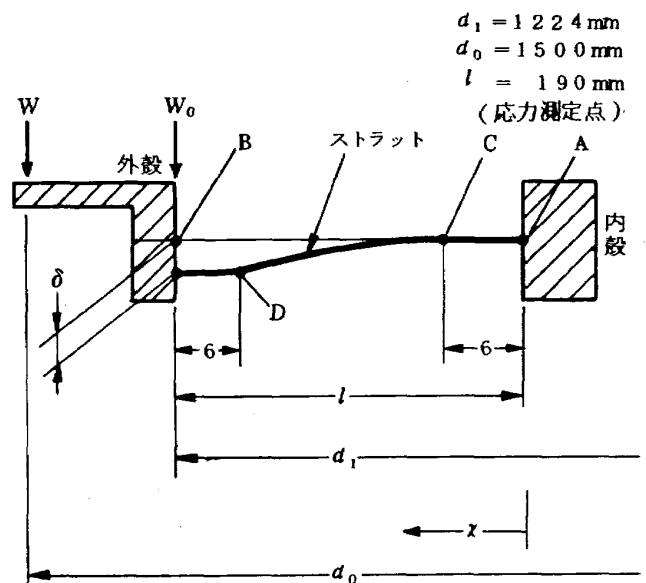


図32 ストラットを両端固定梁と仮定した場合の変形

また、 M_c と ϵ_c は比例すると仮定すると、その比例定数 Z は

$$Z = \frac{M_c}{\epsilon_c} = 53.034 \times 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m} \quad \text{となる。}$$

ストラット付根 $x=0$ の曲げモーメント M_o はa)式より

$$M_o = 60850.0 \text{ kg} \cdot \text{mm} \quad \text{と求められるから、ひずみ}\epsilon_o \text{ は}$$

$$\epsilon_o = \frac{M_o}{Z} = 1147.4 \times 10^{-6} \quad \text{となる。}$$

また ϵ_o とトルク T との関係は次式で表わされる。

$$\epsilon_o = \frac{\{\epsilon_o\}_{T=784}}{T(=784)} \times T = 1.4635 \cdot T \times 10^{-6} \quad (\text{図27参照})$$

応力 σ_o はヤング率 $E = 10.9 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$ を用いて

$$\sigma_o = \epsilon_o E = 1251 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{となる。}$$

3) 応力集中を考慮した応力

ファンフレームストラット付根の断面を図33に示す形状になっているものとし、フィレット部の応力集中係数を文献(西田正孝; 応力集中, 森北出版)より推定する。図中 $b = 9 \text{ mm}$ (ストラットの厚さ)、 $\rho = 2 \text{ mm}$, $2B = \text{無限大}$ とすると応力集中係数 $\alpha \approx 2$ となる。したがってこの α を考慮すると応力 σ_o' は2)の結果を用いて $\sigma_o' = \sigma_o \times \alpha = 25 \text{ kg/mm}^2$ となる。ここで純チタン材(AMS4901)の耐力 $\sigma_{TY} = 49.2 \text{ kg/mm}^2$ と比較すると $1/2$ である。

4) 各部の応力の比較

ひずみ測定点C~H(図25参照)の測定結果を用いて単位トルク当りのひずみを求めると表10のようになる。

5) ストラット付根の応力 σ_o 、ひずみ ϵ_o とフレーム外殻側フランジ変位 Y_o との関係。

3.2項の4)で求めたように ϵ_o とトルク T との関係は $\epsilon_o = 1.4635 \cdot T \times 10^{-6}$ で表わされる。これを応力

σ_o との関係に書きかえると

$$\sigma_o = \epsilon_o \cdot E = 15.952 \cdot T \times 10^{-3} \text{ kg/mm}^2$$

一方フランジの変位 Y_o は

$$Y_o = 0.4684 \cdot T \times 10^{-2} \text{ mm} \quad \text{で表わされる。}$$

したがって σ_o あるいは ϵ_o と Y_o との関係は次のように表わされる。

$$Y_o = 0.3201 \cdot \epsilon_o \times 10^4 \text{ mm}$$

$$Y_o = 0.2936 \cdot \sigma_o \text{ mm}$$

上式の関係は図28に示されている。

5. 斜めストラットファンフレームとの比較

前章までは直ストラット構造のファンフレームの振り剛性について述べたが、本章ではストラットが傾斜したファンフレームについて同様の試験を行い、両者の比較を行った。試験体の詳細図は付図1.2を参照。

試験方法は前節と同様な方法で行い、ダイヤルゲージによる回転変位測定点の位置、個数も同一である。ただしひずみ測定は行っていない。両ファンフレームの振り変位の比較を表11に示す。表から明らかなように両者の比は約8である。したがって前章で求めた結果を用いて設計回転時の両ファンフレーム外殻の回転変位を計算すると図34a), b)に示すように0.46mmおよび3.67mmとなる。

あ と が き

ファンジェットエンジンFJR710/10のファン静止部について、曲げおよび振り試験を行い、それぞれの荷重に対するケーシング等の変形と応力を調べた。

曲げ試験では、ファン静止部の自重、ファン入口にベ

表10 ひずみ測定点(図25)の単位トルク当りのひずみ 単位($10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}$)

ひずみ測定点	C	D	E	F	G	H
ひずみトルク	1.289	1.004	0.424	0.222	0.499	0.207

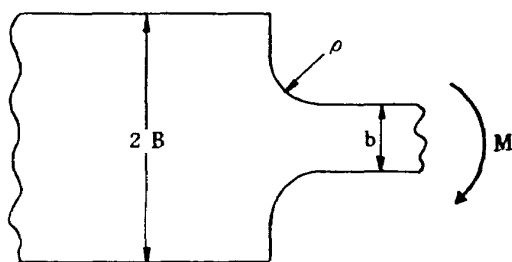


図33 ストラット付根の仮定図

表11 直・斜めストラットをもつファンフレームの回転変位の比較 単位(mm)

ストラット 測定位置		直ストラット	斜め ストラット	直ストラット 比 斜ストラット
①	T O P	1.85	0.16	11.8
	R I G H T	1.98	0.25	7.9
	B O T T O M	1.95	0.22	8.8
	L E F T	2.02	0.267	7.6
②	T O P	2.60	0.33	8.0
	R I G H T	2.61	0.33	7.9
	B O T T O M	2.61	0.27	9.6
	L E F T	2.63	0.33	8.1

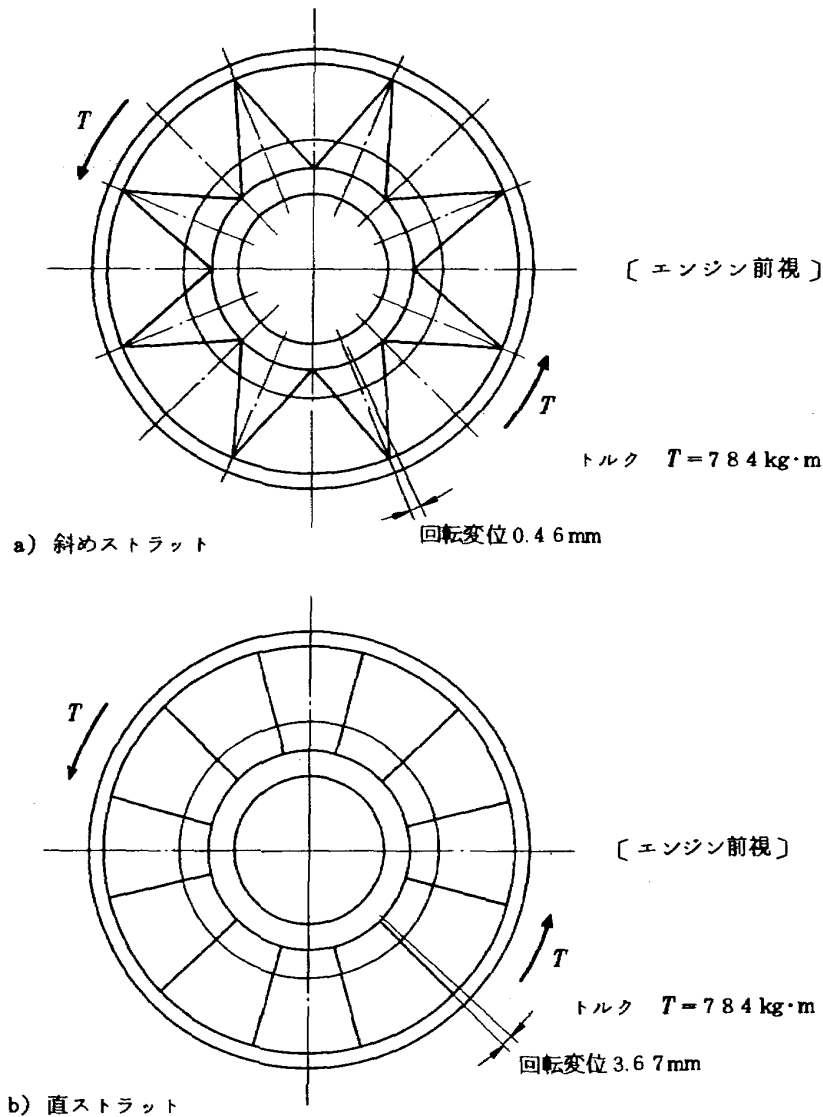


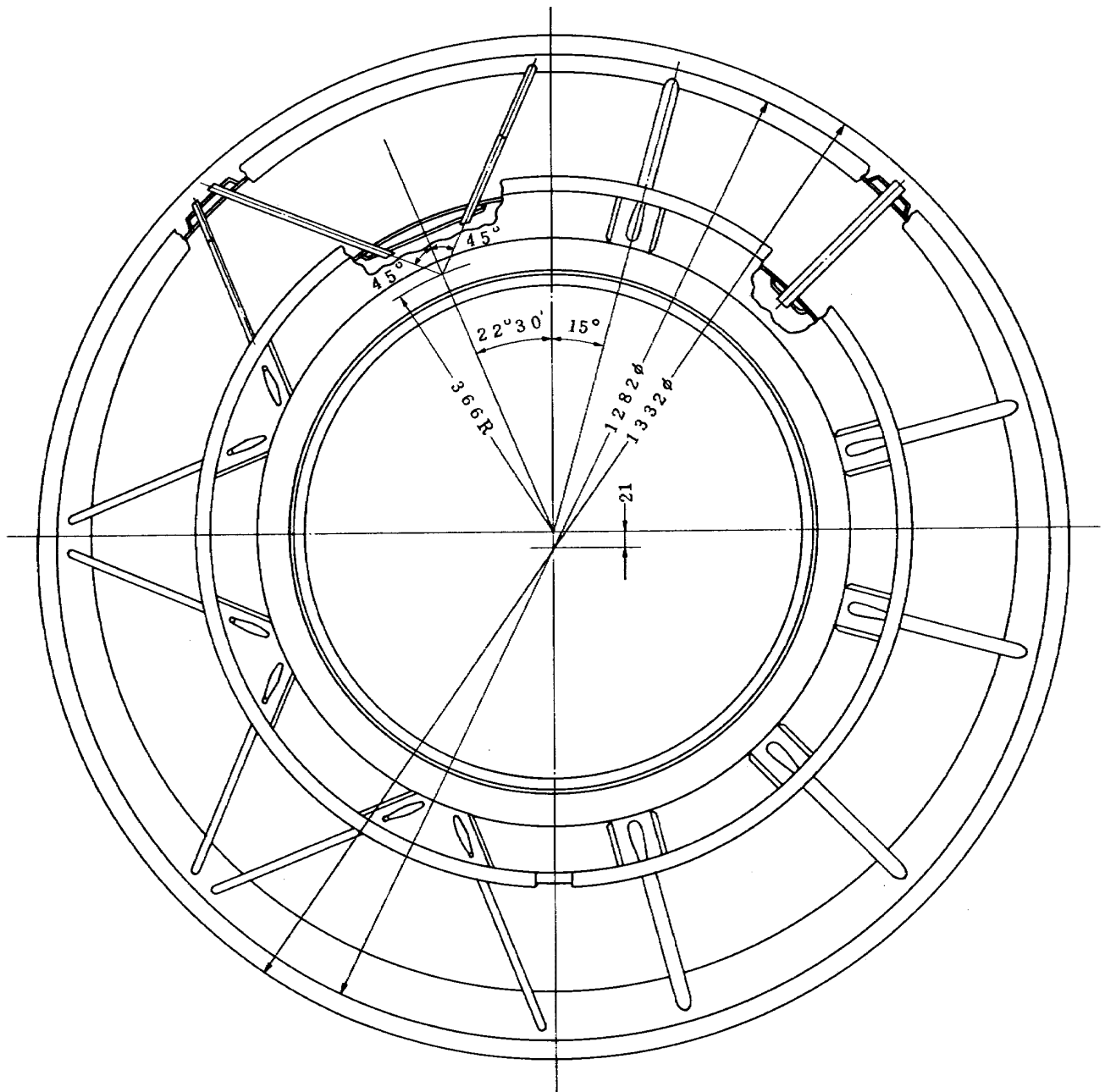
図34 ファンフレームの平面変形概略図

ルマウス、またはファンケーシングの外側にギャーボックス (G/B) 等を取付ける場合の各々の自重 (1 G)、および機体運航に際しての予想加速度 10 G の曲げ荷重に対するケーシング等の楕円変形に伴うファンブレードのチップクリアランスの予測、ケーシング等の曲げ変形に伴う G/B の垂直方向の傾斜によるバーチカルシャフトのミスアライメントの予測、および主要部分の応力等を知ることができた。

振り試験では、ファン静翼に作用する空気力によるファンフレームのカウントトルクに対するケーシング等の振り変形と、これに伴う G/B の水平方向の傾斜によ

るバーチカルシャフトのスプラインのミスアライメントの予測、放射状の直ストラットと、八の字状の斜めストラットの変形の相違、および主要部分の応力状況等を知ることができた。これらの試験は、ファンエンジンの開発に伴って行われたもので、試作エンジンの実用化に伴う有益な設計資料となり、また今後のこの種試験について、その試験方法や結果の解析方法等に有益な参考資料になるであろう。

なお、本試験にあたり、当所の松木原動機部長、鳥崎航空機公害研究グループ総合研究官の御指導をいただいた。末筆ながらお礼申し上げる。



斜めストラット 直ストラット

付図2 ファン 静止部後面図

航空宇宙技術研究所資料309号

昭和51年9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4-1-7(羽田ビル)
