ガスタービン用ロータディスク材 FV535 合金の 疲労寿命推定法[†]

堀 川 武* 岡 田 友 信** 恒 成 利 康***

Fatigue Life Prediction Method for Gas Turbine Rotor Disk Alloy FV535

by

Takeshi HORIKAWA*, Tomonobu OKADA** and Toshiyasu TSUNENARI***

A rotor disk of jet engine and/or gas turbine is subjected to the intermittent stress waves, that is, the repetition of centrifugal stress at the start and stop of machine with superimposed vibrating stress. The serrated part and bolt hole of the rotor disk are important parts needed for fatigue strength evaluation.

A number of studies have been conducted on the fatigue strength under the intermittent stress wave and the fatigue strength estimation of notched specimens. The fatigue strength evaluation method under the intermittent stress proposed by authors is being used for the fatigue life prediction of piston crown of a diesel engine. However, the adaptability of the method to the rotor disk has not been verified yet. The present paper aims at the verification of the adaptability of the method for a rotor disk made of martensite stainless steel FV535.

The following conclusions were obtained from this experimental study.

1) The fatigue crack initiation life of a notched specimen under constant stress amplitude was well predicted by Koe's or Neuber's method.

2) The fatigue life prediction method proposed by the authors may well predict the fatigue life of a smooth specimen in the region of higher stress level than the fatigue limit by using the interaction coefficient C of 0.3. However, in the region of stress near the fatigue limit, the method predicted very conservative life and the coefficient C was more than 5.

Key words : Fatigue life prediction, Gas turbine rotor disk, Intermittent stress, Stress strain relation, Mean stress

1 緒 言

ジェットエンジンやガスタービンのロータディスクには起動・停止にともなう繰返される遠心応力が作用し、その上に稼動中の回転数の変動により変化する遠心応力の変動分や振動応力が重畳して作用する。このような波形は間欠波形の一種であり、ディーゼルエンジンのピストンクラウンの疲労寿命を求めるためにこの種の波形下での疲労寿命推定法の研究が行なわれ¹⁾、その成果が実機の疲労寿命設計に活用されてきた²⁾。しかし、ロータディスク材についての間欠波形下の疲労試験結果はほとんど公表されていない³⁾、これまでの炭素鋼について得られた寿命推定法がそのまま適用できるか否かは明らかでない。

また、ロータディスクには動翼の植込み部、ディスクを軸方向に重ね合わせて結合するためのボルトホールなどの切欠き部分があり、この部分が疲労強度評価

での最重要部分となっている。一方、切欠き部分の疲労寿命推定法は炭素鋼や一部の合金鋼では研究され、工学的には実用の段階にあるが⁴⁾、ガスタービンロータ材での適用性については不明であることから本研究ではロータディスク材で作製した平滑試験片による一定振幅および間欠波形下の疲労試験を実施して寿命推定法の検討を行なった。さらに同一材料で作った切欠き材を用いて一定応力振幅での疲労試験を実施し、これまでに提案されている疲労き裂発生寿命推定法⁴⁾の適用性を検討した結果についても合わせて報告する。

2 疲労寿命推定法

ガスタービンのロータディスクの動翼のとり付け部分やボルトホール部分では形状的に応力の集中がさげられず、さらに起動-停止による遠心応力が発生し、その上に回転数の上昇-下降時にロータの回転通過特性として発生する振動、あるいは動翼の非定常なガス

† 原稿受理 平成元年4月1日 Received Apr. 1, 1989

* 正 会 員 龍谷大学理工学部 大津市瀬田大江町, Faculty of Science and Technology, Ryukoku University, Oe-cho, Seta, Otsu

** 正 会 員 川崎重工技術研究所 明石市川崎町, Technical Institute, Kawasaki Heavy Industries Ltd., Kawasaki-cho, Akashi

*** 川崎重工技術研究所 明石市川崎町, Technical Institute, Kawasaki Heavy Industries Ltd., Kawasaki-cho, Akashi

曲げ力により発生する応力が重畳する⁵⁾。さらには出力の変化に伴う回転数の変動による遠心応力の変動等も重量して複雑な応力波形となる場合がある⁶⁾。

このような応力波形を受ける部材としては船用ディゼル機関のピストンクランクがあるが、ピストンクランクの疲労寿命推定法については実用の段階にあるが、ロータディスク材に対する適用性については明らかになっていない。

間欠波形下の疲労寿命推定法についての詳細は文献にあるが⁷⁾、ここでは説明の都合上 Fig. 1 を使って簡単にその方法を説明する。

疲労寿命推定に際して、最初に応力波形を設定しなければならない。ロータディスクの熱応力は過去の経験や試作機を使ったテストセルでの試験から求められる温度分布を使って有限要素法により計算される。一

方、遠心応力や振動応力はガスタービンの設計仕様と回転特性から、やはり有限要素法を使ってロータの応答が計算され、その結果として、例えば Fig. 1 中の a) のように求められる。なお、得られた応力が弾性解析による場合で、かつ材料の降伏応力を越えている場合は形状不連続部分での塑性変形による応力の再配分を評価しなければならない [Fig. 1 b) 参照]。局部が塑性変形した後の応力の簡易評価法としては Neuber の式⁸⁾や式 (1) で示す公江の式⁴⁾が比較的良好に使われているので、ここでもそれらの式を使用する。

$$\frac{K_t - 1}{K_\sigma - 1} - 1 = 2.4 \left(\frac{K_\varepsilon - 1}{K_\sigma - 1} - 1 \right) \quad (1)$$

ここで K_t は形状係数、 K_σ は応力集中率、 K_ε はひずみ集中率である。

さて切欠き部分の公称応力を σ_n 、切欠き底の応力

Fig. 1. Fatigue life prediction method.

Table I. Chemical composition of martensite stainless steel FV535.

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	V	Co	Nb	N	B
0.08	0.39	0.80	0.008	0.007	0.78	10.66	0.71	0.26	5.83	0.35	0.017	0.009

を σ , ひずみを ϵ とすると,

$$K_{\sigma} = \sigma / \sigma_n, \quad K_{\epsilon} = E \epsilon / \sigma_n$$

であるので, 式(1)を σ , ϵ , σ_n で表わして σ_n について解くと, 次式が得られる.

$$\sigma_n = \frac{4.8E\sigma_{\epsilon} / [(1.4K_t + 1)\sigma + 2.4E\epsilon] + \sqrt{[(1.4K_t + 1)\sigma + 2.4E\epsilon]^2 + 9.6K_t(K_t - 3.2)E\sigma_{\epsilon}}}{(2)}$$

つぎに, 材料の応力とひずみの関係式を

$$\epsilon = \epsilon_e + \epsilon_p = \sigma / E + (\sigma / C)^{1/b} \quad (3)$$

とすると式(2)と(3)から応力集中部の公称応力 σ_n と応力 σ の関係を求めることができる. なお, ここで E はヤング率, C , b は定数である.

このようにして求めた応力 σ を用いて該当評価部位の遠心応力 σ_c , 振動応力 σ_v , さらに除荷時に発生する応力 σ_R による応力波形を Fig. 1 c) のように求めることができる.

つぎに応力波形の読み取り法としてレンジベア・ミーン法を用いて c) の波形を読み取り, 平均応力が疲労強度に及ぼす影響については修正グッドマンの式で評価する方法がこれまでの重畳波形の実験結果や実機での強度評価に比較的良好に使用されているので, ここでもその方法を使用すると, Fig. 1 d), e) が得られる.

つぎに, 疲労損傷を計算する基礎となる S-N 曲線を設定しなければならない. すなわち, 小形の試験片で得られた S-N 曲線を実体と試験片との強度差, 寸法効果, 表面仕上げの影響, 9) その他の影響による強度低下を考慮して修正して使用する (なお, 本論文では試験片は実体から切り出していること, 表面仕上げも実体と同等にしていることなどを考慮して疲労限度修正係数は $\alpha = 1.0$ としている).

さて Fig. 1 d), e) の応力による疲労損傷の計算は Fig. 1 f) の実線で示すように, 通常よく用いられている疲労限度以下まで S-N 線図を延長して線形累積損傷則を適用する方法 (修正マイナー則と称している) を採用する. すなわち, 遠心応力の繰返しに対応した疲労損傷値 ΔD_c と振動応力の繰返しに対応した疲労損傷値 ΔD_v を次式で計算する.

$$\left. \begin{aligned} \Delta D_c &= \bar{\sigma}_c^{\alpha} / K_1 \\ \Delta D_v &= n \bar{\sigma}_v^{\beta} / K_2 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

得られた疲労損傷値を用いて疲労寿命 $\bar{N}_{es}$ は次式で計算される.

$$\bar{N}_{es} = C / (\Delta D_c + \Delta D_v) \quad (5)$$

ここで, C は間欠波形における一次波と二次波の

Table II. Mechanical properties of material.

Temp. (°C)	0.2 % proof stress $\sigma_{0.2}$ (MPa)	Tensile strength σ_b (MPa)	Elongation δ (%)	Reduction of area φ (%)
R. T	968	1093	15.4	60.4
400	701	787	17.2	62.6

Heat treatment

790°C×2Hr A. C → 1170°C×1Hr O. C

→ 610°C×5Hr A. C → -70°C×15 min → 615°C×5Hr A. C

相互作用係数である. また, ここで計算された疲労寿命の単位は間欠波形の 1 回 (ガスタービンでは起動-停止の回数) である.

3 実験方法

実験に使用した材料はガスタービン用ロータディスク材として使用されているマルテンサイト系ステンレス鋼 FV535 材であり, Table I にその化学成分を, また機械的性質と熱処理条件を Table II に示す.

疲労試験片は実体のロータディスクの円周方向から採集したものであり, Fig. 2 に示す平滑試験片と応力集中係数 K_t が 2.1 の切欠き試験片である. なお, いずれの試験片とも表面は 400 番エメリー紙により軸方

(a) smooth specimen

(b) U-notch specimen ($K_t = 2.1$)

Fig. 2. Shape and dimension of specimen.

向に研磨して疲労試験に供した。

疲労試験機は高周波誘導加熱装置を備えた容量 50 kN のコンピュータ制御電気油圧サーボ式疲労試験機（鷺宮製作所製）である。疲労試験温度はロータディスクの強度評価部分の温度にほぼ等しい 400°C とした。なお試験中に測定した試験片平行部間の温度差は ±5°C 以内であった。

試験波形は一定振幅波形と 2 種類の間欠負荷波形である。一定振幅波形はひずみ速度が 0.1%/s のひずみ制御の三角波形と繰返し速度が 10 Hz の荷重制御の正弦波である。とくに、ひずみ制御三角波形の実験を行なったのは後述する間欠負荷波形の一次波形の負荷-除荷部分の波形との対応をとるためである。

4 実験結果と考察

4・1 平滑試験片の S-N 線図

一定応力、および一定ひずみ振幅試験で得られた S-N 線図を Fig. 3 に示す。ここでひずみ制御試験での結果は破断繰返し数 N_f の約 1/2 の時の応力振幅を使ってプロットしている。

ひずみ制御の両振り ($R=-1$) と完全片振り ($R=0$) の結果は荷重制御の両振り疲労試験結果とほとんど差異が無いことが分かる。ひずみ制御試験では平均ひずみが作用していても、繰返しに伴う塑性変形のために応力はほぼ両振りに近い状態になっているためと考えられる。なお、これらの結果について最小自乗法によって求めた S-N 線図は次式で表わされる。

$$N_f \cdot \sigma^{9.69} = 7.79 \times 10^{30} \quad (6)$$

また、繰返し数についてその 1/2 と 2 倍の範囲を一点鎖線で示すと実験結果はこの範囲にはいることがわかる。

つぎに荷重制御の完全片振りの結果は両振りの結果に比較してかなり低い疲労強度を示し、平均応力の影響が顕著に現れていることが分かる。

さて、平均応力の影響をもう少し検討するために、 $N_f=10^4$, 10^5 および疲労限度での平均応力と応力振幅の関係を調べた結果を Fig. 4 に示す。この結果から本供試材の場合には真破断力 (σ_T) を通る直線で平均応力の影響がほぼ評価できるようであり、工学的によく

Fig. 3. S-N curve under constant stress and strain amplitude tests.

Fig. 4. Mean stress effect on fatigue strength.

使用されている修正グッドマンの式が使えることが分かる。このよう結果から、以下で述べる間欠波形下の寿命の推定にはこの結果を使って平均応力の評価を行なうこととする。

4・2 動的応力-ひずみ関係

切欠き試験片の寿命推定のときに使用する Neuber の式や公江の式において必要となる供試材の応力-ひずみ関係式を求めるために最大ひずみ振幅を固定して、それまでのひずみ振幅を漸増-漸減させて応力-ひずみ挙動を測定する Incremental step 試験 (IS 法と称する) を実施した。

Fig. 5 に実験結果を示すが、最大ひずみ振幅に対して計算した繰返し数比 n/N_f の値が大きくなって疲労の程度が進むにつれて材料は軟化して、同一ひずみ振幅で比較すると応力は低下する傾向にある。しかし、ある程度繰返すと安定して、軟化が進まなくなった。本材料の場合は n/N_f の値が約 0.1 程度以上になると挙動は安定することが分かった。ここで $n/N_f=0.13$

Fig. 5. Dynamic stress strain curve.

のときの応力-ひずみ関係を求めると、次式が得られた。

$$\epsilon = \sigma / E + (\sigma / 1874)^{1/0.14} \quad (7)$$

ここで、 E : ヤング率 (1.93×10^5)

σ : 応力 [MPa]

ϵ : ひずみ [Strain]

なお、ひずみ制御疲労試験で観測したヒステリシスループが安定したときの応力とひずみの関係を Companion Specimen 法 (CS 法) と称して図中に IS 法との比較のために示した。CS 法の結果は若干ばらついているが、IS 法による結果から大きくはずれることはないようである。

4・3 切欠き材の S-N 線図

Fig. 2 b) に示した形状の切欠き試験片を用いて荷重制御で疲労試験を実施した。ここで疲労き裂の発生は試験の途中で除荷して試験片を自然冷却した後に試験片表面のレプリカを採取して金属顕微鏡で観察してき裂長さとの繰返し数の関係を求め、き裂長さが 0.1 mm の繰返し数を内挿してき裂発生繰返し数とした。

Fig. 6 に示した実験結果から破断の疲労限度とき裂発生時の疲労限度にはほとんど差が認められず、ほぼ 200 MPa 程度であることが分かる。また応力振幅の大きいところではき裂発生寿命は破断寿命の約 1/5 程度であるが、疲労限度に近くなるにつれて両者にほとんど差がなくなるようである。これは本実験の応力範囲程度ではき裂の伝は寿命の間に大きな差がなく、き裂が発生すれば必ず伝ばして破断することを意味している。したがってき裂の発生寿命を正確に予測することがこのような材料では重要なことである。

さて切欠き材の疲労き裂発生寿命は公江の式や Neubewr の式と動的応力-ひずみ関係式を使って切欠

Fig. 6. S-N curve of notched specimen.

き底の応力を推定して、この推定した応力振幅を使って平滑試験片で得られた S-N 曲線から求めることが可能である。

Fig. 6 の一点鎖線、二点鎖線はそれぞれの方法を使って推定したき裂発生寿命を示している。本実験結果は応力振幅の大きい領域で推定結果と非常によく合っていることが分かる。なお、長寿命域では Neuber の式と公江の式で若干強度差があるように見えるが、この程度の差はそれほど大きなものではなく、両者ともほぼ良い推定を与えているといえる。

4・4 間欠波形下の疲労試験結果

平滑材に対する間欠波形下の疲労寿命推定法の適用性について、S35C 材による実験結果を使って検討したところ、推定結果と実験結果はほぼ一致することが分かっている³⁾。しかし、ステンレス鋼のように疲労限度近傍の応力でひずみ時効の影響が顕著に出て寿命が長くなる傾向のある材料では知見がなく、すでに提案した寿命推定法をどの程度修正すればローターディスクの疲労寿命推定に使用できるかについての知見を得るために間欠波形下の実験を実施した。試験波形は Fig. 7 の図中に示した 2 種類の間欠波形である。Table III に試験波形 (I) の実験結果を示す。試験片番号 A-11, A-12 は荷重制御試験結果であり、A-13 はひずみ制御試験結果である。なお、ひずみ制御試験結果は破断繰返し数の約 1/2 の繰返し数のときの応力値で σ_v , σ_{max} を示している。また n は重畳させた二次波の繰返し数, N_{ex} は一次波の破断繰返し数, Σn_i は二次波の破断繰返し数である。また表中の →印は未破断を示す。等価応力 σ_{eq} は修正 Goodman の式で平均応力の影響を評価して得られた両振り応力振

Fig. 7. Experimental results under intermittent wave.

Table III. Experimental results under intermittent wave (I).

TP. No	σ_v	σ_{max}	n	N_{ex}	Σn_i	σ_{eq}	Control mode
A-11	219	878	8600	243	2.1×10^4	408	Load control
A-12	213	837	8600	734 →	6.4×10^4 →	384	Load control
A-13	447	717	100	83	8.4×10^3	526	Strain control

Stress unit: MPa

Table IV. Experimental results under intermittent wave (II).

TP.No	1st step			2nd step			3rd step			4th step		
	σ_v	$\sigma_{\max}$	n	σ_v	$\sigma_{\max}$	n	σ_v	$\sigma_{\max}$	n	σ_v	$\sigma_{\max}$	n
A-9	251	815	2500	251	707	4000	251	414	2000	251	815	100
$N_{ex} > 1266$ (not failure), $\Sigma n_i > 1.089 \times 10^7$, $\sigma_{eq} = 384$												

Stress unit: MPa

幅その繰返し数について次式を使って求めた。

$$\sigma_{eq} = (\Sigma n_i \sigma_i^a / \Sigma n_i)^{1/a} \quad (8)$$

ここで, σ_i は両振り応力振幅

n_i は σ_i の繰返し数

a は S-N 線図の応力の指数

Fig. 7 に実験結果を示す。等価応力と総繰返し数で表示した実験結果が S-N 曲線にのれば提案した寿命推定法が使用できることを意味する。さて等価応力が疲労限度より高いひずみ制御試験の結果 (A-13) は S-N 曲線のばらつきの下限より若干短寿命となり、提案した線形累積損傷則を使う寿命推定法において $C=0.3$ 程度で寿命推定が可能であり、S35C 材での結果と一致する。^{3),9)}

一方、等価応力が疲労限度に近い実験条件の結果はかなり長寿命となり、試験片番号が A-11 の結果では $C=5.0$ 程度である。また、A-12 では非常に長寿命となり C の値が 10 以上でも破断していない。このような結果が得られたのは、通常ステンレス鋼においてはひずみ時効の影響が顕著に現れ、疲労限度近傍の応力では寿命が S-N 曲線の直線部分から外れて長寿命となるが、本結果もこのことと関係しているものと思われる。

Table IV に試験波形 (II) での実験結果を示す。この波形では振動応力 σ_v を一定にして遠心応力が変動した場合を想定し、4 段階に波形の条件を変化させたパターンとした。また、応力値は試験波形 (I) の結果で寿命が長くなった A-12 と等価応力がほぼ等しくなるような値とした。これは試験波形 (I) の間欠波形よりも実際のフライトパターンに近い試験波形 (II) で寿命が短くなるようなことが有るか否かを確認することを主目的にしたためである。Fig. 7 から分かるように総繰返し数が 10^7 回を越えても破断しなかったので実験を中止した。

この結果から変動のステップがそれほど多くなければ試験波形としては簡単な (I) の波形でモデル化してもそれほど間違いではないことが分かる。しかし、実験結果が少ないので、今後さらに検討し、寿命が短くなるような条件を探すことも、実用上は非常に重要なことと考えられる。

さて、相互干渉係数 C の値として 1 以下の値を採用することは修正マイナー則で計算されるよりも大き

な疲労損傷が累積されていることを、また、1 以上の値となるのは二次波の繰返しによる損傷が修正マイナー則で計算されるほど大きくないか、あるいは二次波が繰返されても損傷がほとんど累積されないことを意味する。

C が 1 以下の値となることにたいしては、例えば変動荷重試験において一次応力と二次応力の頻度比が $1/40 \sim 1/100$ の範囲で寿命が修正マイナー則で計算したものよりも著しく短くなる結果があり、この現象は二次応力によって生じる塑性ひずみ幅 $\Delta \epsilon_p$ の挙動から説明されている。すなわち、 $\Delta \epsilon_p$ の大きさは一次応力から二次応力に変動した直後が最も大きく、二次応力の繰返しにつれて減少して二次応力単独による $\Delta \epsilon_p$ に近付いて安定するが、修正マイナー則では変動後の大きな $\Delta \epsilon_p$ に対応した疲労損傷が評価されないために推定寿命よりも実際寿命が短くなる。すなわち一次応力と二次応力による相互干渉効果を補正するために 1 以下の C をとっている。今回の実験結果もこのようなことと同じ意味を持つものと考えられる。

つぎに応力値が疲労限度に近い条件のとき C が 1 よりもかなり大きな値となったのは次のように考えられる。ステンレス鋼のように疲労限度近傍でひずみ時効が顕著に現れる材料では S-N 曲線が長寿命側に折れ曲がるのが一般的に知られている。さて、このような材料にたいして S-N 曲線を疲労限度以下まで直線で延長して疲労損傷を評価する修正マイナー則を使うと、疲労損傷を実際よりも大きく計算するために推定寿命が著しく短くなる。したがって、推定結果と実験結果を合わせるためには C の値を 1 よりもかなり大きくとらなければならないものと解釈される。

これまでに実施されてきた変動荷重や重畳波形のような実働荷重下の疲労試験結果によれば、下限寿命を示すものは $C=0.3$ 程度を取れば説明できることが多いが、長寿命を示す実験点にたいしては C は 10 以上になるときもある。実用的には下限寿命を推定することが重要であるとの見地から、ひずみ時効が顕著に現れない条件では $C=0.3$ をとることはそれなりに意味があると思われる。

一方、ひずみ時効が大きく現れる条件にたいしては修正マイナー則そのものが適用に限界があり、今後新しい疲労損傷評価のパラメータが必要であると考ええる。

間欠波形下のこの種の実験結果は少なく, C としてどの程度の値を取るべきについて実用材料の実験結果を蓄積することが必要であり, これは $S-N$ 曲線を蓄積するのと同程度に大切であると思われる.

5 結 論

ジェットエンジンやガスタービンのロータディスク材の疲労寿命推定法を明らかにするために $FV535$ 材で作成した試験片を用いて一定振幅, および間欠波形下の疲労試験を行なって, すでに提案した寿命推定法の適用性につき検討した結果, 本実験の範囲において次の理論が得られた.

(1) 一定応力を受ける切欠き材のき裂発生寿命は公江の式, Neuber の式を使用して推定できる.

(2) 間欠波形を受ける平滑材の疲労寿命は応力の高い部分で提案した方法において相互作用係数 $C=0.3$ とすることで推定できる. 一方, 応力が疲労限度に近い部分では推定寿命はかなり安全側の寿命を推定し, 相互作用係数は $C=5$ 以上となることが分かった.

(昭和58年2月 日本航空宇宙学会第23回航空原動機に関する講演会にて講演)

参 考 文 献

- 1) 例えば, 日本造船研究協会第164部会報告, No. 295 (1978); No. 313 (1979).
- 2) 中村 宏, 恒成利康, 堀川 武, 岡崎章三, “機械の疲労寿命設計” (1982) 養賢堂.
- 3) 堀川 武, 岡田友信, 中村 宏, 日本機械学会論文集, **45**, 293 (1979).
- 4) 公江茂樹, 中村 宏, 恒成利康, 材料, **27**, 847 (1982).
- 5) たとえば大桑武雄, 大場正次, 中洲健一, 田中勝之, 石川島播磨重工技法, **14**, 430 (1974).
- 6) 江原隆一郎, 堀川 武, 材料, **35**, 669 (1986).
- 7) 武 浩司, 堀川 武, 柳井雅幸, 内燃機関, **24**-308, 44 (1985).
- 8) H. Neuber. Trans. ASME Series E. 28-4 (1961).
- 9) 堀川 武, 岡田友信, 中村 宏, 恒成利康, 公江茂樹, 材料, **37**, 429 (1988).
- 10) 例えば, 菊川 真, 城野政弘, 宗 智浩, 材料, **23**, 252 (1974).
- 11) 中村 宏, 恒成利康, 堀川 武, 井手龍一郎, 日本機械学会論文集, A-**47**, 417 (1981).
- 12) 例えば, 中村 宏, 恒成利康, 堀川 武, 機械の研究, **32**, 433 (1986).