

UDC 620.178.3:
539.43:
534.231:
519.27

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-620

2024-T3アルミニウム合金薄板構造の
音響疲労寿命初期推定

佐野政明・藤森義典

1980年7月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

2024-T3 アルミニウム合金薄板構造の 音響疲労寿命初期推定*

佐野政明** 藤森義典**

Acoustic Fatigue Life Prediction of 2024-T3 Aluminum Alloy Panels

by Masaaki SANO and Yoshinori FUJIMORI

Abstract

This report investigates the acoustic fatigue prediction of 2024-T3 aluminum panel structures using the known S-N curves under the periodic bending load and assuming various peak stress distributions. The peak stress distributions in question are those by Rayleigh, Huston-Skopinski, Simulation and Experiment. The acoustic fatigue life estimate utilizes the modified Miner rule. From the various estimate values of fatigue life the proper method can be selected by simply judging closeness of the numbers to the present experimental results. This numerical check shows that the method using the S-N curve with $K_t = 4$ and Rayleigh peak distribution is indeed adequate to predict the acoustic fatigue of the present experiments in the conservative side, and that no rationale to try other peak stress distribution can be found.

As the results from the present experiments and 9-bay structural models show the trend that the cumulative damage depends on the stress level, a semiempirical curve is fitted to the damage-versus-stress relation. The report concludes with the proposal that the optimum fatigue life estimate curve based on the stress-dependent cumulative damage can be used as a design guide for the thin 2024-T3 aluminum alloy panel structures.

概 要

2024-T3 アルミニウム合金薄板構造の音響疲労寿命推定を既存の S-N 曲線を基にして応力のピーク分布を仮定して行い、実験結果との比較検討を行った。ピーク分布としては① Rayleigh ② Huston-Skopinski ③ 数値計算 ④ 実験の 4 種を考慮した。寿命予測計算には修正 Miner 則を用いた。実験結果を安全側に予測するという立場からは Rayleigh 分布を仮定して $K_t = 4$ とするのが一番使いやすく、精度の上でも十分である。他のピーク分布を使う方がよいという積極的な理由は見当らない。

今回の実験と部分構造モデルの疲労試験結果を分析すると、累積損傷が応力に依存することが明らかとなる。それ故この累積損傷と応力ピーク値との間に近似式を当てはめ、それから得られる寿命推定曲線を、アルミニウム合金薄板構造の音響疲労寿命初期推定資料とすることを提案する。

§ 1. まえがき

音響疲労が疲労研究の一分野として注目されるようになってから久しいが、騒音源であるエンジンの排気騒音も低くおさえられるようになっており、また構造物の応答解析法も進歩しているため、ある程度の対応策は立てられるようになって来た。具体的な設計資料としては従来の研究¹⁾をまとめたものを見るとよい。

現在のところ音響疲労寿命を解析的に推定したり保証

* 昭和55年5月28日 受付

** 機体第二部

したりすることはかなり困難であるから、構造物の音響疲労強度を確認するには実際に近い音場を実験室内で作り出し、実物を模擬した供試体で実際の使用状況より負荷を上げ、使用時間中の全損傷に相当する損傷を受けると予想される時間まで加速耐久試験を行わなければならない。そのための期間なり費用はかなりなものであるため、実機開発のときなどは注意しなければならない。

初期設計の時ある程度の目安を得るため、既存のデータを利用することは大切なことであるがかならずしも十分でないことを認識しなければならない。なぜならば、一般に音響加振により生ずる振動歪みは低く、その R.M.S. 値を規則的な荷重下で得られた S-N 曲線に当てはめてもその裾野以下の応力レベルのためバラツキが大きく明確な疲労寿命を推定することが元々困難であるからである。

この報告では規則的波形をした荷重の下での S-N 曲線と応答歪みのピーク分布が既知であるとした時、薄板構造の音響疲労寿命推定は可能かどうかという問題を取り扱う。ピーク分布を取り上げたのは、この分布形状は簡単な理論式もあるし、また実測や数値計算で容易に求められ利用し易いと考えからである。推定法検証の尺度としては、当所音響疲労試験装置を用いて行った 2024 C-T3 アルミニウム合金薄板構造物の疲労試験結果を用いる。

応力のピーク分布として① Rayleigh 分布 ② Huston-Skopinski 分布 ③ 数値計算による分布 ④ 実測波形から得られる分布、の 4 種類を仮定し修正 Miner 則を用いて寿命推定を行う。基礎となる規則波荷重による S-N 線は既存のデータを使う。

§ 2. 疲労寿命推定

寿命推定の基礎となる規則的な荷重の下での S-N 曲線としてここでは 2024-T4 薄板の曲げ疲労試験結果²⁾を利用する。これを図 1 に示す。図中 K_t は引張り、 K_b は曲げに対する応力集中係数である。 $K_t = 1.26$ に対する S-N 曲線を次式で近似する。これは $K_b = 1.06$ であるので曲げ荷重に対してはほとんど平滑試験片と考えてよい。

$$N_1(x_p) = (C_1/x_p)^{\alpha_1} \quad (1)$$

$$\alpha_1 = 6.14, \quad C_1 = 151$$

但し x_p はピーク値である。 $K_t = 4$ の場合は図 1 になが曲線の内挿により次式を当てはめる。

$$N_4(x_p) = (C_4/x_p)^{\alpha_4} \quad (2)$$

$$\alpha_4 = 5.34, \quad C_4 = 147$$

この(2)式を推定に用いる理由は、ピーク分布のみから寿

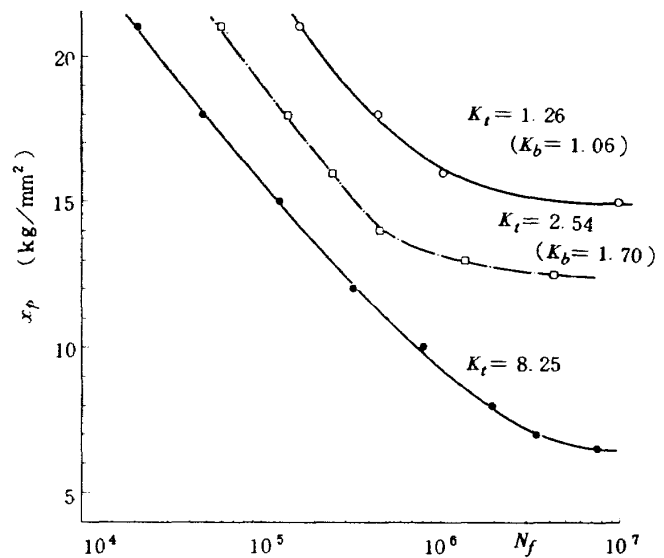


Figure 1 Basic S-N curves under periodic bending stress with zero mean.

命を推定する場合、この $K_t = 4$ についての S-N 曲線を用いるとリベットどめしたパネル構造物の音響疲労寿命を良く推定できるという例³⁾があるためである。図 1 には 10^7 回以上の回数について、実験データはないが、基本 S-N 曲線としては、(1), (2) 式をそのまま使うことにする。

疲労寿命がピーク分布 $p(x)$ のみに依存するとすれば、その推定値 $N_E(x)$ は、修正 Miner 則により、

$$N_E(x) = \left[\int_a^b p(x)/N(x) dx \right]^{-1} \quad (3)$$

と書ける。 $[a, b]$ は疲労損傷を与える応力レベル範囲である。 $N(x)$ は応力レベル x で破断する繰返し数である。

(1), (2) 式中の x_p は、規則波形を対象とした時の応力振巾としての変数である。一方(3)式は、不規則値 x が x と $(x+\Delta x)$ の間で、ピークとなる確率密度 $p(x)$ から計算された寿命であるから、応力レベル x と応力振巾 x_p の対応が明らかになっていなければ、厳密には計算できないことになる。ここでは、便宜的に、不規則波形の場合も、自乗平均値と仮想ピーク振巾との対応は、正弦波の場合に類似しているとして、

$$x_p = \sqrt{2} \cdot \sigma_x \quad (4)$$

のように仮定する。これは、標本平均としてのピーク値 x_p と、 x の標準偏差 σ_x の関係である。

疲労データを整理するにはピーク値 x_p を使う方が便利なのでこれを変数とする。

(3) 式の $p(x)$ については以下に述べる 4 種類の確率密

度関数を仮定する。

Rayleigh 分布

応力レベルの分布が定常的に Gauss 分布をしていれば、そのピーク分布は理論的に Rayleigh 分布となる。即ち、

$$P_R(x) = 2x \sigma_x^{-2} \exp(-x^2 \sigma_x^{-2}) \quad (5)$$

この表示は簡単なので最も使いやすい。これを(3)式に代入し積分区間〔 a , b 〕を〔 0 , ∞ 〕とすると $K_t = 1.26$, 4 に対する推定値 N_{E1} , N_{E2} はそれぞれ

$$N_{E1}(x_p) = (151 / x_p)^{6.14} / 6.56 \quad (6)$$

$$N_{E2}(x_p) = (147 / x_p)^{5.34} / 4.03 \quad (7)$$

となる。これは引張り側の損傷のみを考慮した結果であるが、もしも圧縮側のピークも疲労損傷を与えるとすれば(3)式の積分区間〔 a , b 〕を〔 $-\infty$, ∞ 〕とすることになりその時の寿命推定値は(6), (7)式の各々の $1/2$ となる。

Huston-Skopinski 分布

Gauss 分布と Rayleigh 分布の中間型として次のような Huston-Skopinski 分布を使うこともできる。

$$P_{HS}(x) = (2\pi)^{-1/2} \sigma_x^{-1} (1-r^2)^{1/2} \times \exp[-x^2 \{2\sigma_x^2(1-r^2)\}^{-1}] + r x (2\sigma_x^2)^{-1} [1 + \operatorname{erf}\{X \sigma_x^{-1} (2r^{-2} - 2)^{-1/2}\}] \exp[-x^2 (2\sigma_x^2)^{-2}] \quad (8)$$

$$\text{但し } r = r_2^2 / (r_0 r_4), \quad r_n = \int_{-\infty}^{\infty} \omega^n \Phi(\omega) d\omega$$

$$\Phi(\omega) = x \text{ のスペクトル}$$

(8)式は $r = 1$ で Rayleigh 分布, $r = 0$ で Gauss 分布となる。この r は応力(歪み)履歴が正勾配でゼロレベルを切る回数の期待値と正側(引張り側)のピーク総数の期待値の比である。この値が 1 や 0 となることは実際にはなく, $0 < r < 1$ の中間値でより実際に近い分布形状を与えるものとする。寿命推定の計算では、実験結果をデータ処理して得られた値を用いて, $r = 0.214$, 0.506 , 0.713 とし, 積分区間〔 a , b 〕は, $[-3\sqrt{2}\sigma_x, 3\sqrt{2}\sigma_x]$ ないし, $[0, 3\sqrt{2}\sigma_x]$ とした。

応答計算および実測から求めるピーク分布

応答応力のピーク分布は数値計算ないし実験⁴⁾から求められるから、これらを用いて寿命推定を行うこともできる。ピーク分布の例を図 2 に示す。数値計算では必要なだけ多くの時系列を作り出して分布形を想定することができるが、実測では歪みゲージが剝離したり、破損することもあり長時間にわたって歪みを計測することができない。そのため実験から得られた歪みのピーク分布から寿命推定をする場合も、一応得られた分布が定常状態

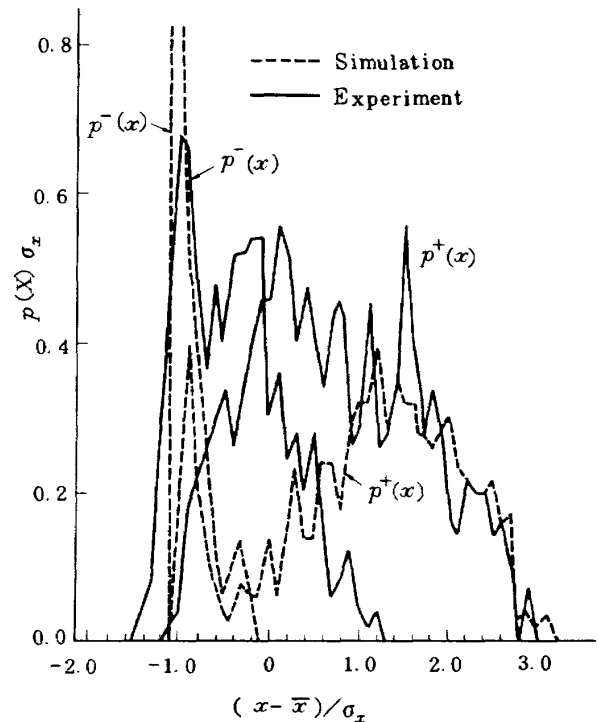


Figure 2 Probability density functions of peak stresses

であると仮定している。

(3)式を使って寿命推定するには、まずピーク分布を応力の正方向(引張り応力の方向)に凸なピークの確率密度関数を $p^+(x)$ 、負の方向のピーク分布を $p^-(x)$ とに分け、これらの影響を重ね合わせて寿命推定として次式を得る。

$$N_E(x_p) = \left[\frac{1}{1+R} \int_a^b \frac{p^+(x)}{N(x)} dx + \frac{R}{1+R} \int_a^b \frac{p^-(x)}{N(x)} dx \right] \quad (9)$$

但し $R = M^+ / M^-$, M^+ は上に凸 M^- は下に凸のピークの総数, $[a, b]$ は $[-3\sqrt{2}\sigma_x, 3\sqrt{2}\sigma_x]$ とする。実験データについての r は多少変化して一定値とはならない。数値計算によると $r \approx 0.7$ となる。(9)式の計算は Simpson $1/3$ 則を用いる。

以上各推定法による結果を表 1 にまとめた。表 1 は、ピークの分布形や、基本となる S-N 線の違いにより、7 種類の推定結果を示している。以後、推定法は、その番号で示す。たとえば、推定法 1 は、表 1 の Method 1 を指す。

Table 1 Acoustic fatigue life estimate

No. of Method	1	2	3	4	5	6	7
Peak dist.	Rayleigh			Huston- Skopinski		Exp.	Sim.
K_t	1.26	4.0		4.0		4.0	
$\{a, b\}$	$[0, \infty)$		$[-\infty, \infty)$	$[0.3 \sigma_x]$	$[-3\sigma_x, 3\sigma_x]$	$[-3\sigma_x, 3\sigma_x]$	
γ	1.0			0.713			0.713
x_p	Estimates Value			Estimates Value		Estimates Value	
10 (kg/mm^2)	2.7×10^6	4.3×10^5	2.2×10^5	6.2×10^5	3.1×10^5		
9	5.2×10^6	7.6×10^5	3.8×10^5	1.1×10^6	5.5×10^5		
8	1.1×10^7	1.4×10^6	7.1×10^5	2.1×10^6	1.0×10^6		
7	2.4×10^7	2.9×10^6	1.5×10^6	4.1×10^6	2.1×10^6	$6.15 \text{ kg}/\text{mm}^2$ 2.9×10^7 ($\gamma = 0.506$)	
6	6.3×10^7	6.7×10^6	3.3×10^6	9.8×10^6	4.9×10^6		
5	1.9×10^8	1.8×10^7	8.8×10^6	2.6×10^7	1.3×10^7		
4	7.4×10^8	5.8×10^7	2.9×10^7	8.8×10^7	4.4×10^7		
3	4.4×10^9	2.7×10^8	1.3×10^8	4.1×10^8	2.1×10^8	$3.13 \text{ kg}/\text{mm}^2$ 2.4×10^8 ($\gamma = 0.394$)	$3.13 \text{ kg}/\text{mm}^2$
2	5.3×10^{10}	2.3×10^9	1.2×10^9	3.7×10^9	1.9×10^9		8.7×10^7
1	3.7×10^{12}	9.5×10^{10}	4.8×10^{10}	1.6×10^{11}	7.8×10^{10}		$1.9 \text{ kg}/\text{mm}^2$ 1.5×10^9

§ 3. 音響疲労試験結果

疲労試験に使用した供試体を図3に示す。この板構造は薄板部と支持枠部より成り、前者の板厚は0.813 mm 後者は3.175 mm厚の2024C-T3アルミニウム合金材で

ある。機械的性質に関するかぎり図1を得るために使用された2024-T4材とほとんど同じと考えられる。薄板部と支持部の結合法の違いにより次の3種類に分類される。

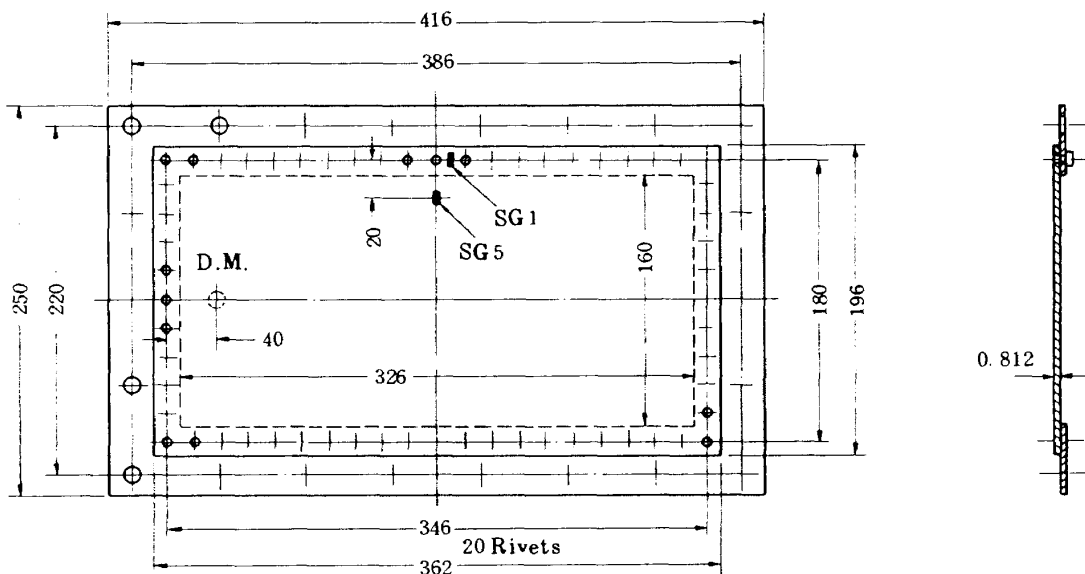


Figure 3 Panel dimension and strain gauge location

- (a) R型 ; リベット (NAS 1097 AD, 60 本) で固定
- (b) RB型 ; リベット (" 30 本) と接着の併用
- (c) B型 ; 接着のみ

薄板部の受ける応力の代表値として図 3 に示す歪みゲージ # 5 の位置で計測した歪みの R.M.S. 値 ϵ_{rms} と板の Young 率 E との積

$$x_p = \sqrt{2} E \cdot \epsilon_{rms} \quad (10)$$

を用いる。また破断繰返し数 N_e はリベット孔または図 3 の点線で示す板の縁から発生した亀裂が約 20 mm になった時を破断とみなし, その時までの負荷時間 T_f と供試体の一次固有振動数 f_1 の積

$$N_{eq} = f_1 \cdot T_f \quad (11)$$

とする。R型では $f_1 \approx 130$ Hz, RB型およびB型では $f_1 \approx 150$ Hz である。

音響加振力のスペクトルは 3 種類の供試体の 1 次固有振動数を確実に含むよう 100 ~ 200 Hz の範囲で一定となるようにした。その一例を図 4 に示す。参考までに歪みの応答スペクトルの例を図 5 に示す。このスペクトルからパラメータ γ を決めて Huston-Skopinski 分布を使うこともできる。100 ~ 200 Hz の範囲のスペクトルレベル S_N と図 3 における歪みゲージ # 1 と # 5 からの R.M.S. 値の対応を整理すると次のようになる。R型供試体については

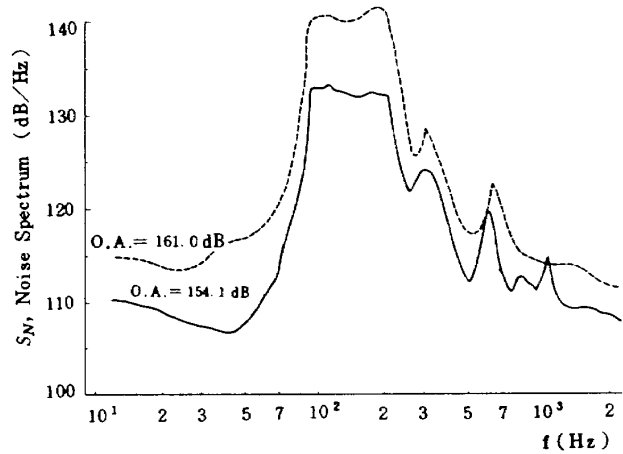


Figure 4 Exciting noise power spectral density

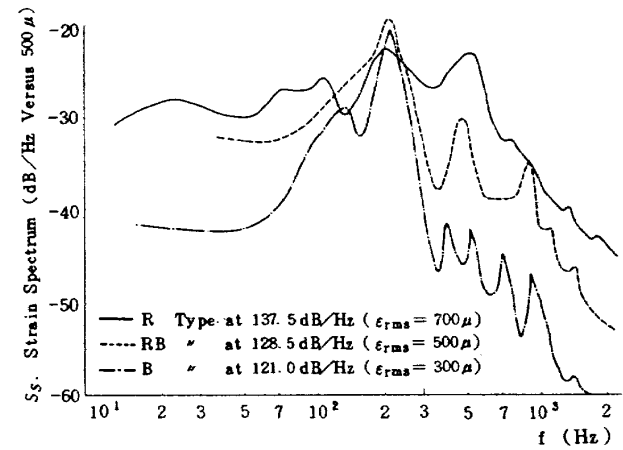


Figure 5 Response strain power spectral density

Table 2 Acoustic fatigue life data of R-type test panels

Spec. No.	S_N (dB/Hz)	T_f (Hour)	x_p (kg/mm ²)	N_{eq}
1	141.35	2.00	8.85	9.29×10^5
2	↑	1.83	↑	8.50×10^5
3	140.35	1.80	8.37	8.36×10^5
4	136.35	10.25	6.45	4.76×10^6
5	↑	6.25	↑	2.90×10^6
6	↑	5.33	↑	2.48×10^6
7	134.35	12.33	5.49	5.73×10^6
8	↑	5.25	↑	2.44×10^6
9	↑	7.50	↑	3.48×10^6
10	↑	15.67	↑	7.28×10^6
11	148.88	0.58	12.47	2.69×10^5
12	↑	0.85	↑	3.95×10^5
13	144.35	0.92	10.29	4.27×10^5
14	142.35	2.08	9.33	9.66×10^5
15	141.35	2.00	8.85	9.29×10^5

Table 3 Acoustic fatigue life data of RB-type test panels

Spec. No.	S_N (dB/Hz)	T_f (Hour)	x_p (kg/mm ²)	N_{eq}
1	131.35	30.50	5.72	$1.65 \times 10^7 \rightarrow$
2	136.35	11.00	6.99	5.94×10^6
3	↑	9.50	↑	5.13×10^6
4	134.35	5.67	6.48	3.06×10^6
5	144.38	1.08	9.03	5.83×10^5
6	140.00	4.83	7.92	2.61×10^6
7	140.35	3.25	8.01	1.76×10^6
8	138.35	2.25	7.50	1.22×10^6
9	139.35	4.75	7.75	2.57×10^6
10	137.35	8.75	7.24	4.73×10^6
11	135.35	9.50	6.74	5.13×10^6
12	134.35	6.00	6.48	3.24×10^6
13	↑	9.50	↑	5.13×10^6
14	133.35	30.50	6.22	1.65×10^7

Table 4 Acoustic fatigue life data of B-type test panels

Spec. No.	S_N (dB/Hz)	T_f (Hour)	x_p (kg/mm ²)	N_{eq}	Note
1	135.35	2.25	6.65	1.22×10^6	Failure
2	132.35	7.25	5.88	3.91×10^6	Separation
3	130.35	3.25	5.37	1.76×10^6	↑
4	128.35	5.83	4.86	3.15×10^6	↑
5	132.35	1.83	5.88	9.90×10^5	↑
6	130.35	2.33	5.37	1.26×10^6	Failure
7	135.35	6.00	6.65	3.24×10^6	↑
8	138.35	2.75	7.41	1.49×10^6	↑
9	139.35	0.22	7.67	1.17×10^5	Separation

$$\epsilon_{rms,1} = (0.220 S_N - 27.2) / E \quad (12)$$

$$\epsilon_{rms,5} = (0.340 S_N - 41.8) / E \quad (13)$$

R BおよびB型の供試体については

$$\epsilon_{rms,1} = (0.018 S_N - 2.15) / E \quad (14)$$

$$\epsilon_{rms,5} = (0.180 S_N - 19.6) / E \quad (15)$$

となる。添字 1, 5 はゲージの位置を示す。

R型供試体については(13)式, R B型, B型供試体については(15)式で表示される歪みを各々の供試体への負荷基準とする。(10), (13), (15)式を用いて音響疲労試験結果を整理したものを表 2, 3, 4 にそれぞれまとめる。

破断個所を見てみると, R型およびR B型供試体については長辺中央付近のリベット孔より亀裂が発生した。

B型供試体については4個が長辺中央近傍の縁線(図3で点線となっている)より亀裂が発生し, 他の5個についてはほぼ同じ個所で接着が剝離した。

実験結果に基づいてピーク値 x_p と寿命 N_{eq} との間に関数関係を当てはめることができる。R型供試体については表 2 より

$$N_{eq,R} = (537 / x_p)^{3.35} \quad (16)$$

R B型供試体については表 3 より

$$N_{eq,RB} = (74.2 / x_p)^{6.44} \quad (17)$$

となる。B型供試体については接着部剝離のため破断に到った供試体が少いため実験式を得ていない。

§ 4. 実験値と推定値の比較検討

各種推定法による音響疲労寿命推定結果(表1)と実験結果(表2, 3, 4)をまとめて図6に示す。実験値については供試体の違いによる結果をそれぞれ印を変えて示してある。9 bay model とあるのは今回の実験で使用した比較的単純な供試体より実機の部分構造に近い外板モデルである。寸法は長さ1220 mm, 巾500 mmの2024-T3材, 厚さ0.8 mmで, これを補強材と肋骨材で#型にリベットどめで補強したものである。(略図参照)

これら実験値全体について見ると先に示した図1の基

本S-N曲線の中で $K_t = 8.25$ の場合の傾向に近いと思われる。しかし $\sigma_p \approx 7 \text{ kg/mm}^2$ 以下ではそれよりもさらに低い寿命となっている。

R型(○印)とRB型(□印)の供試体について比較してみると, $\sigma_p \approx 8 \text{ kg/mm}^2$ 前後で両者の寿命が逆になる傾向にある。即ち $\sigma_p < 8 \text{ kg/mm}^2$ ではRB型の方がR型より強い。これは σ_p が低いと接着材の剝離が遅くなってリベット孔からの亀裂の発生を阻止しているのに σ_p が高いと接着剝離が早く発生し, リベットの代用にならないためと思われる。

9 bay model は今回の疲労試験供試体よりかなり低

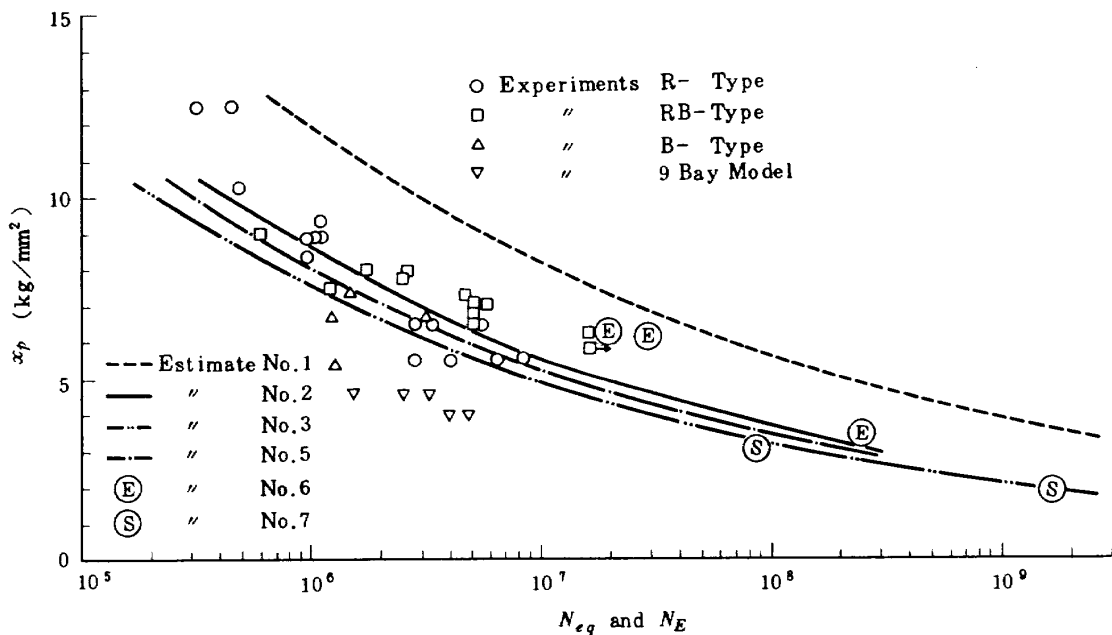
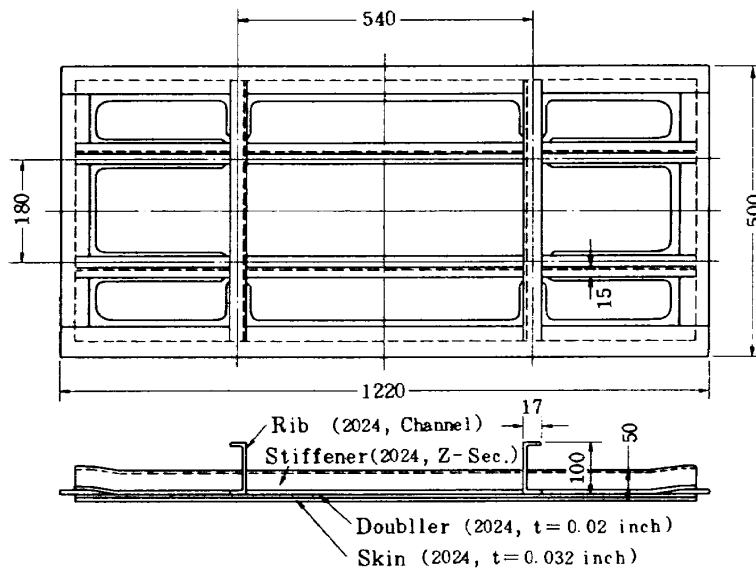


Figure 6 Summary of acoustic fatigue life estimate curves and experimental results



Reff. 9-Bay Model

い応力レベルで破断に到ると云わねばならず、部分構造模型による疲労試験が重要なゆえんである。

次に各推定法ごとに検討を行ってゆく。推定法“1”の結果はすべての実験値より高い時間強度を示し、危険側の推定となっている。これは積分区間を多少変化させても危険側になることは同じで、Rayleigh 分布の裾野の部分は疲労損傷にあまり効果を及ぼしていないことになる。この推定法“1”は全般的に見て本実験結果の推定法としては適格とは云えない。

推定法“2”の結果はR型およびRB型の供試体の実験値を全般的に推定していて、実験値全体の中央値的な意味での推定とはなっている。

推定法“3”は先の二者よりも安全側の推定となる。RB型供試体のすべて、R型の大部分およびB型のほぼ半分の実験値に対して安全側となる。但し $\sigma_p < 6 \text{ kg/mm}^2$ の荷重に対しては、実験点が少なく断定的なことは云えないにしても、R型供試体については σ_p が低くなると推定法“3”より短い寿命を示すこともあるので、多少の注意は要する。

推定法“4”は表1から分るように推定法“2”よりやや危険側とは云えはほぼ同じ推定となるので図6には示していない。

推定法“5”は推定法“2”と“3”のほぼ中間の推定となる。

推定法“6” (ⓔ印)による推定値はRB型供試体の中でNo.4, 12の供試体の音響疲労実験中に得られた歪みのピーク分布から求めたものである。 $\sigma_p \approx 6 \text{ kg/mm}^2$ において推定寿命が実験値の数倍という危険側となることから、実測のピーク分布であっても疲労寿命との対応を見出すことはむずかしい。但し 10^7 回以上の繰り返し数範囲においては、図1の基本S-N曲線の外挿に頼ることになり、実験値も少ないので推定法の良否を厳密に議論することは困難である。

推定法“7” (Ⓢ印)による推定値は計算点が少いけれどもほぼ推定法“3”による推定と一致する。

外板部分構造模型の寿命はいずれの推定値より寿命が短くなっている。

実験点の多いR型およびRB型供試体についてさらに詳しく検討してみる。まずR型について推定法“1”，“2”の結果とEq. (16)式を実験値とともに図7に描いてみた。推定法“2”は $\sigma_p \approx 9 \text{ kg/mm}^2$ で実験式と交差し、それ以下の応力に対しては危険側の推定となってしまう。特に $\sigma_p \approx 5.5 \text{ kg/mm}^2$ の実験点4個を危険側とすることは注意を要するので、R型供試体について云えば推定法“2”も十分とは云えない。

RB型供試体については図8に示すように実験式(17)と推定法“2”はかなりよい一致を示し、推定法“2”は良好な推定法となっている。

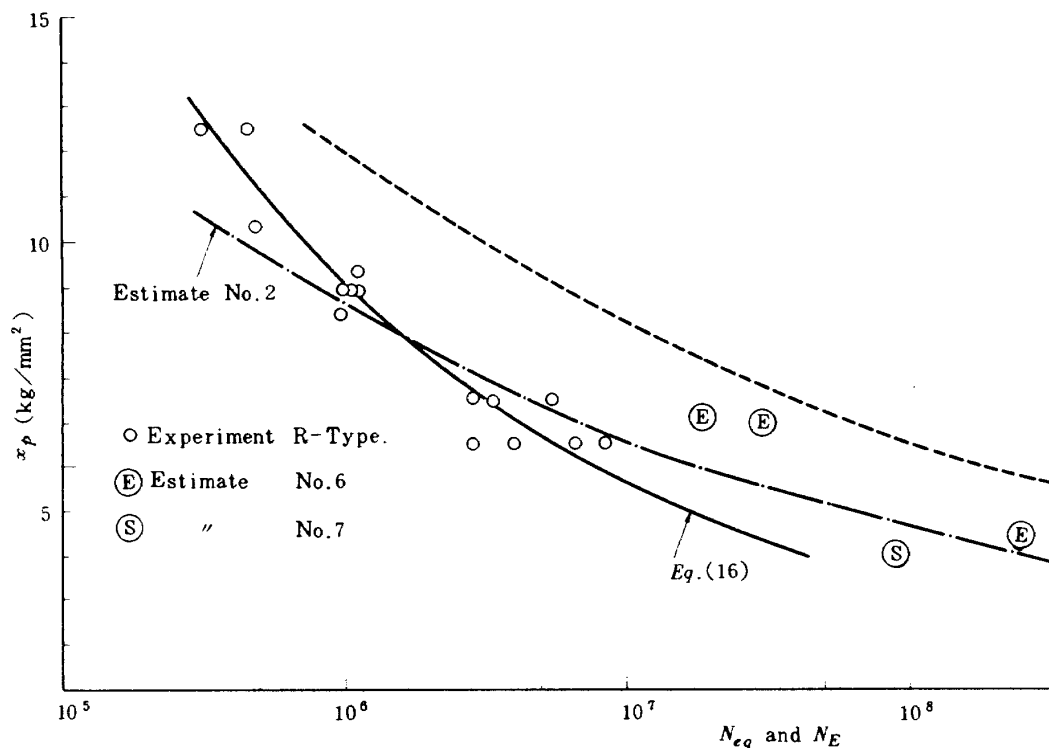


Figure 7 Acoustic fatigue life estimate curves and the experimental results for R-type test panels

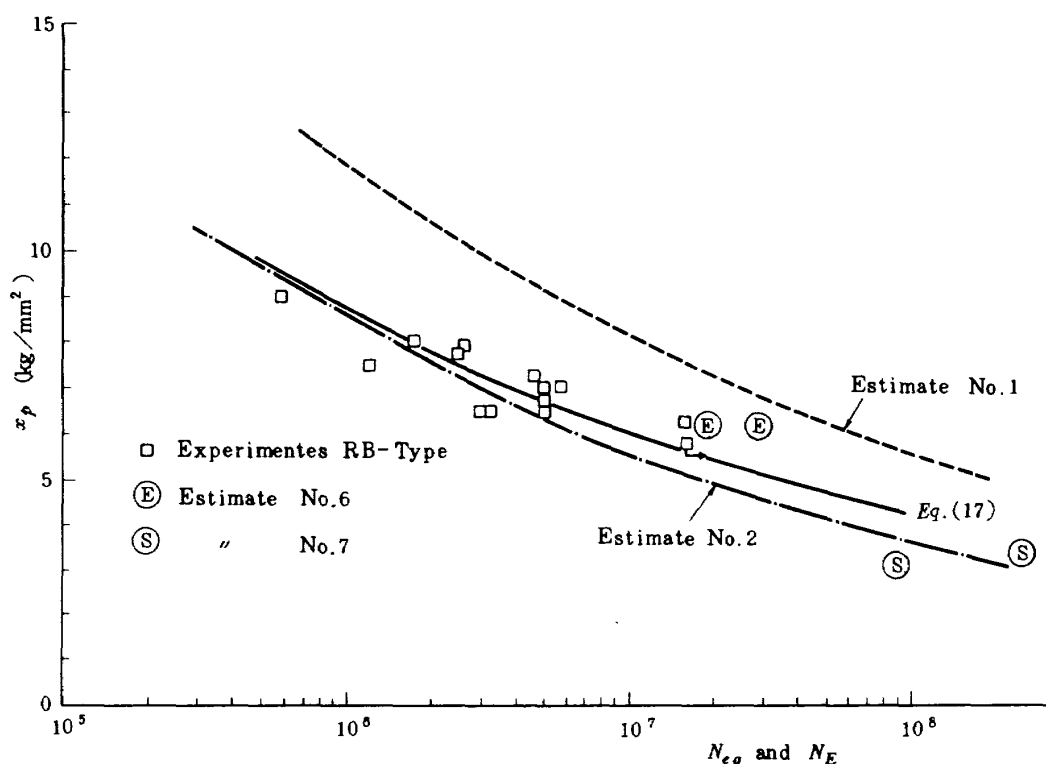


Figure 8 Acoustic fatigue life estimate curves and the experimental results for RB-type test panels

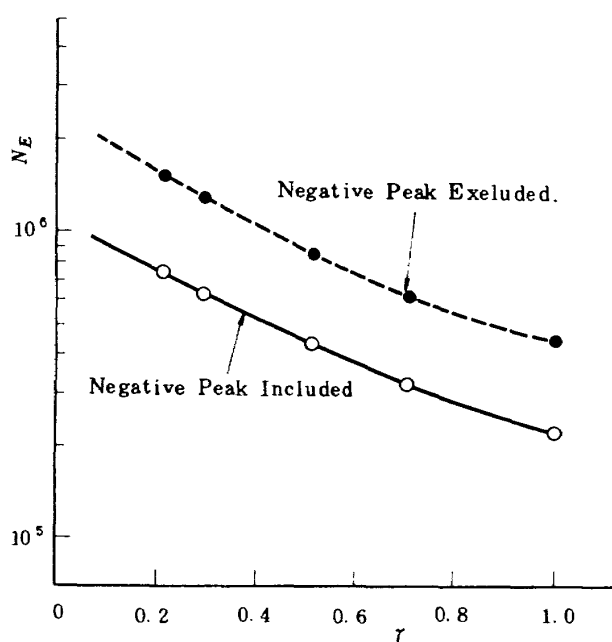


Figure 9 Effect of γ on acoustic fatigue life estimate for Huston-Skopinski peak distribution

Huston-Skopinski分布を仮定する時その推定値はパラメーター γ に依存する。この γ の値が寿命推定値に与える影響を図9に示す。これは推定法“5”において $x_p = 10 \text{ kg/mm}^2$ の場合につき γ を変化させて寿命推定値を示したものである。この図9より明らかなように応力のピーク分布が Gauss分布($\gamma=0$)から Rayleigh分布($\gamma=1$)に移るにつれ寿命推定値は単調に下ってくる。従って応力のピーク分布を、実際的ではないが Rayleigh分布と仮定する方が Huston-Skopinski分布とするよりも安全側の推定値を得ることになる。このことは、ピーク分布の裾野(たとへば、 $2\sigma_x$ 以上)の分布値は、寿命推定計算に影響をあまり与えないということである。

§ 5. 応力依存型累積損傷について

先に試みた推定法の中で推定法“3”ないし“7”は今回行った実験についての寿命を安全側に含むものであるが、外板構造模型の結果をも含めるとなると、これらの方法も寿命の中央値を推定している傾向となっている。(3)式による寿命推定では累積損傷 $D=1$ に到達したとき破壊が生ずると仮定しているが、微少な応力を多数回含む不規則応力による疲労では $D<1$ でも疲労破壊が生ずることもある³⁾。ここでは累積損傷 D が応力に依存すると

考え、実験結果を安全側に推定できるような半実験式を提案する。

まず先に検討した推定法の中のどれを基にするかは任意であるので、簡単のため推定法“1”による推定値が実験値に一致するように D を決める。これを図10に示す。

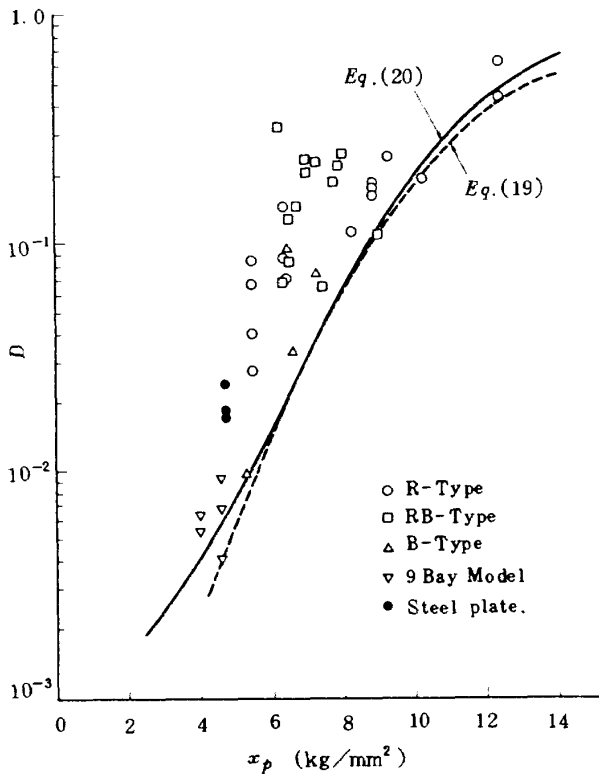


Figure 10 Stress-dependent cumulative damage

これより D の値が x_p の値にどのように依存するかが分り、 x_p の低下とともに D が小さくなることが明らかとなる。図中板バネについての D もプロットした。この材質は鋼であって、アルミ合金ではないが、 D の値そのものは今回行った実験結果より多少低く位置する。特に外板構造模型の結果はかなり低い所に集中することになるので、これらをも今回行った実験結果の延長上にあるものと見做す。

D が x_p のみの関数とすると、音響疲労寿命推定値 N_E は次のようになる。

$$N_E = D(x_p) \cdot N_1(x_p) / \Gamma(1 + \alpha_1/2) \quad (18)$$

$D(x_p)$ の近似式として、その自然対数に2次式を当てはめると

$$D(x_p) = \exp(-4.45 \times 10^{-2} x_p^2 + 1.35 x_p - 10.77) \quad (19)$$

となり図10の点線のようになる。また3次式を当てはめ

ると

$$D(x_p) = \exp(-5.13 \times 10^{-3} x_p^3 + 0.0101 x_p^2 + 3.03 \times 10^{-2} x_p - 6.10) \quad (20)$$

となり図10の実線のようになる。これらを(18)式に代入して推定寿命 N_E を求めたものを図11に示す。(19), (20)式に対応するのがそれぞれ図11の点線, 実線である。 $D(x_p)$ の当てはめ方により寿命推定曲線が変化することは当然であるが、(19)式は少し安全側すぎる感じで、(20)式は実験点の外側を撫でるような推定曲線を与えるので、総合的に(20)式が妥当な実験式であると思われる。

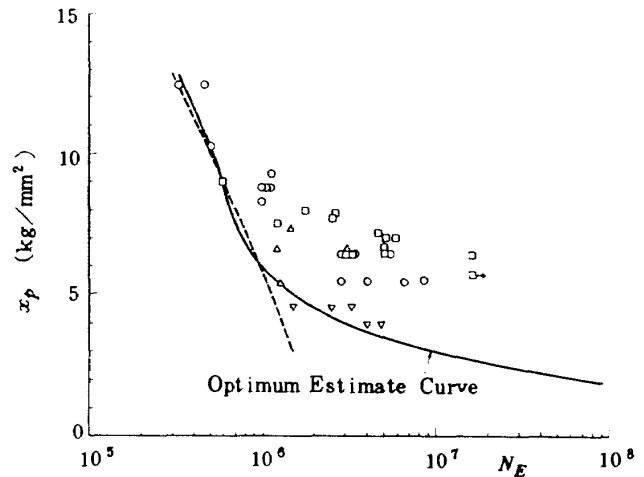


Figure 11 Optimum acoustic fatigue life estimate curve

§ 6. むすび

応力のピーク分布を仮定して音響加振を受ける薄板構造の疲労寿命を推定する試みを行い、実験値との比較検討を行った。得られた結論をまとめる。

1. 推定法“1”はすべての実験値を危険側とする推定となり本実験結果を予測する方法としては妥当でない。
2. 推定法“2”はRB型供試体についてはかい推定法となっているがR型については応力ピーク 6 kg/mm^2 以下になると安全側とは云えなくなる。
3. 推定法“3”は外板構造模型の結果以外の実験値を安全側とするので、本実験結果を予測する最も妥当な推定法である。
4. 推定法“5”, “6”は推定法“3”よりよいとは云えない。推定法“3”で代用が可能である。
5. 推定法“7”は推定法“3”とほぼ同じとなる。応力計算の手間を考えると推定法“3”で代用すればよ

いと思われる。

6. 計算の最も簡単な推定法“1”により実験点から累積損傷 D を計算すると、この D が応力に依存することになるので、 D に半実験式を当てはめた。それによる推定寿命曲線をアルミ合金材パネル構造部材についての寿命推定に用いるとよい。

7. 本推定法では、 10^7 回以上の繰返し数では、確定的な S-N 曲線が与えられていないこと、実際の応答応力の平均値が 0 でないこと、また、負荷応力の順序が考慮されていない、及び加工硬化の影響等が見積られていない。そこで、レオロジーモデル⁶⁾の考え方を導入した寿命予測も提案されており、今後の検討対象としたい。

参 照 文 献

- 1) Acoustic Fatigue : Engineering Sciences Data Unit
- 2) 下河利行, 浜口泰正 : 「航空機用アルミニウム合金 2024-T4 円孔切欠き材における疲れ寿命のばらつきと S-N 曲線との関係」 航技研報告 TR-431, 1975年10月
- 3) Nelson, T.F. : 「An Investigation of the Effect of Surrounding Structure on Sonic Fatigue」 NASA CR-1536, 1970年
- 4) 佐野政明, 藤森義典 : 「騒音を受ける薄板の応答」 航技研報告 TR-506, 1977年7月
- 5) 中村宏, 田中真一 : 「実働応力と疲れ強さ, その1, 応力ひん度の求め方の一例」 日本機械学会論文集 32巻, 244号, pp.1755~1761, 1966年
- 6) 前川昭二 : 「熱を受ける航空機構造の音響疲労解析」 第22回構造強度に関する講演会前刷 1980年7月

既 刊 報 告

- | | | | |
|---------|---|------------|---------------------------------------|
| TR-610 | 高・低亜音速における乱流境界層の構造の研究
On Investigation of the Structure of High Low Subsonic Turbulent Bandary Layer | 1980年 5月 | 穂積弘一, V.Zoldkay, V. Barra |
| TR-611T | A Statistical Consideration of Miner's Rule | 1980年 May | Toshiyuki SHIMOKAWA, and Sakae TANAKA |
| TR-612 | 貯気槽一有孔板法によるルートビーク管の持続時間の延長
An Extension of the Usetul Runing Time in a Ludwig Tube by a Reservoir- Orifice Method | 1980年 5月 | 青木竹夫, 高島一明 |
| TR-613 | 人間パイロットモデルを利用した手動制御系の一評価法
An Analytical Evaluation Method of Manual Control System Utilizing Human Pilot Model | 1980年 6月 | 田中敬司 |
| TR-614 | 前方向散乱光強度分布測定による噴霧粒径分布の決定法
Determination of Partical Size Dcstrubution at Particale Clowds by the marsurment of Foward-Light Scattcing Intersity Profiles | 1980年 6月 | 林 茂, 齊藤 隆
堀内正司, 山田秀司
回木 教 |
| TR-615 | 狭帯域不規則信号用3値相関型中心周波数測定系の解析
Analysis of Center Freguency Measurement of Narrow-Rand Randam Signals with 3-Level Quantized Correlator | 1980年 6月 | 松田幸雄, 小林 彬 |
| TR-616 | モアレ法による航空機用耐熱構造材料の高温強度特性の測定
Strength Propert Measurements of Heat-Resistant Materials for Aircraft Structures at Elerated Temperatures by Moire Method | 1980年 6月 | 青木由雄, 多田保夫 |
| TR-617T | Numerical Study of Transonic Flutter of a Two-Dimensional Airfoil | 1980年 July | Koji ISOGAI |
| TR-618 | ファン中空翼の強度に関する実験的研究
Experimental Study of Strength of Hollow-Fan Blades | 1980年 7月 | 祖父江 靖, 池田為治
藤沢良昭, 宮地敏雄 |
| TR-619 | 液酸・液水ロケットタンク構造用金属部材の室温77Kおよび4Kにおける強度特性の研究
Fraecture and Fatigue Characteristics of Metals for Lox/LH ₂ Rocket Tank Structure Tested at 4K, 77K and Room Temperature | 1980年 7月 | 寺田博之, 中井暎一
飯田宗四郎, 浜口泰正
角田義秋 |

航空宇宙技術研究所報告620号

昭和55年7月発行

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