

繰り返し荷重を受ける立体トラスの疲労現象とその振動解析

室蘭工業大学工学部 正員 ○中村作太郎
 室蘭工業大学工学部 正員 松岡 健一
 室蘭工業大学工学部 田中 功

1. 緒 言

従来、トラスの理論的振動解析は種々行なわれているが、立体トラスの模型について繰り返し荷重試験を行ない、その疲労現象や振動特性を吟味・追求した研究論文は殆んど見当らない。

そこで、著者等は先に静荷重試験^{*}に用いたものと同一寸法・構造の溶接立体トラスの模型(支間≒3.75m)について、低サイクルの片振れおよび両振れの繰り返し荷重試験を行ない、疲労現象を吟味・追求したほか、振動解析を試みることによりその変位応答特性を調べた。すなわち、従来全く知られていない各部材の疲労現象を追求したほか、片振れと両振れによる破壊強度に及ぼす疲労の影響の差について考察を試みた。また、振動解析においては、変位応答曲線を求めたほか、ピン節・剛節による影響の差について追求した。

2. 模 型

模型は図-1に示す通りのもので、先に静荷重試験^{*}に用いたものと全く同一寸法・構造よりなっており、室蘭川村造船鉄工所(株)に依頼して製作したものである。また、その製作は昭和48年度に同一の設計・製作指示方書の基で、2個とも同時に行われ完成したものなることを付記する。

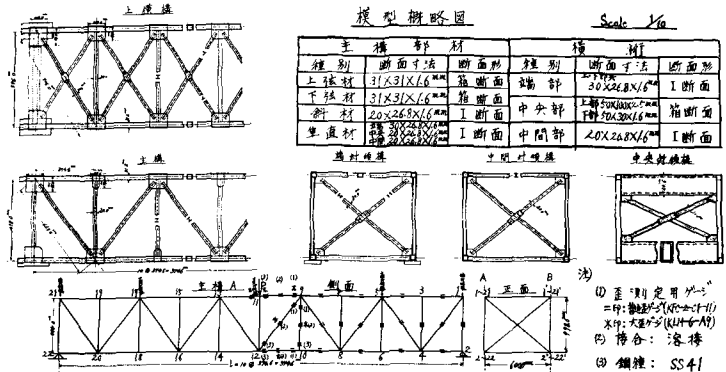


図-1 溶接立体トラスの模型寸法図(支間=3.746m)

注) *...土木学会第30回年次学術講演会(昭和51年度)および土木学会北海道支部 昭和50年度論文報告集第2号にて発表済み。

3. 試験装置・測定機器など

島津製作所製サーボパルサーEH

F30型の構造物疲労試験機(両振れ型、動荷重最大能力30t、静荷重最大能力40t)、ビジュグラフFR-301型2台、Switching and Balancing Box SS-24R 2台、ダイヤルゲージ(精度1/100mm)4個、Dial Strain Indicator 1台、Automatic Scanning Box 1台、Gage 端子Type TP1、Power Unit DPM-10H 1台、銅尺、ノギス、マイクロメーター、Strain Gage: Type KFC-2-C1-11 (Gage Length 2mm, Resistance $120.0 \pm 0.3 \Omega$, Gage Factor $2.11 \pm 1\%$, Gage Cement セメダイン3,000-ゴールド) 疲労試験用46枚、Type KLM-6-A9 (Gage Length 6mm, Resistance $120.0 \pm 0.5 \Omega$, Gage Factor $1.85 \pm 1\%$, Gage Cement セメダイン3,000-ゴールド) 疲労試験用12枚、振動実験用10枚。

4. 実験方法および経過

(1) 疲労試験

すでに挙げた島津製作所製の構造物疲労試験機を使用し、図-1に示した位置にストレインゲージを貼付後、支間≒3.75mに設定した支持台上に模型を載せ、両固定ヒンジ挾持(上下より取付棒で締め付ける固定方法の支持)の状態、中央1点線荷重載荷により模型実験を実施した。すなわち、静荷重0.5t、1.0t、1.5t、2.0tの載荷試験を3回に渡り行ない、それと平行して、節点12、14、16、18にダイヤルゲージを設置してたわみ量を測定した後、繰り返し疲労試験は表-1の通り、上下限荷重およびサイクル数を変え、750,000回ま

で片振れ繰り返し載荷により行ない、その後両振れ繰り返し載荷により破壊するまで続行した。

実験開始後 78.3×10^4 回すなわち、両振れ載荷後 3.3×10^4 回で主構 B の上弦材の中央部材 9'-11' が破断したため載荷試験を一応中止した。トラスの破壊過程をよく観察してみると、

両振れ ± 2.0 t - $0.35 H_2$ の載荷回数 2.7×10^4 回で斜材 16-17 に亀裂が生じ、同じく載荷回数 3.0×10^4 回で部材 9'-11' に亀裂が発生し、載荷回数 3.1×10^4 回で部材 16-17 が破断し、載荷回数 3.3×10^4 回で部材 9'-11' が破断の経過順序となっている。

この際、中央におけるたわみ量は余り変化なく、約 3.5 mm を示していたが、上弦材の破断によつてトラス全体としての破壊を確認することが出来た。なお、この繰り返し載荷の疲労試験中、荷重・周期を変える度毎に 2.0 t までの静荷重試験を行ない、各部材における疲労の影響についても吟味を加えた。

(2) 振動実験

模型には図-2 に示す通り大歪ゲージを貼付し、すでに挙げた島津製作所製の構造物疲労試験機を使用し、中央 1 点線荷重載荷により正弦波の強制振動を生じさせた。実験は各種行なったが、最終的には表-2 の載荷方法を採用し、ビジグラフ 2 台を用いて 3~5 個の波形を記録した。

(3) 素材試験

模型の素材試験については、静荷重試験^{*}の後にすでに行なっているので、その結果について記す。

降伏応力: $\sigma_y = 2663.25 \text{ kg/cm}^2$, 引張強度: $\sigma_B = 3498.40 \text{ kg/cm}^2$, 弾性係数: $E = 2.085 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$, ポアソン比 $\nu = 0.280$, セン断弾性係数: $G = 0.814 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$, 体積弾性率: $K = 1.580 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$ 。

5. 疲労破壊の理論的考察

(1) 疲労破壊理論

疲労破壊は構造物を構成する部材について考察した場合、それらの中のある部分に作用する応力がその部分の疲労強度を越えた場合に発生するものであり、応力と強度との二つの因子の相対的な関係によつて支配されるのである。

いま、一般的破壊起発の疲労強度 σ_w とその場所の応力 σ_{act} の表示方法を示せば、次の通りとなる。

$$\sigma_{act} = [\text{破壊発の応力}] = [\text{外力}] \times \left\{ \left[\begin{array}{l} \text{静的な影響関数 (公称応力)} \\ \text{(振動動倍率)} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{動的な影響関数} \\ \text{(局部的な影響関数)} \end{array} \right] \right\} \quad (1)$$

$$\sigma_w = [\text{破壊発の疲労強度}] = [\text{破壊発の疲労強度}] = \left[\begin{array}{l} \text{一方向応力における一定振幅の耐久限疲} \\ \text{労強度低下の材復的因子を含む} \end{array} \right] \times \left[\begin{array}{l} \text{三方向主応力についての影響} \\ \text{関数} \end{array} \right] \times [\text{寸法効果}] \times [\text{応力の変動状態についての影響}] \quad (2)$$

これらの式によつて求めた値をそのまま比較するには、それぞれの因子を定量的に評価する必要があり、実際の場合にはかなり複雑な問題である。

疲労破壊については、[動的な外力]、[公称応力]、[形状係数]、[外力と破壊発の応力との関係を表わす影響関数]、[振動]などがその因子として考えられる。

$$[\text{動的な外力}] = F(t) = \sum_{r=0}^{\infty} A_r \times Q_r(t), \quad F(t): \text{任意のパターンで変動する外力, } A_r: \text{力の Dimension} \\ \text{を持つ変数, } Q_r(t): \text{時間を変数とする影響関数} \quad (3)$$

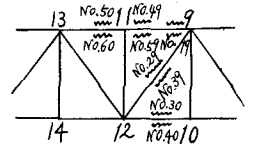
フーリエ展開して、 $F = A_0 + \sum_{r=1}^{\infty} A_r \times \sin(\omega_r t + \phi_r)$, ω : 変動パターンの基本振動数, ϕ_r : 各次数の位相角⁽⁴⁾

表-1 繰り返し疲労試験における載荷方法と載荷順序

荷重種別	載荷順序	Repeated Load (t)		H_2	Number of Cycle (N)	Total N. of Cycle (ΣN)
		Max.	Min.			
片振れ	①	1.0	0.9	2.5	50×10^4	50×10^4
片振れ	②	2.0	0.25	0.7	25×10^4	75×10^4
両振れ	③	2.0	-2.0	0.35	3.3×10^4	98.3×10^4

表-2 振動実験の載荷方法

H_2	Repeated Load (kg)	
	Min.	Max.
2.5	250	700
2.0	300	700
1.5	200	700
1.0	100	700



注: w w w : 大歪ゲージ

図-2 ゲージ位置

また、構造部材を一つの弾性系として取扱うと、この中の一点に作用する応力は、 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ の三方向主応力およびそれらのうちのどれかの方向 φ の4個で表わされ、静的な場合には次式のように、外力に影響関数を集めた形で表わされる。 $\sigma = [\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \varphi] = [Q_{st}] \times [F]$, Q_{st} : 静的な影響関数 (6)

外力が動的に変化する場合の最も簡単な例として、(4)式の中のある一つの円振動数の成分のみが作用する場合を考えると線形的な接続の質点系においては、応力が(6)式で表わされる。

$$\sigma = A_n \sin(n\omega t + \gamma_n) \times Q_{st} \times \varphi, \quad \left. \begin{array}{l} A_n: \text{起振力の振幅}, \gamma_n: \text{起振力との位相角}, Q_{st}: \text{系の静的な影響関数}, \varphi: \text{振動の動倍率} \end{array} \right\} (6)$$

(2) 疲労亀裂の伝播理論

繰返し応力を受ける部材の疲労破壊は、ある点に微小な亀裂が発生し、それが応力の繰返しによって拡大して行くために起る。この亀裂の最初に発生する場所は何らかの原因で応力が集中している部分である。

Frost, Dugdale, Liwによれば、長さ a の亀裂に対し関連する変数は、連続体の場合、 $\Delta\sigma$ (応力の変動範囲), σ_0 (降伏応力), N (加工硬化を示す無次元量), E_f (破壊ひずみ), da/dn (亀裂伝播速度すなわち1回の繰返しで亀裂の伝播する長さ)であり、弾性係数は E 。(降伏ひずみ)に際に含まれている。

$$\text{連続体の定数だけが亀裂伝播を支配すると, } \left. \begin{array}{l} \frac{da}{dn} = a f_1 \left(\frac{\Delta\sigma}{\sigma_0}, E_0, E_f, N \right) \\ f_1: \text{変数の無次元関係} \end{array} \right\} (7)$$

Liwによれば、外力と亀裂長さ a の変化 $\Delta K = \Delta\sigma \sqrt{\pi a}$ に関係するとして次式を提案している。

$$\frac{da}{dn} \propto a (\Delta\sigma)^2 \propto (\Delta K)^2 \quad (8)$$

また、FrostとDugdaleによれば、次式が与えられる。 $\frac{da}{dn} \propto a (\Delta\sigma)^2$ (9)

これから発展し、亀裂伝播に対しては材料の分離に関する特性値が入れられる。そこで、特性値の長さをしとし、また小規模降伏では荷重と幾何形状が K の形のみで入って来るとして、次元解析の結果は次式の通りとなる。

$$\frac{da}{dn} = \frac{(\Delta K)^2}{\sigma_0^2} \cdot f_2 \left[\frac{(\Delta K)^2}{\sigma_0^2}, E_0, E_f, N \right], \quad f_2: \text{無次元関数} \quad (10)$$

なお、このほかにHeadの理論、McClintockの理論がある。(11), (12) 参照)

$$\text{Headの理論式} \quad \left. \begin{array}{l} \frac{da}{dn} = \frac{2F}{E} \cdot \frac{a^{\frac{1}{2}}}{a_0^{\frac{1}{2}}} \cdot g(\sigma), \quad g(\sigma) = \frac{\sigma^3/\sigma_f(\sigma_f^2\sigma) \cdots \sigma \geq \sigma_0}{\sigma^3/\sigma(\sigma_f - \sigma_0)(\sigma_0 - \sigma)^2 \cdots \sigma \ll \sigma_0} \end{array} \right\} (11)$$

ここに、 F : 加工硬化係数, E : 縦弾性係数

McClintockの理論式 面外せん断を受ける完全塑性体についての解を用い、破壊条件は「構造寸法」上の塑性ひずみの集積によると考える。引張亀裂の全領域に渡る伝播の観測した挙動に対して概念的にも定量的にも最も満足すべき基準を与える。

$$\left. \begin{array}{l} \frac{da}{dn} = 7.5 \left(\frac{\gamma_0}{\gamma_f} \right)^2 \left(\frac{\omega^*}{l} \right)^2 \omega^* \gg 1, \quad \gamma_0: \text{構造寸法しに対する単調荷重時のひずみ} \\ \omega^*: \text{塑性域の寸法} \end{array} \right\} (12)$$

6. 振動解析の理論的誘導

(1) 剛節部材に対する剛性マトリックス

曲げを受ける部材については、材端における変位 d と材端に作用する節点力 f との間には、次の関係が成立する。 $f = K \cdot d$, f : 材端に作用する節点力のマトリックス, d : 材端の変位のマトリックス (13)

変位 u, v, θ は、 u, v については、座標軸の正の方向に向うものを正とし、 θ については、 x 軸の正の方向より y 軸の正の方向に向うもの、すなわち、反時計回りを正とする。また x, y は材端において座標軸の正の方向に向うものを正とし、材端モーメントについては、 θ の正の方向に向うものを正とする。

$$f = \begin{Bmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ M_1 \\ X_2 \\ Y_2 \\ M_2 \end{Bmatrix}, \quad d = \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \theta_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} \quad (14) \quad \text{剛節部材}(E, I, A, L, \varphi) \text{ に対して次式を得る,}$$

$$\lambda = \cos \varphi, \quad \mu = \sin \varphi \quad (15),$$

$$\bar{K} = E \begin{bmatrix} A/L & 0 & 0 & -A/L & 0 & 0 \\ 0 & 12I/L^3 & 6I/L^2 & 0 & -12I/L^3 & 6I/L^2 \\ 0 & 6I/L^2 & 4I/L & 0 & -6I/L^2 & 2I/L \\ -A/L & 0 & 0 & A/L & 0 & 0 \\ 0 & -12I/L^3 & 6I/L^2 & 0 & 12I/L^3 & -6I/L^2 \\ 0 & 6I/L^2 & 2I/L & 0 & -6I/L^2 & 4I/L \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$T = \begin{bmatrix} \lambda & \mu & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \mu & \lambda & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \lambda & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu & \lambda & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$T^T = \begin{bmatrix} \lambda & \mu & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \mu & \lambda & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \lambda & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu & \lambda & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (18),$$

$$K = T^T \bar{K} T$$

$$f = T^T \bar{K} T d$$

以上の式において、 $\bar{K}$: 任意の剛節部材の部材座標軸に関する剛性マトリックス、 K : 任意の剛節部材の基準座標軸に関する剛性マトリックス、 T : 座標変換マトリックス、 T^T : T マトリックスの転置マトリックス。

(2) 各節点の変位、各部材力

(17)式より求めた各部材の基準座標軸に関する剛性マトリックスを全体に組み入れ、全体の剛性マトリックスを作る。また各部材の質量は各節点に均等に加わるものとして質量マトリックスを作る。

いま、 $\{K\}$: 全体の剛性マトリックス、 $\{D\}$: 質量マトリックス、 $\{KA\}$: 質量を考慮した剛性マトリックス、 $\{P\}$: 荷重項のベクトルとすれば、 $\{KA\} = \{K\} + \{D\}$, $\{P\} = \{KA\} \cdot \{d\}$ (20)

本実験は立体トラス上部へ Line Load 載荷で行なつたので、平面トラスの解析理論を用い、荷重ベクトルは実験値の 1/2 を中央載荷の集中荷重とし、ガウス消去法により解いた。

(3) 固有値および固有ベクトル

図-3 を参照し、全体の剛性マトリックスを下記の通り組み替える。

$$M_{21} \cdot v + M_{22} \cdot (u, \theta) = 0, \quad M_{22} \cdot (u, \theta) = -M_{21} \cdot v \quad (21)$$

$$\therefore (u, \theta) = -M_{22}^{-1} \cdot M_{21} \cdot v \quad (22)$$

$$M_{11} \cdot v + M_{12} \cdot (u, \theta) = 0 \quad (23)$$

$$(23) \text{ 式に } (22) \text{ 式を代入し, } M_{11} \cdot v + M_{12} \cdot (-M_{22}^{-1} \cdot M_{21} \cdot v) = 0$$

$$\therefore \{M_{11} - M_{12} \cdot M_{22}^{-1} \cdot M_{21}\} \cdot v = 0 \quad (24)$$

そこで、 $M_{11} - M_{12} \cdot M_{22}^{-1} \cdot M_{21} = MA$, 質量マトリックスを D とおくと、

$$\{MA - D\omega^2\} \cdot v = 0, \quad \left\{ \frac{MA}{D} - E\omega^2 \right\} \cdot v = 0 \quad (25)$$

(25)式の後の式を Householder-QR 法を用いて解き、固有値および固有ベクトルを求める。

7. 研究成果

各部材に対する疲労の影響、トラス全体としての疲労強度、振動解析による変位応答などを求めた。

(1) 疲労について

模型における部材番号、ゲージ位置およびゲージ番号などを示せば、表-3 の通りである。 a, b の表示は、ゲージの貼付位置を示したものである。

表-3 部材番号、ゲージ位置およびゲージ番号

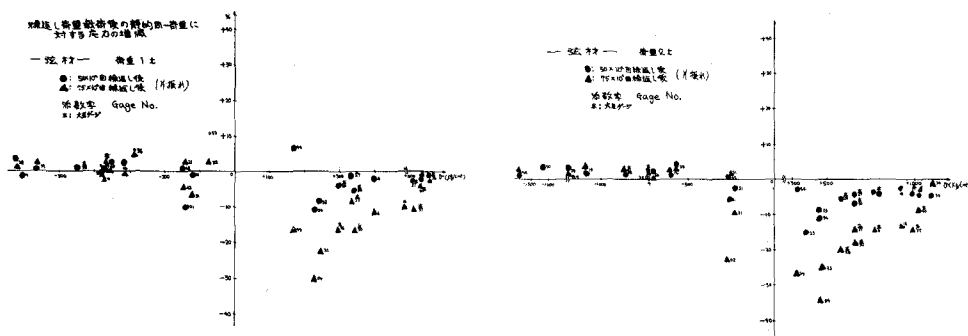
部材番号とゲージ位置	ゲージ番号	部材番号とゲージ位置	ゲージ番号	部材番号とゲージ位置	ゲージ番号	部材番号とゲージ位置	ゲージ番号
1-2	a b	5-6	a b	10-12(3)	a b	9-12(2)	a b
1-3	a b	5-7	a b	9-10(1)	a b	9-11(3)	a b
1-4	a b	5-8	a b	10-12(1)	a b	9-10(2)	a b
2-4	a b	6-8	a b	9-10(3)	a b	10-12(2)	a b
3-4	a b	7-8	a b	9-12(1)	a b	7-13	a b
3-5	a b	7-9	a b	9-11(2)	a b	(備考) ゲージ位置	a
4-5	a b	8-9	a b	9-12(3)	a b	上・下弦材	b
4-6	a b	8-10	a b	9-11(1)	a b	斜生直材	b

静荷重載荷実験の応力： σ_A ，片振れ繰返し荷重載荷 50×10^4 回， 75×10^4 回後における静荷重載荷 1.0 t，2.0 t に対する応力： $\sigma_B^{50 \times 10^4}$ ， $\sigma_B^{75 \times 10^4}$ とした場合， $\{(\sigma_B^{50 \times 10^4} - |\sigma_A|) / |\sigma_A|\} \times 100\%$ ， $\{(\sigma_B^{75 \times 10^4} - |\sigma_A|) / |\sigma_A|\} \times 100\%$ および $\sigma_B^{75 \times 10^4} / \sigma_B^{50 \times 10^4}$ を求めれば，次の表の通りとなる。

表-4 片振れ繰返し載荷 2.0t (Max.)-0.7Hz 50×10^4 回， 75×10^4 回後における部材応力増減

Gage No.	$\frac{\sigma_B - \sigma_A }{ \sigma_A } \times 100\%$ 50×10^4 回	$\frac{\sigma_B - \sigma_A }{ \sigma_A } \times 100\%$ 75×10^4 回	$\frac{\sigma_B^{75 \times 10^4}}{\sigma_B^{50 \times 10^4}}$	Gage No.	$\frac{\sigma_B - \sigma_A }{ \sigma_A } \times 100\%$ 50×10^4 回	$\frac{\sigma_B - \sigma_A }{ \sigma_A } \times 100\%$ 75×10^4 回	$\frac{\sigma_B^{75 \times 10^4}}{\sigma_B^{50 \times 10^4}}$	Gage No.	$\frac{\sigma_B - \sigma_A }{ \sigma_A } \times 100\%$ 50×10^4 回	$\frac{\sigma_B - \sigma_A }{ \sigma_A } \times 100\%$ 75×10^4 回	$\frac{\sigma_B^{75 \times 10^4}}{\sigma_B^{50 \times 10^4}}$	Gage No.	$\frac{\sigma_B - \sigma_A }{ \sigma_A } \times 100\%$ 50×10^4 回	$\frac{\sigma_B - \sigma_A }{ \sigma_A } \times 100\%$ 75×10^4 回	$\frac{\sigma_B^{75 \times 10^4}}{\sigma_B^{50 \times 10^4}}$
1	+10.4	+9.0	0.99	16	-2.9	-13.1	0.89	31	-2.4	-9.5	0.93	46	—	—	—
2	+169.7	+378.8	1.78	17	-8.4	-14.2	0.94	32	-59.6	-59.6	1.00	47	-21.1	0	1.27
3	-0.8	+0.4	1.01	18	+2.4	+3.5	1.01	33	-9.0	-25.1	0.82	48	-0.7	+4.3	1.05
4	+0.4	-0.2	0.99	19	+1.6	+3.1	1.01	34	-26.1	+0.2	1.36	49	+1.4	+2.6	1.01
5	0	0	1.00	20	+50.0	+29.4	0.86	35	+3.9	+3.0	1.00	50	+3.6	+3.6	1.00
6	-3.7	-14.5	0.89	21	-5.6	+1.3	1.07	36	-4.4	-0.7	0.94	51	-1.3	-1.9	0.99
7	+55.1	+12.0	1.11	22	+23.2	-82.1	—	37	-3.6	-14.0	0.89	52	+3.4	+3.4	1.00
8	+0.4	+0.7	1.00	23	-15.0	-48.3	0.61	38	+1.7	+2.4	1.01	53	-12.7	+54.9	1.78
9	+0.9	+1.0	1.00	24	-0.5	+0.2	1.01	39	-0.6	+1.3	1.02	54	-11.2	-34.5	0.74
10	-1.8	+18.8	1.21	25	+0.7	+0.4	1.00	40	-3.6	-9.1	0.94	55	+2.0	+2.7	1.01
11	-31.0	-34.0	0.96	26	-5.3	-20.2	0.84	41	-5.5	-5.7	1.00	56	—	—	—
12	+103.6	+410.8	2.24	27	-4.5	-14.3	0.90	42	+0.7	-28.1	0.71	57	+6.9	-1.5	0.92
13	+2.0	+3.2	1.01	28	+2.3	+2.1	1.00	43	+32.1	+14.7	0.87	58	-3.0	-10.3	0.92
14	+1.4	+2.1	1.01	29	-1.6	+2.0	1.04	44	-2.8	-26.8	0.75	59	+1.7	+1.7	1.00
15	-29.9	-43.8	0.80	30	-6.5	-18.0	0.88	45	+1.7	+2.4	1.01	60	+1.8	+0.5	0.99

(注) — : ゲージ不良のため数値不確定のもの。



(a) 荷重 1 t の場合

(b) 荷重 2 t の場合

図-4 片振れ繰返し荷重載荷後の静的同一荷重に対する弦材応力の増減

図-4 は片振れ繰返し荷重載荷 50×10^4 回， 75×10^4 回後における静的同一荷重に対する上，下弦材応力の増減を示した図であり，表-5 は片振れ繰返し載荷後の静的たわみの増減

表-5 片振れ繰返し載荷後の静的たわみ δ (mm)

荷重	載荷方法種別	節点18	節点16	節点14	節点12
1,000 kg	静荷重載荷	1.07	1.37	1.69	1.88
	50×10^4 回繰返し載荷後静荷重載荷	0.93	1.25	1.60	1.81
	75×10^4 回繰返し載荷後静荷重載荷	0.90	1.20	1.55	1.76
2,000 kg	静荷重載荷	1.96	2.62	3.17	3.54
	50×10^4 回繰返し載荷後静荷重載荷	1.77	2.45	3.03	3.40
	75×10^4 回繰返し載荷後静荷重載荷	1.70	2.40	2.90	3.30

を示した表である。

図-5, 6 は片振れ繰り返し荷重載荷後の静的同一荷重に対する斜材応力および直材材応力の増減を示した図である。

片振れによる繰り返し荷重載荷の影響は50万回, 75万回の繰り返しとも, 引張力を受ける下弦材で部材応力の減少が共通してみられ, その減少割合は50万回よりも75万回載荷後の方が大きいことがわかった。また, 下弦材の中でも, 応力の小さい部材の方が減少割合が大きかった。

次に, 最大部材応力は予想される疲労限度よりも小さく, 残留応力は繰り返し荷重載荷後予想通り大きくなったが, 繰り返し回数50万回と75万回の間に比例的傾向は特にみられなかった。

斜材 16-17 が両振れ繰り返し載荷 3.1×10^6 回後破断しているが, 破断部がガセットの間近にあることから, 当然溶接部の疲労が考えられる。また上弦材 9'-11' が両振れ繰り返し載荷 3.3×10^6 回後破断したが, 破断位置が格条番号 11' に非常に接近していることから, ガセットの溶接個所の疲労破壊が考えられる。

なお, 部材 9'-11' について軸応力, 曲げモーメントなど調べてみると, 理論的にも, 実験的にも他の部材に比べ最大なることが確認出来, 疲労破断の生ずる位置として妥当なことが認めるところである。

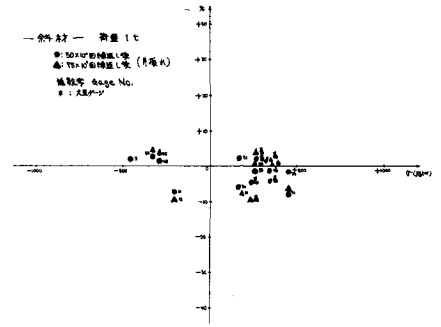
最終破壊状況について考察してみると, トラス全体の崩壊荷重は 4.2 t であり, 先に行なった静荷重破壊試験*の結果の 6 t に比べ, 70% となっている。しかし, 局部的には 2 t で亀裂が入っているので, 両振れ繰り返し荷重の生ずる場合には充分な注意を要する。

(2) 振動解析について

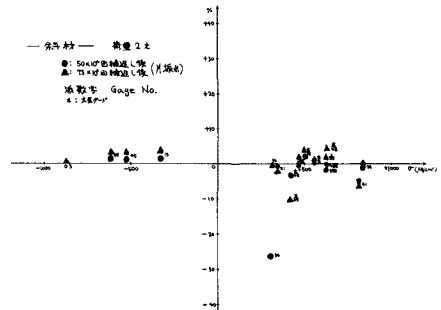
図-7 は荷重 1 t に対する節点 12 の変位応答曲線を示したものである。

剛節トラスとして解析した場合とピン節トラスとして解析した場合の無振動・単位荷重で, 斜材の軸力を比較してみると, 荷重載荷付近の部材にその構造の違いによる影響が出ていることがわかる。すなわち, 引張材として作用する部材 12-13, 部材 9-12 においては, ピン節トラスとして解いた方が, 剛節トラスとして解いた場合よりも大きい値を示し, 圧縮材として作用する部材 8-9, 部材 13-16 においては逆の現象がみられた。

また, 低サイクル振動を加えた場合, 直材には微々たる影響しか表われないが, 固有値の 50% 以上の高サイクルの振動を加えると全部材に多大の影響が表われて来る。



(a) 荷重 1 t の場合



(b) 荷重 2 t の場合

図-5 片振れ繰り返し荷重載荷後の静的同一荷重に対する斜材応力の増減

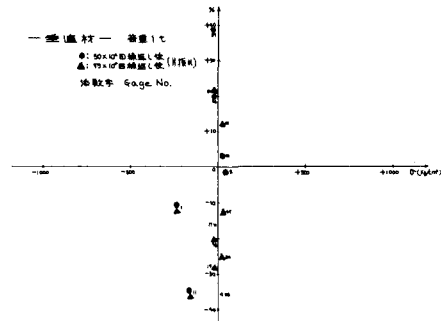


図-6 片振れ繰り返し荷重載荷後の静的同一荷重に対する直材材応力の増減 (荷重 1 t の場合)

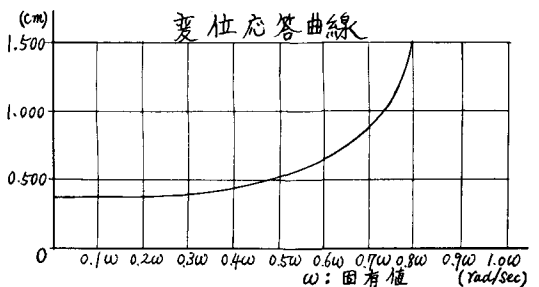


図-7 荷重 1 t に対する節点 12 の変位応答曲線