

大型座金定着部の挙動と設計に関する研究

THE DESIGN AND BEHAVIOR OF LARGE WASHER

藤井学*・田中義人**・原口俊男***

By Manabu FUJII, Yoshito TANAKA, Toshio HARAGUCHI

* 工博 京都大学教授 工学部土木教室 (〒606 京都市左京区吉田本町)

** 工博 神鋼鋼線工業株式会社 取締役 (〒660 尼崎市中浜町10-1)

*** 工博 神鋼鋼線工業株式会社 課 長 (〒541 大阪市中央区北浜2-6-17)

This paper describes theoretical and experimental approaches to the assessment of the static strength of large washer. The theoretical working stresses were calculated for strip column under shear friction between anchor head and bearing plate. The proposal thickness h of a washer was introduced to $h = e/\mu$ with eccentric distance e and shear friction μ .

In an experiment of a large washer for anchor head with 349 parallel wires of 7 mm diameter, the working stress has been estimated to be small when the large specimens were loaded up to 2,000 ton. It was found that the dimensions of washer play a vital role in the static performance of the cable anchorage zone.

Key Words : Washer, Static Strength, Design Method

1. まえがき

本研究の目的は、太径ケーブルのアンカーヘッドを構造物に定着させる座金の挙動と設計方法を明らかにするものである。近年、橋梁技術の進歩につれて大型斜張橋が建設されている。斜張ケーブルは、ケーブル端部のアンカーヘッドと構造物の支圧板との間に座金を挿入して定着される。この座金は、小型定着部での数値解析および実験により検討されたが、大型座金定着部は、ほとんど研究例がなく、簡易な慣用式で算定された。

しかし、座金定着部は、種々の荷重が集中的に作用し構造断面を決めるうえで重要な部分であるので、大型定着部強度のより妥当な評価が必要であった。

本研究の従来技術は、この分野の座金定着部が余りにも単純な構成であるために、その研究報告例が少ない。Timoshenko・Woinowsky-Kriegerは、中心軸に対称な等分布荷重が作用する円板について、単純な板曲げ部材のたわみと曲げモーメントの近似解を数表にしている。¹⁾ 成岡・丹羽・山田・白石は、更に詳しいたわみと曲げモーメント式を示している。⁴⁾ 田島・佐々木・石橋は、高力ボルトの座金部の摩擦係数を求めている。^{2, 5)} 江藤は、高力ボルトの座金の限界圧縮応力と変形を考察している。⁶⁾ 緒方・藤本は、ロックボルトの座金プレートの形状を変えて、強度の実験的研究をしている。⁷⁾

本研究は、座金の安定計算に摩擦を考慮した釣合式を提案した。この式より求めた 2,000 ton 耐力の座金形状の数値解析と載荷実験を実施して、その挙動と妥当性を吟味し、大型座金定着部の設計資料とした。

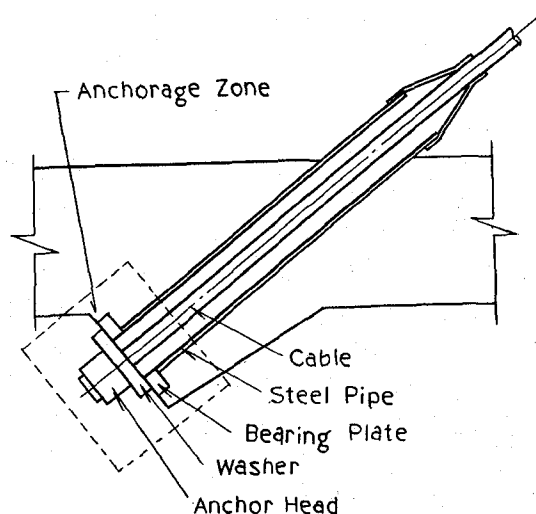


FIG.-1 TYPICAL CROSS SECTION OF ANCHORAGE

2. 座金定着部の設計

本研究の座金は、今まで曲げ部材として検討されていた。しかし、座金は、ケーブルのアンカーヘッドおよび支圧板に比して大きな曲げ剛度を有しており、曲げ変形が拘束された状態で集中荷重を受けて、不均一な荷重分布が作用する。座金は、応力集中が発生するので、一般の板曲げ理論が適用できなくなると考えられる。

本研究は、まず座金の定着概念と荷重伝達について検討した。このあと、従来から用いられている計算方法で座金形状を求めた。これに対して、座金の支圧面に摩擦を考慮した提案設計式から、座金形状を求めて従来形状と比較吟味した。また、提案した座金形状について数値解析と実験を実施して、その妥当性を検証した。

(2.1) 定着概念

ケーブル端部に構成されるアンカーヘッドは、支圧板との間に座金を挿入して定着される。座金部の定着概念は、図-2のように Simple Beam、Deep Beam、Arch Column のいずれかの支持状態と考えられる。

- a) Simple Beam は、広い支持間隔の梁の上に荷重を載せた単純梁の状態である。梁の内部に発生する圧縮と引張主応力は、緩やかなカーブとなる。
- b) Deep Beam は、梁の高さに比して支持間隔の狭い載荷状態である。梁内部の主応力は、単純梁より曲率の大きいアーチ状となる。
- c) Arch Column は、梁の高さを更に大きくした支持状態である。アーチ柱状の主応力は、圧縮応力の卓越した主応力分布となる。この圧縮応力の大きい構造は、アーチ状に積み上げた石橋に似ている。

ケーブルのアンカーヘッドは、支圧板の狭い穴に挿入されてから座金に載荷する。座金は、変形が拘束された状態で定着されるので、圧縮応力が卓越した c) の Arch Column の定着概念に類似すると考えられる。

(2.2) 荷重伝達

座金の荷重伝達状態は、図-3のように定着部の曲げ剛性により異なると考えられる。

- a) 定着部構造が曲げ変形し易い状態では、座金は、アンカーヘッドの荷重がほぼ均一に分布して伝わる。
- b) 定着部剛性が高く、曲げ変形が小さい状態では、座金は、アンカーヘッドと支圧板の狭い間隔で支持される。座金の剛性が高いと、アンカーヘッドの外周部は、座金に大きく支圧作用して、不均一な荷重分布となる。
- c) アンカーヘッドの中央部が接しない状態では、座金は、更に局所的な荷重を受ける。

本研究の座金は、ケーブルの貫通穴を有するので、荷重の伝達状態が局所的で不均一な c) の荷重伝達状態になると考えられる。

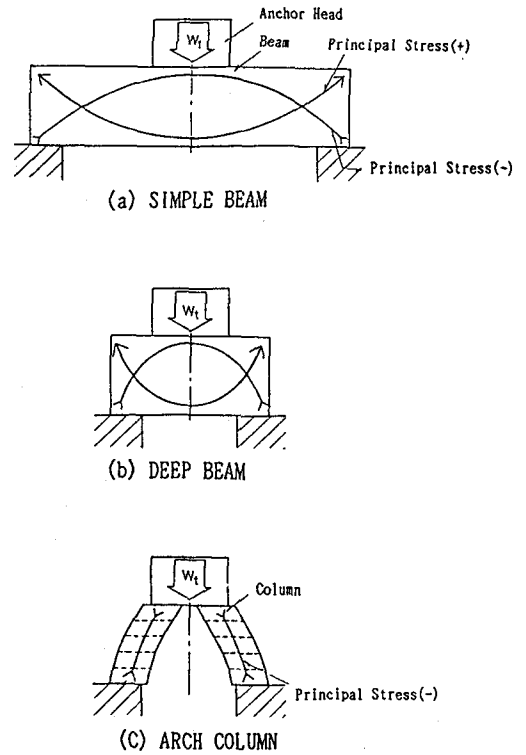


FIG.-2 SUPPORT CONCEPT

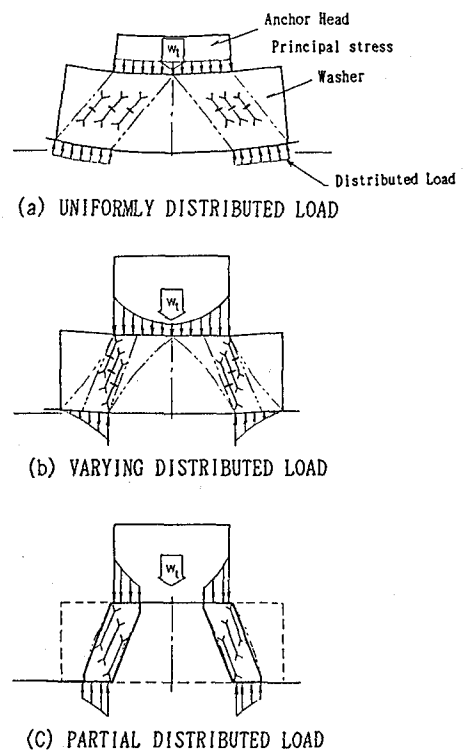


FIG.-3 DISTRIBUTED LOAD

(2.3) 設計条件

座金は、設計条件を設定して具体的に検討した。
座金の設計条件として、次の数値を選んだ。(図-4)

ケーブル安全率	ν	=	2.22
ケーブル素線本数	n	=	349 本
ケーブル素線荷重	ΔP	=	6,350 kg
ケーブル引張荷重	$P_u = \Delta P \times n$	=	2,216,000 kg
ケーブル設計荷重	$P_{max} = P_u / \nu$	=	997,000 kg
アンカーヘッド外径	A_n	=	370 mm
アンカーヘッド口金径	D	=	246 mm
支圧板の支持距離	L	=	390 mm
支圧板の許容圧縮応力	σ_a	=	14 kg/mm ² (SS400)
座金の許容圧縮応力	σ_i	=	21 kg/mm ² (S45C)
座金の許容せん断応力	τ_i	=	12 kg/mm ² (S45C)
座金のせん断応力係数	κ	=	1.5 (角形)
座金の摩擦係数	μ	=	0.4 ⁸⁾

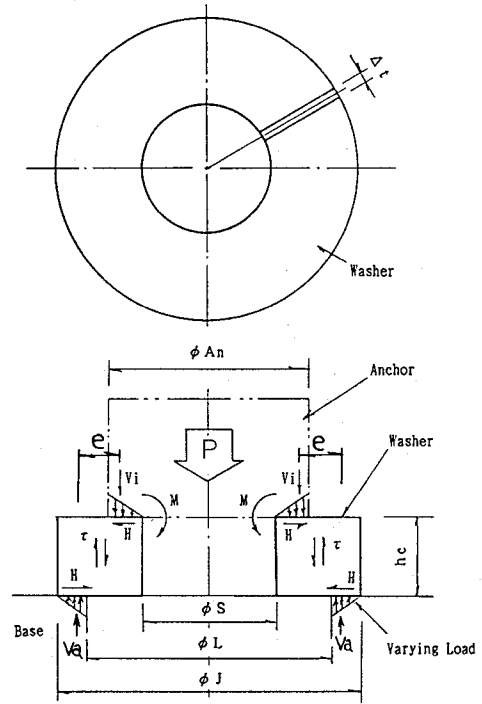


FIG. -4 THE DIMENSION OF A CIRCULAR WASHER

(2.4) 円形座金の従来設計

座金は、アンカーヘッドと支圧板の間に挿入され、座金の接触面に支圧応力が発生するとして、検討されるものとする。

(2.4.1) 円形座金の外径 J

ケーブル荷重 P_{max} が座金から支圧板に作用すると、支圧板の内周に支圧応力が発生する。

許容応力を σ_a とすると、

$$P_{max} = \pi \cdot \sigma_a \cdot (J^2 - L^2) / 4 \quad \text{より、}$$

$$J = \sqrt{L^2 + 4 \cdot P_{max} / (\pi \cdot \sigma_a)} \quad \text{--- (1)}$$

$$= 493 \text{ mm}$$

$$\rightarrow 500 \text{ mm とする。}$$

(2.4.2) 円形座金の内径 S

ケーブル荷重 P_{max} が座金に作用すると、アンカーヘッドの外周に支圧応力発生する。

許容圧縮応力を σ_i とすると、

$$P_{max} = \pi \cdot \sigma_i \cdot (A_n^2 - S^2) / 4 \quad \text{より、}$$

$$S = \sqrt{A_n^2 - 4 \cdot P_{max} / (\pi \cdot \sigma_i)} \quad \text{--- (2)}$$

$$= 276 \text{ mm}$$

$$\rightarrow 264 \text{ mm とする。}$$

(2.4.3) 円形座金の厚み hc

(純せん断部材として)

座金は、純せん断部材に置換える。長方形での許容せん断圧縮応力を τ_i / κ とすると、

$$P_{max} = \pi \cdot A_n \cdot hc1 \cdot \tau_i / \kappa \quad \text{より、}$$

$$hc1 = P_{max} / (\pi \cdot A_n \cdot \tau_i / \kappa) \quad \text{--- (3)}$$

$$= 107 \text{ mm}$$

(円板部材として)

座金は、Timoshenko 著「Theory of Plate and Shells (§3. Symmetrical Bending of Circular Plate)」の円板に置換える。¹⁾

円板の曲げ応力 σ_i は、円板の中央に等分布荷重 q_i が作用すると、($L/S = 1.48$: §3. Symmetrical Bending of Circular Plate の数値表より)

形状係数 $K = 0.94$

等分布荷重 $q_i = P_{max} / (\pi \cdot (L^2 - S^2) / 4)$

$\sigma_i = K \cdot L^2 \cdot q_i / (4 \cdot hc^2)$ より、

$$hc2 = \sqrt{K \cdot L^2 \cdot q_i / (4 \cdot \sigma_i)} \quad \text{--- (4)}$$

$$= 162 \text{ mm}$$

(単純梁部材として)

座金は、アンカーヘッドと支圧板に挟まれた単純梁に置換える。梁の中央 A_n に等分布荷重が作用すると、

曲げモーメント $M_s = P_{max} \cdot (L - A_n/2) / 4$

断面係数 $W_s = (J - S) \cdot hc^3 / 6$

$M_s = W_s \cdot \sigma_i$ より、

$$hc3 = \sqrt{1.5 \cdot P_{max} \cdot (L - A_n/2) / ((J - S) \cdot \sigma_i)} \quad \text{--- (5)}$$

$$= 249 \text{ mm}$$

ここで得られた座金の厚みは、従来の慣用的な設計式の $hc1, 2, 3 = 107 \sim 249 \text{ mm}$ (式-3, 4, 5) と大きく変化する。

これは、座金を置換した構造形式が適切でなかったためと考えられる。

(2.5) 円形座金の提案設計

ここでの座金は、アンカーヘッドと支圧板間に拘束された状態で挿入・荷重されると、座金接触面の支圧応力が摩擦を発生するとして、図-3(C)の荷重状態について回転モーメントの釣合い設計式を提案して検討した。

(2.5.1) 円形座金の提案厚み h_c

座金は、図-4のように板状の厚み Δt のスリット要素より構成すると考える。支圧板内周およびアンカーヘッド外周は、支圧応力集中が発生すると考える。この不均一応力による回転モーメントは、座金に作用する水平摩擦力 H による抵抗回転モーメントと釣り合うものとする。座金のスリット要素に作用する垂直荷重 V_i 、 V_a は、ほぼ三角形分布と推定する。

$$V_i, V_a \text{ の偏心距離 } e = (J + 2L - 2An - S) / 6$$

$$V_i, V_a \text{ の回転モーメント } M_v = V_i \cdot e$$

$$H \text{ による回転モーメント } M_h = V_i \cdot \mu \cdot h_c 4$$

ここでの座金は、モーメントが互いに釣り合って回転しないことより、 $M_v = M_h$ となるので、

$$\begin{aligned} \text{座金の厚み } h_c 4 &= e / \mu \\ &= (J + 2L - 2An - S) / (6\mu) \quad - (6) \\ &= 115 \text{ mm} \\ &\rightarrow 120 \text{ mm} \text{ とする。} \end{aligned}$$

ここで提案された設計手法は、座金の回転モーメントの釣合いに摩擦を考慮して検討したもので、座金の厚み式(6)の $h_c 4$ は、120 mm となり、従来に比較して小さな値を求めることができた。

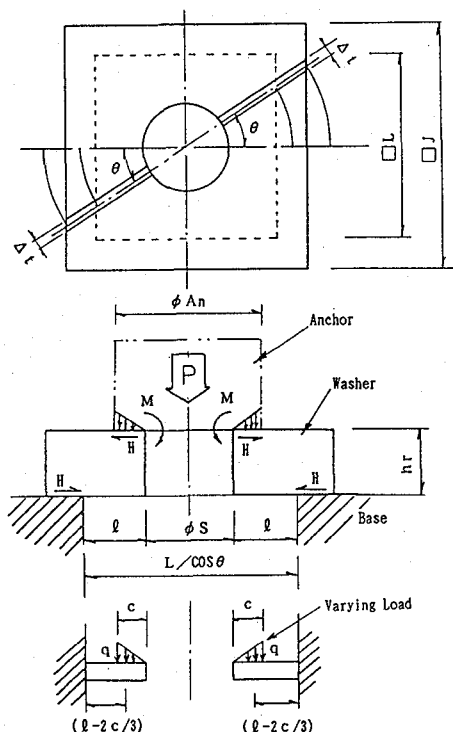


FIG. -5 THE DIMENSION OF A SQUARE WASHER

(2.6) 正方形座金の提案設計

正方形座金は、図-5のように支圧板に正方形で支持された形状で、その外辺を円形座金外形 J の正方形とする。正方形座金の厚み h_r は、円形座金と同じ変形量が生じるときの支持荷重 P を算定することより求めた。

(2.6.1) 正方形座金の提案厚み h_r

ケーブル荷重 P が座金に対し三角形分布の不均一応力で作用する時、 Δt 幅のスリット要素のたわみ量は、曲げとせん断たわみの総和と考えると、³⁾

曲げたわみ量 δ_m

$$\delta_m = q \cdot c (5l^3 - 5c \cdot l^2 + c^3) / (30E \cdot I) \quad - (7)$$

せん断たわみ量 δ_g

$$\begin{aligned} \delta_g &= 0.5 \kappa \cdot q \cdot c (l - 2c/3) / (G \cdot A_s) \\ &= q \cdot c (4.9h^2 (l - 2c/3)) / (30E \cdot I) \quad - (8) \end{aligned}$$

ここで、

$$\kappa = \text{座金のせん断応力係数} (=1.5 : \text{角形})$$

$$q = P / (0.25\pi (An + S) c)$$

$$c = (An - S) / 2$$

$$l = 0.5 \cdot (L / \cos \theta - S)$$

$$\Delta t = 0.5 \cdot (l + S) d \theta$$

$$E = \text{弾性係数} (=21,000 \text{ kg/mm}^2)$$

$$I = \Delta t \cdot h^3 / 12 \text{ (断面2次モーメント)}$$

$$A_s = \Delta t \cdot h \text{ (スリット要素の断面積)}$$

$$E/G = 2(1 + \nu) = 2.6$$

総たわみ量 δ は、曲げたわみ量 δ_m とせん断たわみ量 δ_g の和であるから、

$$\delta = \delta_m + \delta_g \quad - (9)$$

式(9)に式(7,8)を代入して、スリット要素に作用する荷重 $q \cdot c$ を求めると、

$$\begin{aligned} q \cdot c &= 1.25 E \delta h^3 (l + S) d \theta / (5l^3 - 5c \cdot l^2 + c^3 \\ &\quad + 4.9h^2 (l - 2c/3)) \quad - (10) \end{aligned}$$

円形座金が支持する荷重 $P1$ は、 $q \cdot c$ の積分和となる。

ここで、2.4項の円形座金の寸法数値を用いると、 $l = 63 \text{ mm}$, $S = 264 \text{ mm}$, $h = h_c 4 = 115 \text{ mm}$ なので、

$$P1 = \int_0^{2\pi} q \cdot c \cdot d\theta = q \cdot c [\theta]_0^{2\pi} = 2\pi \cdot q \cdot c$$

$$\begin{aligned} &= 2.5\pi E \delta h^3 (l + S) / (5l^3 - 5c \cdot l^2 + c^3 \\ &\quad + 4.9h^2 (l - 2c/3)) \quad - (11) \end{aligned}$$

$$= 0.000382 \pi E \delta h^3 \quad - (12)$$

一方、正方形座金が支持する荷重 $P2$ は、 $q \cdot c$ の $\Delta \theta$ ピッチの積分和となる。

ここで、 $l = 0.5 \cdot (L / \cos \theta - S)$ で、 $\Delta \theta = 0.0278\pi$ (5度ピッチ) の Simpson 積分を用いると、

$$\begin{aligned} P2 &= \int q \cdot c \cdot d\theta = \sum q \cdot c \cdot \Delta \theta \\ &= 1.25 E \delta h^3 \cdot \Delta \theta \sum (l + S) / (5l^3 - 5c \cdot l^2 \\ &\quad + c^3 + 4.9h^2 (l - 2c/3)) \quad - (13) \end{aligned}$$

$$= 0.000228 \pi E \delta h^3 \quad - (14)$$

よって、正方形座金の円形座金に対する支持荷重の比は

$$P2 = (0.000228/0.000382) \cdot P1 \quad - (15)$$

$$= 0.6 \cdot P1$$

式(15)より、正方形座金は、座金の厚み h とたわみ δ を等しくした時、円形座金の支持荷重の 60% を支えることになる。これは、正方形座金の隅角部の支持力が低いためである。正方形座金の厚み h_r は、円形座金と同じ荷重を支持するために、大きくする必要がある。

円形座金に荷重 $P1$ を載荷したとき、スリット要素がモーメント M によって縁端応力 σ になるとする。円形座金のスリット要素の断面係数は、 $W = \xi \cdot hc^2$ で表されるため、

$$\sigma = M/W = (M/\xi)/hc^2 \quad - (16)$$

一方、正方形座金のスリット要素は、荷重 $0.6 \cdot P1$ によるモーメント $0.6 \cdot M$ により縁端応力 σ になるので、

$$\sigma = 0.6 \cdot M/W = 0.6 \cdot M/(\xi \cdot hc^2)$$

$$= (M/\xi)/(1.3 \cdot hc^2) \quad - (17)$$

式(16)と(17)の分母から、正方形座金の厚み h_r は、 $1.3 \cdot hc$ にすれば同じ縁端応力 σ になるので、

$$h_r = 1.3 \cdot hc \quad - (18)$$

$$= 156 \text{ mm}$$

→ 160 mm とする。

以上より、今回の設計条件での正方形座金の厚み h_r は、円形座金の 1.3 倍にすれば、円形座金と同程度の荷重を支持すると考えられる。

3. 座金の数値解析

ここでの座金の数値解析は、図-6 のように円形座金のスリット要素について 2 次元解析をした。これによって座金に発生する主応力分布の基本的な傾向を求めたついで、円形および正方形座金の 3 次元解析を実施して解析結果を比較対照しながら、座金の挙動を検討した。

(3.1) 長方形断面の座金

長方形断面の解析上の境界条件は、アンカーヘッドの中心軸が垂直方向に滑動し、座金が支圧板に接する面を固定とした。座金の主応力は、アンカーヘッドから支圧板へ流れるように分布した。長方形断面の中央部は直交する引張応力が生じたので、この中央部に最大せん断応力が発生した。主応力が卓越する部分は、アンカーヘッドの外周部に接する隅角部(a部)と支圧板の内周部に接する隅角部(b部)となった。一方、座金の上下縁部(c部)と下内縁部(d部)は、主応力の値が非常小さいので、強度部材として不要な部分と考えられる。

(3.2) 菱型断面の座金

菱型断面は、長方形断面の解析から推定される不要部材を取り除いた断面とした。菱型断面の解析結果は、主応力が長方形断面より更に顕著に流線分布を示した。菱型断面の中央部は、直交する引張応力が小さかった。主応力は、ほぼ圧縮力によって構成された。主応力の卓越する部分は、長方形断面と同じくアンカーヘッドの外周部と支圧板の内周部に接する隅角部に発生した。

(3.3) 層状 4 分割断面の座金

層状の 4 分割断面は、分割面に柔らかいゴム要素を挿入して、互いに滑動できるようにモデル化した。4 分割断面は、ゴム要素による水平方向のずれを生じ、分割面に小さな引張応力が発生した。全体的な主応力の流れは、卓越した圧縮応力となった。主応力の卓越する部分は、分割前の解析結果と同じで、アンカーヘッドの外周部と支圧板の内周部に接する隅角部に発生した。

円形と正方形座金の数値解析は、2 次元・3 次元解析でほぼ同結果となったので、解析結果は、前項の提案設計で想定された傾向とほぼ一致すると考えられる。

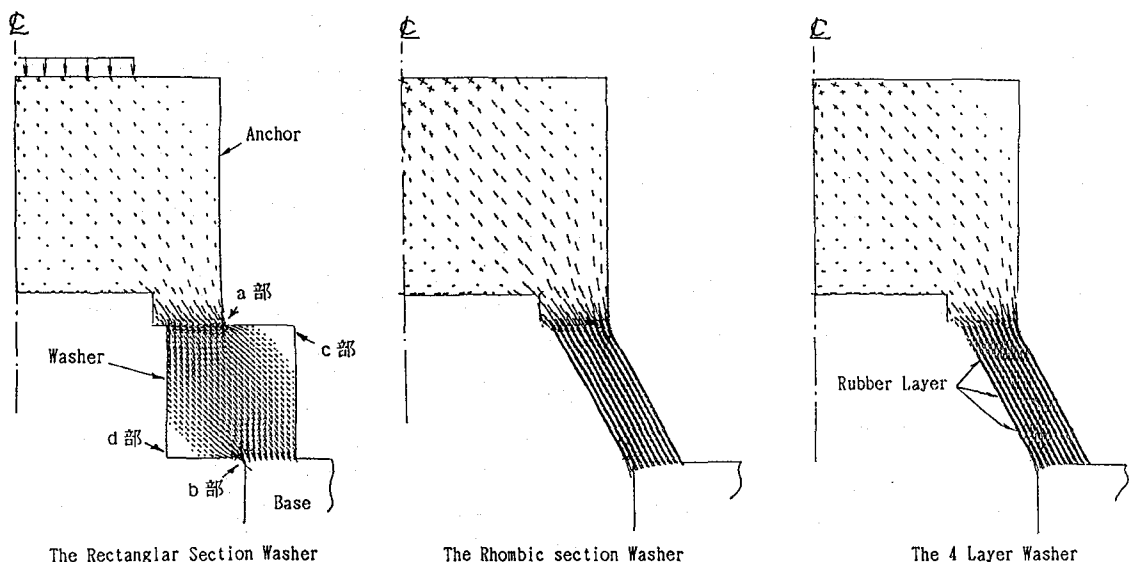


FIG. -6 PRINCIPAL STRESS BY FEM ANALYSIS

4. 座金定着部の載荷実験

座金定着部の供試体の載荷実験を実施して、設計および解析結果と実験値を比較検討した。

(4.1) 供試体

供試体の寸法・形状は、図-7に示す。供試体寸法は、前項で設計検討した座金形状を使用した。供試体は、円周支持の支圧板に対して円形座金を用い、四辺支持の支圧板に対して正方形座金を適用した。供試体はまず曲げ剛性のある2分割座金を用いた。また座金の曲げ剛性を低減させるために、水平方向に分割した4層座金と、垂直方向に分割した8分割座金を用いて2分割座金と比較検討した。供試体は、円形・正方形の各々について各3種類で計6種類とした。

(4.2) 実験方法

載荷方法は、図-8に示す構成で実施した。座金はP C鋼線 7 mmを 349 本束ねたケーブル端部のアンカー支圧面に配置した。座金は、ケーブルを緊張して、アンカーヘッドで載荷された。最大荷重は、ケーブルの0.2%永久伸び降伏荷重である 2,000 ton までとした。

(4.3) 測定項目

測定項目と測定方法は、次のとおりとした。

- a) 座金の圧縮荷重は、引張試験機より読み取った。
- b) 座金の圧縮変位は、アンカー端部の変位計で測った。
- c) 座金のひずみ量は、3軸歪ゲージで測定した。

(4.4) 実験結果

- 1) 座金は、図-9のように1700~2000 tonの載荷に耐えた。円形座金と正方形座金の耐荷力は、同程度となった。座金のたわみ剛性は、2分割座金，8分割座金，4層座金の順で小さくなった。
- 2) 座金の主応力は、図-10のようにアンカー前面から支圧板の支持面へ流れるように分布した。アンカーヘッドの外周部と支圧板の内周面に接する隅角部に応力集中が発生した。
- 3) 座金の支圧応力は、図-11のように、アンカーの外周部と支圧板の内周面で最大となり、離れるにしたがって小さくなった。支圧応力は、不均一な応力分布となった

座金に発生する応力分布は、前項の設計および解析結果で想定された傾向とほぼ一致することを検証できた。

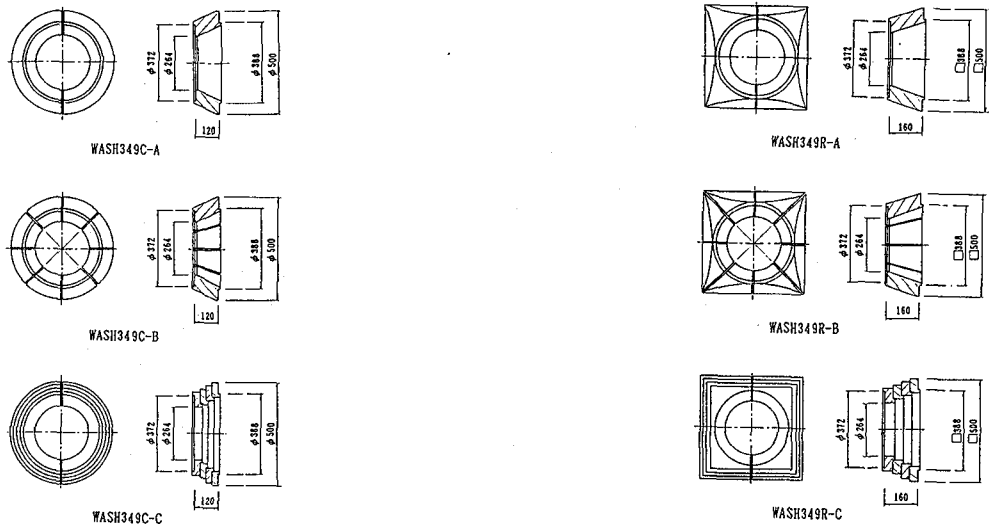


FIG.-7 SPECIMEN

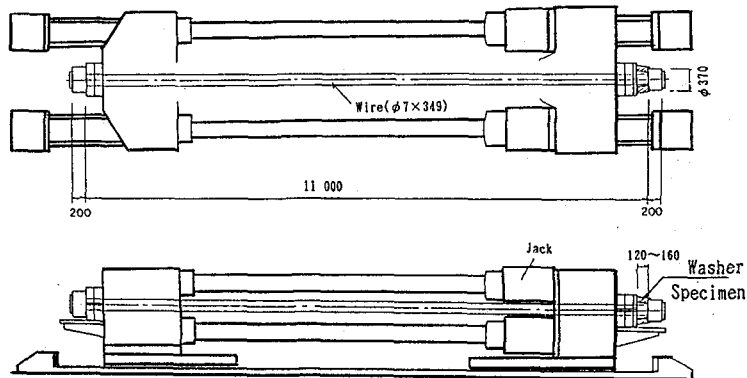


FIG.-8 SPECIMEN UNDER TEST

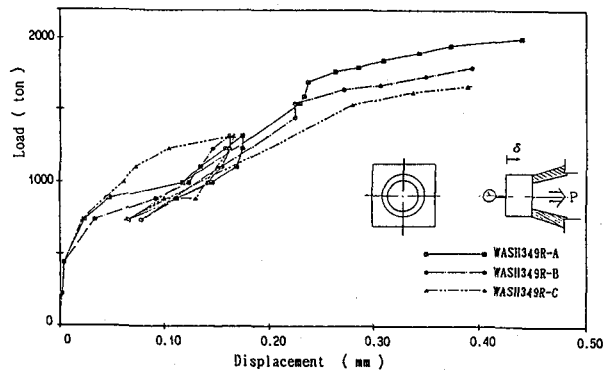
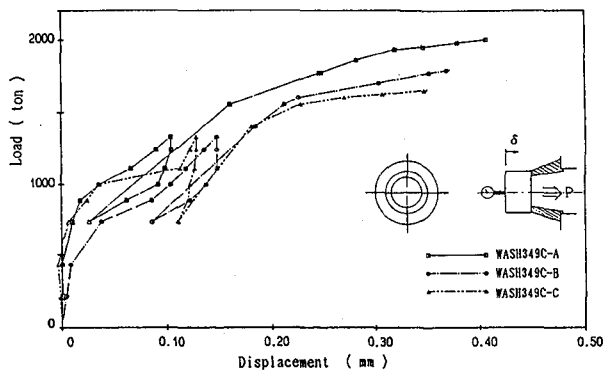


FIG.-9 LOAD - DISPLACEMENT

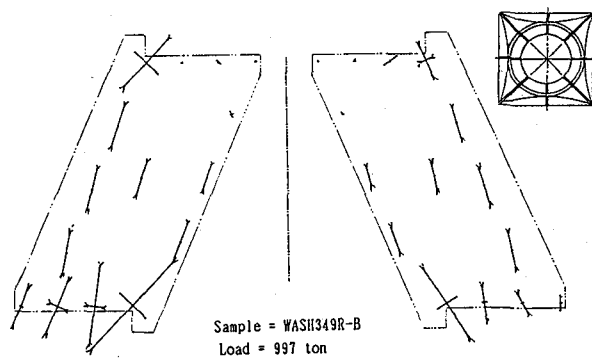
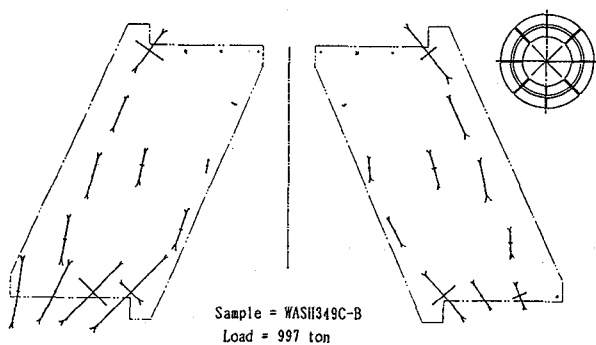


FIG.-10 PRINCIPAL STRESS - PRINCIPAL AXES

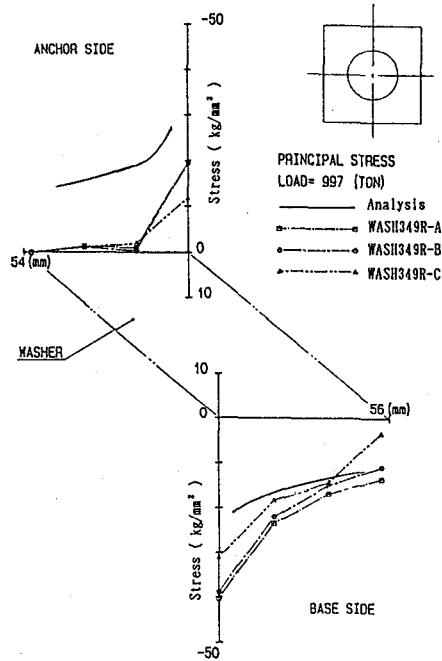
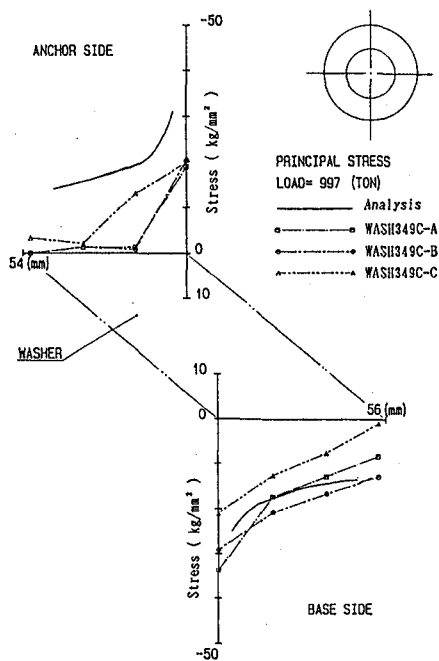


FIG.-11 PRINCIPAL STRESS (NEAR CONTACT SURFACE)

5. 結言

本研究は、吊構造物に用いられるケーブルのアンカーヘッドを定着部に固定させる大型座金について、その挙動と設計を理論的・実験的に考察した。得られた成果をまとめると以下のものである。

- (1) 座金の定着概念は、アーチ状に積み上げられた石橋の構造に類似する。座金の応力は、アンカーヘッドから支圧板へ向かって応力が伝達し、圧縮応力の卓越した応力分布になる。
- (2) 座金の提案設計は、アンカーヘッドと支圧板間に偏心距離 e と摩擦係数 μ を考慮して検討した。円形座金の厚み $h_c = e/\mu$ は、円周支持されたスリット要素の回転モーメントの釣合いより求めた。四辺支持された正方形座金の厚み h_r は、 $1.3 h_c$ とすれば、円形座金と同程度の耐力となった。
- (3) 座金の数値解析は、座金の主応力がアンカーヘッドから支圧板へ流れるように分布した。座金の応力集中は、アンカーヘッドの外周部に接する隅角部と支圧板の内周面に接する隅角部に発生した。

座金の支圧応力は、アンカーヘッドの外周部で最大となり外側になるにしたがって小さくなった。

座金に接する面での支圧応力は、不均一な応力分布となった。

- (4) 座金の載荷実験は、実物大の座金供試体・アンカーヘッド・支圧板を用いて、2000 ton までの載荷を実施した。ひずみ測定による座金の主応力は、アンカーヘッドの負荷面から支圧板の支持面へ流れるように分布した。

座金の応力集中は、アンカーヘッドの外周部に接する隅角部と支圧板の内周面に接する隅角部に発生した。座金の支圧応力は、アンカーヘッドの外周部と支圧板の内周面で最大となり離れるにしたがって小さくなった。座金に接する面の支圧応力は、不均一な応力分布となった。座金は、1700～2000 ton のケーブル耐力に近い載荷に耐えた。また、正方形座金の厚みは、円形座金の1.3倍にすると、円形座金と同程度の耐力となった。

以上より、本研究は、座金の支圧面に摩擦を考慮した簡便な設計式を提案することができた。

なお、提案設計式における座金の外径は、支圧応力の集中係数と許容割増係数が互いに相殺するとして、平均支圧応力で求めた。座金の厚みは、偏心距離 e と摩擦係数 μ から $h = e/\mu$ として求めた。この設計式は、材料強度が板状のスリット要素の釣合状態で消去されるので、座金の材料強度に関する制約条件として、式(3)の純せん断強度式を併用して、妥当性を確認するのが好ま

しい。数値解析は、座金支圧面を連続体としたが、更に摩擦係数 μ の変化を考慮した接触要素を用いて逐次解析すべきである。座金は、運搬の軽量化のために更に分割した4層座金と8分割座金を比較実験したところかなり耐えたので、厚みを大きくすれば耐力増加が期待できた。この設計式で想定された傾向は、数値解析および2000 ton までの載荷実験で得られた挙動とほぼ相似するので、提案内容がそこそこと妥当であったと推察された。

最後に、ここで得られた研究成果は、今後の座金定着部の検討資料に多少なりとも役立つことができれば幸甚である。また、本研究の実験にあたり、適切な協力を頂いた神鋼鋼線工業(株)の石川敬士氏に感謝の意を表する。

参考文献

- 1) Timoshenko S. and Woinowsky-Krieger S. : 「Theory of Plate and Shells」, McGraw-Hill, pp.51～63, 1959.
- 2) 田島二郎 : 「継手形式が摩擦抵抗に及ぼす影響」, 高力ボルト摩擦接合概説, 株式会社技報堂, pp.56～58, 1966.
- 3) 小西一郎・横尾義貴・成岡昌夫・丹羽義次 : 「§7.16 直線梁の弾性曲線」, 構造力学第I巻, 丸善株式会社, pp.177～210, 1969.
- 4) 成岡昌夫・丹羽義次・山田善一・白石成人 : 「§3.3 円形板の解法」, 構造力学第III巻, 丸善株式会社, pp.129～138, 1970.
- 5) 佐々木武三・石橋真 : 「ボルト・ナットのトルク係数および摩擦係数」, 東京都立工業技術センター研究報告, No.8, pp.7～12, 1979.
- 6) 江藤元大 : 「座面陥没に関する研究」, 日本ねじ研究協会誌, Vol.10, No.7, pp.230～238, 1979.
- 7) 緒方義弘・藤本薫 : 「ロックボルト用プレートの強度とその試験法に関する研究」, 採鉱と保安, Vol.31, No.6, pp.281～290, 1985.
- 8) 道路橋示方書 : 「§2 溶接部および接合用鋼材の許容応力度、§2.2.3 高力ボルトの許容力」, 社団法人 日本道路協会, 同解説・II鋼橋編, pp.111～133, 1990.

(1994年 9月14日受付)