



表1 フレアパイプ継手の引張強度 (実験値)<sup>(1)</sup>

Type of joint (Diameter of pipe)	13-1 (φ15.88)	13-2 (φ15.88)	20-1 (φ22.22)	20-2 (φ22.22)
Tensile strength [kN]	11.76	12.84	21.85	22.25

けに使用)である。いずれもステンレス協会により規定されている4.90kN以上を満たしている。しかしながら、フレアパイプ継手接合部の形状および拡管寸法については、理論的な根拠が明確ではなく、試行錯誤的に決定されたものであるため、まだ検討の余地があるものと思われる。

そこで本研究では、図1のフレアパイプ継手について有限要素法による引張強度解析を行い、その抜け出し機構を解明する。また、種々のフレア形に対して解析し、パイプフレア部の最適形状を検討する。

2. 理論的引張強度

有限要素解析を行う前に、引抜き加工の理論<sup>(2)</sup>に基づいて、パイプの引張強度に対する理論的検討を行う。

今、図2のようなフレアパイプの引き抜きモデルを考え、それに関して次の仮定を設ける。

- 1) 摩擦係数 $\mu$ の値は全ての点で一定である。
- 2) 材料は非硬化性(完全塑性体)である。

管に働く応力はナット面に平行な応力 $\sigma_r$ 、ナット面から管に働く垂直応力 $\sigma_\theta$ 、および円周応力 $\sigma_\theta$ である。変形が定常状態に達するとして図2のように管の微小要素の力のつりあいを考えれば、ナット壁に垂直な方向の力のつりあいは、

$$\sigma_r r d\theta \frac{dr}{\sin \alpha} - \sigma_\theta t \frac{dr}{\sin \alpha} d\theta \cos \alpha = 0$$

ゆえに、

$$\sigma_r = \sigma_\theta \frac{t}{r} \cos \alpha \tag{1}$$

またナット壁に平行な方向の力のつりあいは、

$$(\sigma_z + d\sigma_z)(r+dr)d\theta(t+dt) - \sigma_z trd\theta, \\ - \sigma_\theta t \frac{dr}{\sin \alpha} d\theta \sin \alpha - \mu \sigma_r r d\theta \frac{dr}{\sin \alpha} = 0 \tag{2}$$

式(1)を式(2)に代入して

$$\frac{d}{dr}(\sigma_z tr) - \sigma_\theta t(1 + \mu \cot \alpha) = 0 \tag{3}$$

降伏応力を $Y$ として、Trescaの条件を修正した降伏条件<sup>(2)</sup>

$$\sigma_z - \sigma_\theta = mY \quad (m \approx 1.1) \tag{4}$$

を採用し、管厚変化の項を無視して、 $r=r_1$ で $\sigma_z=0$ の境界条件のもとで式(3)を積分すれば、

$$\sigma_z = \left(1 + \frac{1}{\mu \cot \alpha}\right) \left\{1 - \left(\frac{r}{r_1}\right)^{\mu \cot \alpha}\right\} mY \tag{5}$$

が得られる。

次にせん断変形の影響を考える。せん断降伏応力を $k$ とすれば、微小体積 $A \cdot dl (=2\pi r t \cdot dl)$ が受けるせん断仕事 $W$ は、

$$W = k\alpha \cdot 2\pi r \cdot t \cdot dl = k\alpha \cdot Adl \tag{6}$$

となる。このせん断仕事は出口における付加的引抜き応力 $\sigma_s$ によってなされたものとすれば、

$$W = \sigma_s Adl \tag{7}$$

式(6)、(7)より、

$$\sigma_s = k\alpha \tag{8}$$

修正したTrescaの降伏条件式(4)によれば、 $k=mY/2$ であるから、

$$\sigma_s = \frac{mY}{2} \alpha \tag{9}$$

よって、引抜き力 $P$ は、式(5)および(9)より、

$$P = A_2 mY \left[ \left(1 + \frac{1}{\mu \cot \alpha}\right) \left\{1 - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^{\mu \cot \alpha}\right\} + \frac{\alpha}{2} \right] \tag{10}$$

あるいは近似的に、

$$P = A_2 mY \left\{ \ln \frac{r_2}{r_1} + \mu \cot \alpha \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{\alpha}{2} \right\} \tag{11}$$

ここで $A_2 (=2\pi r_2 t)$ はパイプの断面積である。式(11)の第1項は理想的変形を、第2項はナット壁との摩擦仕事、第3項はせん断仕事を評価したものである。式(11)の $Y$ は通常降伏応力であるが、本研究では、平均変形抵抗 $(Y(\sigma_r + \sigma_\theta)/2)$ を採用し、加工硬化材料への近似を行った<sup>(2)</sup>。フレアパイプ継手に用いられているSUS304では、降伏応力 $\sigma_y=304$ MPa、引張強さ $\sigma_b=679$ MPaである。

後に示すように、式(10)あるいは(11)より計算される引張強度は、実験値およびFEM解析値と比較し、良い近似値を与える。

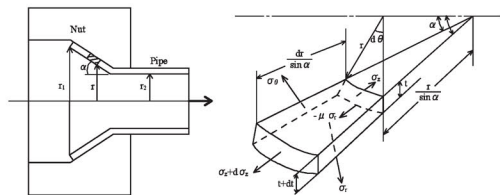


図2 管壁の微小要素に生じる応力

### 3. FEMによる引張強度の検討

**3.1 解析モデル** フレアパイプ継手の引張強度解析には汎用 FEM プログラム“MARC K7.1”を用いた。解析に用いた有限要素モデルを図 3 に示す。本問題は軸対称であるため、4 節点軸対称要素を用いて、中心軸を通る切断面のみをモデル化した。解析モデルは、パイプ(ステンレス鋼)、ナット(ステンレス鋼)、Oリング(シリコンゴム)の 3 体、およびパイプナットとパイプリングの 2 接触面から構成される 3 物体 2 接触問題となる。材料定数としては、パイプとナットのヤング率を 206GPa 一定とし、初期降伏応力は 304.1MPa とした<sup>(3)</sup>。ステンレスの応力-ひずみ曲線は、文献[3]より引用した。Oリングのヤング率は 3.92GPa とした<sup>(4)</sup>。また、ポアソン比は 0.3 一定とした。接触面の摩擦係数 $\mu$ は、全ての接触面において $\mu=0.2$ 一定と仮定した<sup>(5)</sup>。

**3.2 解析方法** 解析方法を図 4 に示す。境界条件としては、ナットの左・右・上外面およびOリングの最左点、最下点を軸方向および円周方向に固定し、パイプ端部に軸方向に強制変位 7mm を均等に 700 ステップで与えた。パイプとナット、およびOリングとの接触面については、クーロンの摩擦法則に従う<sup>(6)</sup>と仮定した。荷重値はパイプ端部の節点反力より導出した。また、ミーゼスの相当応力に着目して部材の応力分布を検討した。

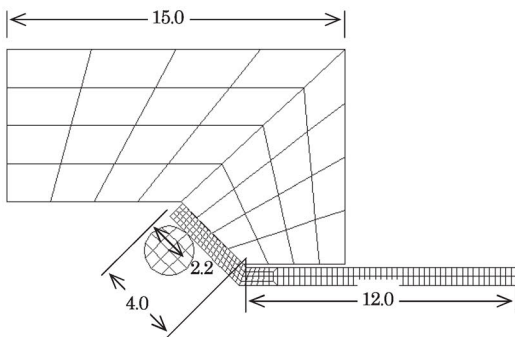


図 3 FEM モデルの要素分割図(型式 20-2)

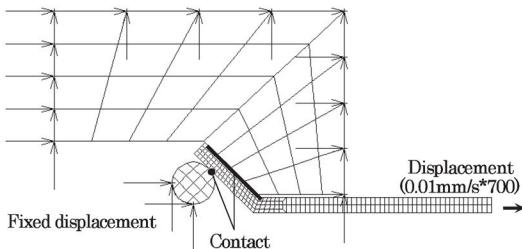


図 4 図 3 のモデルの解析条件

**3.3 解析結果および考察** 図 5 に FEM 解析により得られたパイプ形式 13-1 ( $\phi 15.88$ ) と形式 20-2 ( $\phi 22.22$ ) の荷重-変位曲線を示す。所々に乱れを生じているのは接触摩擦解析の誤差が原因と思われる<sup>(7)</sup>。なお、ステップ数を増加し、乱れの解消を試みたが、目立った変化は見られず、荷重値もほぼ同じであったため、解析条件は前項のままとした。形式 20-2 について、荷重値は変位が 0.04mm (A 点) まで直線的に増加する。変位が 1.26mm (B 点) の時、最大荷重値 20.30kN を示し、その後減少して行く。この時の変形状態と相当応力分布を図 6 に示す。これよりパイプ拡管部で最も高い応力を示すことがわかる。変位が 2.57mm (C 点) の時、パイプが Oリングから離れるのを境に減少の勾配が小さくなり、変位が 5.87mm (D 点) の時、パイプがナットから抜け出し、荷重値は 0 となる。形式 20-2 における A, B, C, D 点は形式 13-1 の a, b, c, d 点に対応している。a 点の変位は 0.02mm である。b 点の変位は 1.26mm, 最大荷重値は 12.21kN である。c, d 点の変位はそれぞれ 2.91mm, 4.77mm である。

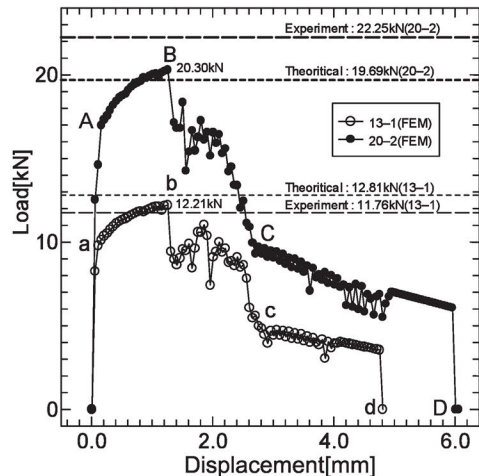


図 5 FEM 解析による荷重-変位曲線(形式 13-1, 20-2)

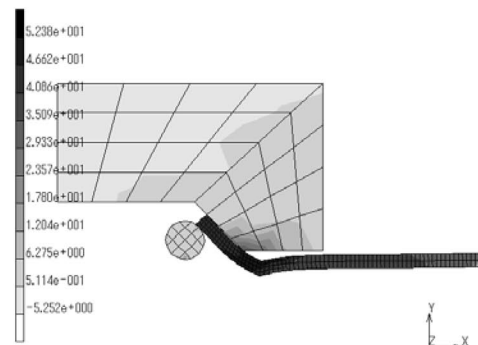


図 6 最大荷重時(図 5 の B 点)におけるパイプの変形とミーゼス相当応力分布

表2 屈折部とパイプ端部の相当応力値

(a)降伏点 (図5A)

Model	Joint20-2	Joint 13-1
Disp.	0.04mm	0.02mm
Bend part	321.7MPa	306.7MPa
Pipe-end	127.5MPa	91.6MPa

(b)最大荷重点 (図5B)

Model	Joint 20-2	Joint 13-1
Disp.	1.26mm	1.26mm
Bend part	511.4MPa	535.4MPa
Pipe-end	341.0MPa	331.7MPa

この曲線の最大値が抜け出し阻止力に相当するものと考えられ、解析値は、共に実験値、理論値の中間程度の値であった。表2に荷重-変位曲線のA、B点(形式13-1ではa、b点)でのパイプ屈折部と端部の応力値を示す。A点では屈折部は降伏応力304.1MPaに達しているが、パイプ端部では、その1/3程度の応力値である。次にB点では、パイプ端部まで降伏応力に達しており、全体が降伏していることがわかる。したがって、パイプの引張過程において、荷重-変位曲線の変化するA点まではパイプは弾性変形、A-B間では、パイプ屈折部付近のみが塑性変形し、最大荷重点を示したB点以降はパイプのほぼ全体が塑性変形を起こすものと考えられる。

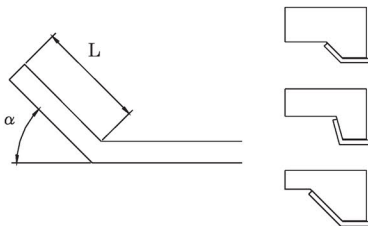
#### 4. 最適形状の検討

4.1 解析方法 本研究では、特にパイプフレア部の角度および長さに着目し、フレアパイプ継手形式20-2に図7に示すフレア部の長さLと角度 $\alpha$ に以下のような変化を与え、解析を行った。

L=4.0mm 固定,  $\alpha=15, 30, 45, 60, 75^\circ$

$\alpha=45^\circ$  固定, L=1.0~8.0mm, 1.0mm 刻み

また、ナットは外径および厚さは変化させず、パイプと接触する内面のみに変化を与えた。

図7 パイプフレア部の形状変更 (長さL, 角度 $\alpha$ )

解析方法は、前章の解析値が実験値とほぼ一致することからこの方法が妥当であるものと判断し、同じ条件を採用する。ただし、強制変位を与えるのは抜け出しが認められるまでとした。そして、各モデルの荷重-変位曲線、応力値および強制変位量を比較し、最適形状について検討した。

4.2 解析結果および考察 パイプフレア部の角度および長さを変化させた場合の解析結果を以下に示す。

4.2.1 角度 $\alpha$ を変化させた場合 図8に角度 $\alpha$ を変化させたモデルの荷重-変位曲線を示す。角度 $\alpha$ が大きくなるほど最大荷重値は大きくなり、抜け出しが遅くなることわかる。また角度が $45^\circ$ より大きくなると、パイプ屈折部が塑性変形を開始する点(図5のA点に相当)がほぼ同じ荷重値であることがわかる。

表3に降伏開始点と最大荷重点でのパイプ屈折部と端部の応力値を示す。表3(a)より、荷重-変位曲線に最初に変化が表われる点では、 $\alpha=15^\circ$ 以外は屈折部が降伏応力に達していることがわかる。また、表3(b)より最大荷重点では、 $\alpha=15, 30^\circ$ 以外はパイプ端部も降伏応力に達している。つまり、 $\alpha=15^\circ$ では弾性変形のみで塑性変形は生じず、 $\alpha=30^\circ$ では屈折部のみ塑性変形、 $\alpha$ が $45^\circ$ 以上になると全体が塑性変形した後、抜け落ちるということがわかる。なお、 $\alpha=60, 75^\circ$ は、数値計算が収束せず、途中で解析を終了したため最大荷重点は参考値である。図8および表3の結果より、引張強度の面から考えれば、 $\alpha \geq 45^\circ$ は必要であろうと結論できる。拡張加工の容易さなども勘案すれば、現行の形状である $\alpha=45^\circ$ は適当であると考えられる。

図9にFEM解析値と理論値[式(10)]の最大荷重値を示す。理論値もフレア角度変化による引張荷重の変化を比較的良好に表現していることがわかる。

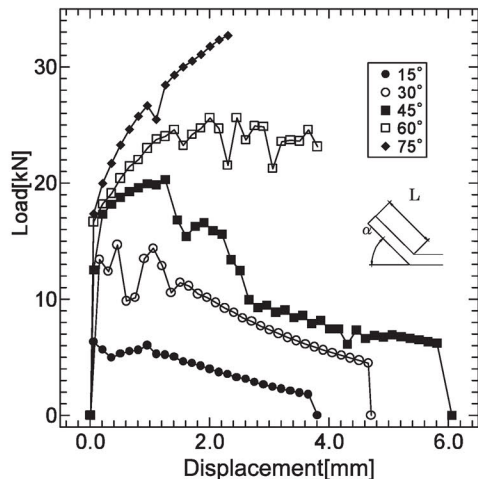


図8 フレア角度を変化させた場合の荷重-変位曲線

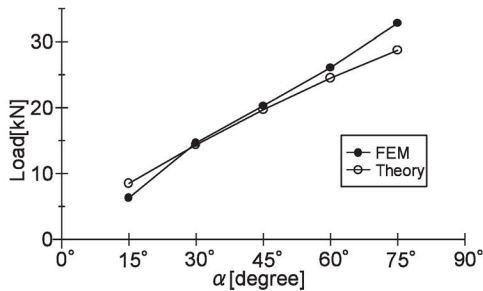
表3 屈折部とパイプ端部の相当応力値 (フレア角度)

(a) 降伏点 (図8)

Model	15°	30°	45°	60°	75°
Disp.	0.03mm	0.04mm	0.04mm	0.02mm	0.03mm
Bend part [MPa]	135.3	307.8	321.7	309.1	339.4
Pipe-end [MPa]	34.7	98.5	127.5	98.0	151.0

(b) 最大荷重点 (図8)

Model	15°	30°	45°	(60°)	(75°)
Disp.	0.06mm	0.51mm	1.26mm	2.66mm	2.36mm
Bend part [MPa]	272.0	384.7	511.4	620.2	629.6
Pipe-end [MPa]	66.8	154.8	341.0	332.0	360.8

図9 引張強度とフレア角度 $\alpha$ の関係

4・2・2 長さ $L$ を変化させた場合 図10に長さ $L$ を変化させたモデルの荷重-変位曲線を、表4に最大荷重点でのパイプ屈折部と端部の応力値を示す。長さ $L$ が1.0mmでは最大荷重値は10kNにも至っていないが、その他のモデルは荷重20~23kNとほぼ一定であり、パイプ端部の応力も330~340MPaとなっている。このことから、フレア部の長さの影響は $L \geq 2.0$ mmでは小さいということがわかる。また、最大荷重時の強制変位量が1.5~2.0mmであることから、 $L=2.0$ mm以上は必要であると考えられる。したがって、フレア部の塑性変形による漏水なども考慮すれば、現行の $L=4.0$ mmは適当であろうと考えられる。

図11にFEM解析値と理論値[式(10)]の最大荷重値を示す。図9の角度変化の場合と比較すると、FEMと理論値の一致の程度はあまり良くない。しかしながら、抜き出し阻止力の概算には式(10)は有効であろうと考えられる。

## 5. 結論

本研究では、フレアパイプ継手の引張強度および最適形状の検討を有限要素解析により行い、その結果か

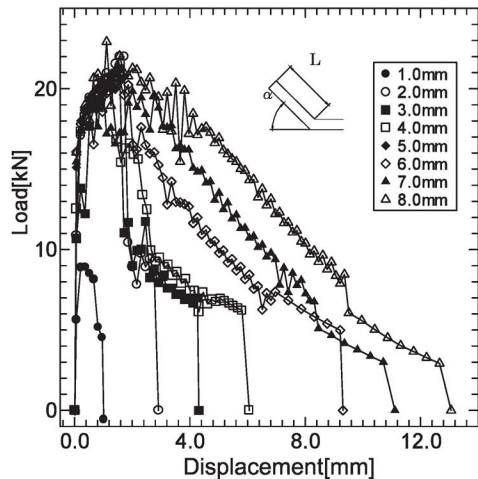
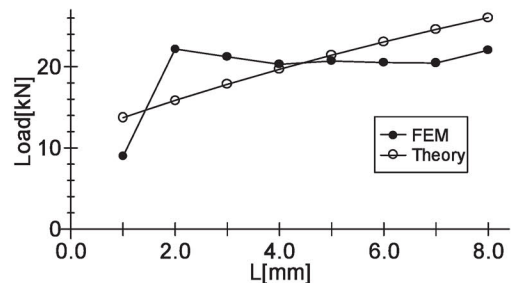


図10 フレア長さを変化させた場合の荷重-変位曲線

表4 屈折部とパイプ端部の相当応力値 (フレア長さ)

Model	1.0mm	2.0mm	4.0mm	6.0mm	8.0mm
Disp.	0.31mm	1.76mm	1.26mm	1.51mm	1.66mm
Bend part [MPa]	398.5	560.6	511.4	531.3	544.4
Pipe-end [MPa]	95.1	334.6	341.0	340.6	333.2

図11 引張強度とフレア長さ $L$ の関係

ら以下の結論を得ることができた。

(1) 有限要素法による引張強度解析から得られたフレアパイプ継手の引張強度は、実験値および理論値とほぼ一致した。

(2) フレア部の角度を変化させて引張強度解析を行った結果、フレア部の角度が小さいと引張強度が小さくなること、角度が45°以上ではパイプのほぼ全面が降伏することなどから、パイプフレア部の角度は45°以上必要であることが分かった。

(3) フレア部の長さを変化させて引張強度解析を行った結果、フレア部の長さは極端に短くない限り、荷

重値および応力値に与える影響はあまり無い。ただし、フレア部が長いほどパイプの抜け出しは遅くなる。

(4) 管の引抜き理論を参考に導出した理論式(10)は、FEM 解析値および実験値と比較的よく一致しており、フレアパイプ継手の引張荷重の概算には有効である。

### 謝辞

本研究では、山陽資材株式会社より引張強度試験の提供を受けた。記して謝意を表する。

### 文献

- 1) 山口県工業技術センター, 試験成績書, (1994).
- 2) 葉山益次郎, 塑性学と塑性加工(第2版), オーム社(1982), 171-182.

- 3) 藤本佑也・渡邊一郎, ラジカル窒化を施した SUS304 鋼の低サイクル疲労特性の検討, 徳山高専機械電気工学科卒業研究論文集, 第4号(1998), 33-38.
- 4) JIS ハンドブック ゴム, (1999), 日本規格協会.
- 5) 福岡俊道・高木知弘, 管フランジ締結体の三次元有限要素解析(金属平形ガスケットの影響), 機論, 66-644, A(2000), 651-657.
- 6) MARC プログラムマニュアル A-D 編, (1995), 日本マーク株式会社.
- 7) 陳猷・中村和博・森昌彦・久田俊明, 大変形摩擦接触問題の感度解析, 機論, 65-637, A(1999), 1859-1866.

(2005. 9. 5 受理)