論 文

2 つの偏摩耗のある鋼管の圧潰強度の解析

三牧 敏太郎*・丸山 和士**・水沼 晋***・井之脇 隆一****

(Received June 1, 1995 ; accepted January 16, 1996)

Analysis of collapse strength for casing worn by tool joint and wireline

Toshitaro Mimaki, Kazushi Maruyama, Susumu Mizunuma and Ryuichi Inowaki

Abstract: A well casing for a horizontal well or an extended reach well is subjected to local wear of wall thickness on its inside surface due to contact with tool joint or wireline.

It is reported that the collapse strength and the burst strength of worn casing are well analyzed as an unstable problem by the finite-element method (FEM) and that the decrease ratios of these strengths due to wear are formulated using FEM simulation results. However, the applicability of formula with two wears is not clarified by comparison with experimental result.

In this paper, the collapse strength with two wears is analyzed by FEM and by the derived formula and is compared with an experimental result of a literature. Furthermore, the relationship of collapse strength between casing with two wears and casing with uniform wear is analyzed.

Following findings are conducted.

1. The experimental collapse strength of uniformly worn casing was affected by specimen length/outside diameter (L/D). Therefore, the correction due to L/D in the elastic collapse range is necessary.
2. The relation of collapse strength between with two wears and with uniform wear, is determined by yield strength, outside diameter/wall thickness ratio and wear ratio. Namely, the result of literature is one of these relations and is not a general relation.
3. The proposed formula is applicable considering additional FEM results.

Key words : collapse strength, wear, worn casing

1. 緒 言

傾斜・水平掘坑井の油井管には、ツールジョイントによる偏摩耗に加えワイヤラインによる偏摩耗が想定され

る場合もある。著者らは FEM 解析法¹⁾を用いた、ツールジョイント偏摩耗のみの鋼管、さらにワイヤライン偏摩耗が重畳した鋼管およびワイヤライン偏摩耗が 180° に位置した (2 グループと略) 鋼管などにおける圧潰強度とバースト強度の解析結果の報告と、これらの強度計算式の提案を行っている²⁻⁴⁾。

本報ではツールジョイントとワイヤラインによる偏摩耗をもつ 2 グループ (2 つの同径 (30 mmφ)) 鋼管の圧潰実験結果⁵⁾の解析および前報⁴⁾で提案した計算式の妥当性などについて報告する。

2. 偏摩耗管の圧潰実験結果と FEM 解析

偏摩耗があると薄肉になることやその部分の応力集中

* 新日本製鐵㈱技術開発本部鉄鋼研究所 Steel Research Laboratories, Nippon Steel Corporation

** 新日本製鐵㈱技術開発本部八幡技術研究所 Yawata Research Laboratory, Nippon Steel Corporation

*** 新日本製鐵㈱技術開発本部プロセス研究所 Process Technology Research Laboratories, Nippon Steel Corporation

**** 石油公団石油開発技術センター Technology Research Center, Japan National Oil Corporation

の増大などにより圧潰強度が低下する。残存肉厚量を流速と仮定すると、同じ肉厚摩耗比での圧潰強度は、(原管) > (1 グループ偏摩耗) > (2 グループ偏摩耗) > (一樣摩耗 = 薄肉管) と想定される。ここで1グループ偏摩耗はツールジョイント偏摩耗のみをもつ鋼管を、2グループ偏摩耗はさらにもう1つの(ワイヤライン)偏摩耗が180°位置にある鋼管を意味している。しかし、2グループ偏摩耗の場合には、2つの肉厚摩耗比の合計値にしきい値が存在するなど⁴⁾、圧潰強度低下のメカニズムは複雑である。また、一樣摩耗の場合には、原管の塑性圧潰域から一樣摩耗管の弾性圧潰域に遷移することもある。したがって、2グループ偏摩耗と一樣摩耗との圧潰強度の大小関係を一義的に評価することは難しいと考えられる。

以下では、2.1節にて示す2グループと一樣摩耗の圧潰強度における実験とFEMの不整合な大小関係を検討するなかで、その大小関係は「降伏強度、外径・肉厚比および肉厚摩耗比の組合わせによる」ことを明らかにする。

鋼管の諸特性と記号を示す。鋼管は外径 D 、肉厚 t であり、偏摩耗形状は図1に示す摩耗深さ d と摩耗角度 θ で代表させている。偏摩耗部径「 $2r=30\text{ mm}\phi$ を小径、」 $2r=124\text{ mm}\phi$ を大径と呼ぶ。なお、小径偏摩耗管は機械加工による鋼管である。

〔記号〕 D/t : 外径・肉厚比, d/t : 肉厚摩耗比, $t_{\min}$ ($t-d$): 残存肉厚, $t_{\min}/t$: 肉厚残存比。また、 P_0 : 原管(摩耗なし)の圧潰強度, P_u : 一樣摩耗管の圧潰強度, $P_w(P_1, P_2)$: 偏摩耗管(1グループ, 2グループ)の圧潰強度, D_R : 圧潰強度の低下比(P_w/P_0), W_1 : 大径偏摩耗の肉厚摩耗比, W_2 : 小径偏摩耗の肉厚摩耗比, W_B : 肉厚摩耗比のしきい値。なお、摩耗比(W_1+W_2) ≤ 0.5

図1 油井管の内面肉厚の偏摩耗形状

であり、2グループにおけるしきい値 W_B は、(W_1+W_2) $\leq W_B$ では大径の W_1 による低下比となることを意味する。

2.1 偏摩耗管の圧潰実験値

(1) 解析対象の小径偏摩耗の圧潰実験値⁵⁾

原管、偏摩耗(1グループ, 2グループ)と一樣摩耗の鋼管の圧潰強度 $[P_0, P_1, P_2, P_u]$ の実験値 P_{exp} と主な試験片条件を表1に示す。供試管はSS41鋼、圧潰実験値の大小関係は以下である。

・(原管 $P_0=37.9\text{ MPa}$) > (1グループ $P_1=32.4\text{ MPa}$) > (一樣摩耗 $P_u=24.3\text{ MPa}$) > (2グループ $P_2=21.7\text{ MPa}$) この大小関係($P_u > P_2$)は、表1に示す大径と小径の2グループで降伏強度 $\sigma_Y=633$ と883 MPa(油井管の強度レベル)のFEM計算値 P_{FEM} と一致しない。すなわち、 P_u と P_2 の大小関係が逆転している。

その原因としては次の3つが考えられる。

① FEMで用いた材料特性値(応力-ひずみ特性、ヤング率など)の影響で、計算精度が不十分である。

② 実験値が測定・実験誤差などの確率的なばらつきを有している。

③ 実験値が試験片条件や機器不良などのバイアス(系統誤差)を有している。

表1 偏摩耗圧潰の実験値 P_{exp} とFEM値 P_{FEM}

Steel or collapse mode	D/t	Wear ratio	Strength MPa
SS41 steel(Experiment) ^{*1}			P_{exp}
No wear	P_0 18.02		37.9 ①
1-groove wear	P_1 18.22	0.30	32.4 ②
2-groove wear	P_2 18.16	0.34	21.7 ④
Uniform wear	P_u 27.15	0.33	24.3 ③
(Corrected)			(22.5)
Plastic collapse(FEM) ^{*2}			P_{FEM}
No wear	P_0 17.42		59.6 ①
1-groove wear	P_1 17.42	0.3	40.8 ②
2-groove wear	P_2 17.42	0.3	32.7 ③
Uniform wear	P_u 24.88	0.3	29.4 ④
Elastic collapse(FEM) ^{*3}			P_{FEM}
No wear	P_0 17.42		31.6 ①
1-groove wear	P_1 17.42	0.3	21.3 ②
2-groove wear	P_2 17.42	0.3	18.8 ③
Uniform wear	P_u 24.88	0.3	10.7 ④

Remarks: σ_Y (*1=343, *2=633, *3=883) MPa

(2) 1グループ偏摩耗の圧潰実験値

偏摩耗による圧潰強度低下の支配因子は肉厚摩耗である²⁾。原管が塑性圧潰する場合の圧潰強度低下比と肉厚

図2 偏摩耗による圧潰強度低下比 (P_w/P_0) と肉厚残存比 (t_{min}/t) との関係(実験値)

残存比との関係を図2に示す。大径偏摩耗の油井管(●)と小径偏摩耗のS55C鋼(○)⁵⁾においては、ほぼ良好な直線相関が見られる。しかし、解析対象の小径偏摩耗のSS41鋼(△)は、これらの関係とはいささか一致していない。

なお、2グループ偏摩耗(□)は、1つの肉厚摩耗比($W_1=W_2=0.34$)とみなしてプロットしてあり、1グループのデータ群との差が2グループによる影響拡大の例である。

2.2 FEMモデルと計算値

(1) FEMモデル²⁻⁴⁾

鋼管の圧潰強度は不安定問題として解析し、不安定となる直前の最高圧力を圧潰強度として求めた。解析対象は平面ひずみ状態にある両端開放の十分長い鋼管である。プログラムは一般化平面ひずみ問題として定式化し、四角形8節点アイソパラメトリック要素を用い、問題の対称性から図1に示す鋼管の半円部分を対象とした。

外径の形状不整である真円度 u は[(最大値-最小値)/平均値]%で定義し、円管を楕円近似した。また、肉厚の形状不整である偏肉率 e の定義も同様な式であるが偏肉は無視し、偏摩耗部を楕円長軸の内面に設けた。周方向残留応力 σ_R は肉厚方向に直線的に分布するものとし、内面での値で表すが負値は圧縮応力である。

応力-ひずみ特性はNeedlemanの式(1)で表した。

$$\varepsilon/\varepsilon_p = \begin{cases} \sigma/\sigma_p & (\varepsilon \leq \varepsilon_p) \\ 1/n[(\sigma/\sigma_p)^n - 1] + n & (\varepsilon > \varepsilon_p) \end{cases} \quad (1)$$

ここで、 ε : ひずみ、 ε_p : 比例限に対応したひずみ(σ_p/E)、 σ : 応力、 σ_p : 比例限である。用いた材料特性

値は、ヤング率 $E=206$ GPa、ポアソン比 $\nu=0.3$ としてパラメータ n はSS41鋼では $n=10$ (加工硬化が大)、油井管グレードなどでは $n=80$ (完全弾塑性に近い特性)とした。以下で、 σ_Y は降伏強度である。

(2) FEM計算値と精度評価

本FEMによる計算値 P_{FEM} と実験値 P_{exp} との比較および計算精度 [P_{FEM}/P_{exp}] の統計量を示す。

① 摩耗なし (P_0 , P_u) の場合⁶⁾

- 1) 油井管(K-55~P-110), データ数 $N=80$
- 2) 平均値=0.982, 標準偏差=0.063
- 3) 標準偏差の1.5倍における推定範囲=0.9~1.1

P_{FEM}/P_{exp} の誤差率が±10%の範囲を計算精度の上下限の目安とする。

② 大径偏摩耗 (P_1) の場合²⁾

- 1) 油井管(N-80, P-110), $N=18$
- 2) 平均値=1.074, 標準偏差=0.053
- 3) 標準偏差の1.5倍における推定範囲=1.0~1.15

計算精度は摩耗なしの上限(1.1)を若干越えるが、肉厚摩耗比 $W_1 < 0.5$ ではほぼ十分とした。

③ 小径偏摩耗 (P_1) の場合

- 1) S55C鋼($\sigma_Y=534$ MPa), $N=4$
- 2) 平均値=0.940, 標準偏差=0.048
- 3) 標準偏差の1.5倍における推定範囲=0.87~1.01

P_{FEM} と P_{exp} との比較を図3(○)に示す。データ数は4と限られているが、計算精度はほぼ十分とみなした。なお、解析対象のSS41鋼(△)も図3に示す。

上記の①~③より、摩耗なしおよび大径、小径の1グループ偏摩耗において、FEMの計算精度はほぼ十分で

図3 偏摩耗圧潰の実験値 P_{exp} とFEM値 P_{FEM} との比較〔小径偏摩耗〕

ある。

2.3 解析に用いる圧潰強度の計算式

(1) 原管の P_O と一様摩耗管の P_u

理想鋼管の圧潰様式は、塑性圧潰域と弾性圧潰域の2つに分類される。塑性圧潰圧力の下界である内面降伏開始圧力 P_P 、上界である全面降伏圧力 P_G と弾性圧潰圧力 P_E の計算式を式(2)~(4)に示す。 $P_P < P_E$ の場合を塑性圧潰域、 $P_P > P_E$ の場合を弾性圧潰域とよぶ。

$$P_P = 2\sigma_Y(D/t-1)/(D/t)^2 \quad (2)$$

$$P_G = P_P\{1 + 1.47/(D/t-1)\} \quad (3)$$

$$P_E = 2E/(1-\nu^2)\{D/t(D/t-1)^3\} \quad (4)$$

SS41 鋼 ($\sigma_Y = 343$ MPa) での、各式の圧力値と D/t との関係を図4に示す。肉厚摩耗比によっては、原管の塑性圧潰域から一様摩耗管の弾性圧潰域に遷移することが解る。

油井管には不整要因(真円度 u 、偏肉率 e 、残留応力 σ_R)があり、玉野らは計算式(5)を提案している⁷⁾。

$$\left. \begin{aligned} P_{est} &= 0.5(P_G + P_E) \\ &\quad - \{0.25(P_G - P_E)^2 + P_G P_E H\}^{1/2} \\ H &= 0.0808u + 0.00114e - 0.1412(\sigma_R/\sigma_Y) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

なお、式(5)の計算精度は、若干のバイアスはあるもののほぼ十分であることは示されている⁸⁾。

図4 理想鋼管の圧潰様式と D/t との関係(SS41 鋼)

(2) 偏摩耗管の P_1 と P_2

前報⁴⁾では安全率をとり圧潰強度低下比 D_R が、(計算式による D_{Rest}) < (FEMによる D_{RFEM}) とした下限値の包絡線問題のパラメータを求めたが、本報では推定精度を優先し、最小自乗法によるパラメータを用いる。

偏摩耗による圧潰強度低下比の定義を式(6)に、 180° 位置の2グループ偏摩耗(124 mm ϕ と12 mm ϕ)のシミュレーション結果⁴⁾より導いた塑性圧潰強度低下

比の計算式(7)を示す。

$$D_R = P_W/P_O \quad (6)$$

$$D_R = D_{R1} + D_{R2}$$

$$\left. \begin{aligned} D_{R1} &= (1 - W_1)[1 - W_1/(D/t)] \\ &\quad \{1.005 - 63.7/(D/t)\} \\ &\quad \cdot \{1 - 0.1920(\theta/180)\} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$D_{R2} = -0.497 \cdot W_2 \cdot \tanh\{(W_1 + W_2)/0.2 - 1\}$$

式(7)による D_{Rest} と D_{RFEM} の比較を図5に示すが、両値はほぼ一致している。また、その近似式を式(8)に示す。

$$D_R = D_{R1} + D_{R2}$$

$$D_{R1} = (1 - W_1)$$

$$D_{R2} = -0.5W_2$$

$$\quad (8)$$

ここで、式(7)の物理的・統計的な意味合いを述べる⁴⁾。

① 2つの偏摩耗による低下比 D_R :

・摩耗なしでは圧潰強度は低下しない ($D_R = D_{R1} = D_{R2} = 1$)。

・大径偏摩耗 W_1 による低下比 D_{R1} と小径偏摩耗 W_2 による低下比 D_{R2} との重ね合わせを仮定している。

② 大径偏摩耗 W_1 による低下比 D_{R1} :

・1項 $(1 - W_1)$: その値は肉厚残存比であり、圧潰強度低下比と肉厚残存比とが良好な直線相関にあるという図2の実験結果を表している。

・2項 $[1 - W_1/(D/t)\{\dots\}]$: 圧潰強度計算式に見るように、 D/t は主要因子である。その影響を表すものである。

・3項 $\{1 - A_4(\theta/180)\}$: $\theta \rightarrow$ 大、例えば $\theta = 180^\circ$ では、薄肉管となるので圧潰強度は低下する。1項との積により、このことを表している。

③ 小径偏摩耗 W_2 による低下比 D_{R2} :

・係数(0.497)は、 W_2 の W_1 への換算係数に相当する。

・係数(0.2)は、しきい値 W_B である。

次いで、式のパラメータ値の本報(最小自乗法)と前報(下限値包絡線)⁴⁾との比較を示す。大径偏摩耗の式 D_{R1} と小径偏摩耗の式 D_{R2} の原型式および求められたパラメータ値を示す。

$$D_{R1} = (1 - W_1)[1 - W_1/(D/t)]$$

$$\{A_1 - A_2/(D/t) + A_3W_1\} \cdot \{1 - A_4(\theta/180)\}$$

$$D_{R2} = -B_2 \cdot W_2 \cdot \tanh\{(W_1 + W_2)/W_B - 1\}$$

	A_1	A_2	A_3	A_4	B_2
本 報*	1.005	63.7	0.0	0.1920	0.497
前 報**	10.95	133.9	1.727	0.0514	0.38

* [D_{R1} : 最小自乗法, D_{R2} : 最小自乗法]

** [D_{R1} : 下限値包絡線, D_{R2} : 最小自乗法]

以下に、 D_{R1} 、 D_{R2} 、 D_R の数値例を示す。対象は2グループ [$W_1=W_2=0.34$ 、 $D/t=18.02$]であり、 $\theta=45^\circ$ および $\theta \rightarrow 0^\circ$ と近似した(3章)場合である。

	D_{R1} (1項)	2項	3項	D_{R1}	D_{R2}	D_R
本報	0.660	1.048	0.952 $\rightarrow$ 0.658	-0.166	=0.492	
前報	0.660	0.923	0.987 $\rightarrow$ 0.601	-0.127	=0.474	
本報*	0.660	1.048	1.000 $\rightarrow$ 0.692	-0.166	=0.526	

* $[D_{R1}: \theta \rightarrow 0^\circ$ と近似(3章)]

両報のパラメータ値による低下比の差異をまとめる。

・ D_{R1} の1項： D_{R1} と W_1 の基本的関係であり同一である。

・ D_{R1} の2項：本報と前報のパラメータ決定法の違いが明らかになる項であり、 D_{R1} (本報) $>$ D_{R1} (前報)である。

・ D_{R1} の3項： D_{R1} (本報) $<$ D_{R1} (前報)と D_R の大小関係とは逆転しているが、2項の差異が大きいため影響は小さい。

・ D_{R2} の B_2 ： B_2 は $(D_{RFEM}-D_{R1})$ を目的変数として最小自乗法により求めている。共通な D_{RFEM} と D_{R1} (本報) $>$ D_{R1} (前報)の関係より、 D_{R2} (本報) $<$ D_{R2} (前報)となる。 D_{R2} の式が負の符号をもつことから、絶対値として B_2 (本報) $>$ B_2 (前報)となる。

図5 偏摩耗による圧潰強度低下比(P_w/P_o)のFEM値と計算値[式(7)]との比較

2.4 圧潰実験値の補正と供試管の降伏強度の推定

(1) 圧潰実験値の補正

2つの圧潰様式のうち、塑性圧潰強度は試験片長/外径(L/D)の影響を受けないとされているが、弾性圧潰強度はその影響を受けることは知られている。提案されている補正式の例を式(9)と式(10)に示す⁹⁻¹⁰⁾。

$$\left. \begin{aligned} P_E(L/D) &= P_E(\infty) f(L/D) \\ f(L/D) &= 1 + (f_1/f_2) \cdot f_3 \\ f_1 &= (7-\nu) \{1 + 16(L/D)^2/\pi^2\} + (1-\nu^2)(D/t)^2 \\ f_2 &= (7-\nu) \{1 + 16(L/D)^2/\pi^2\} + (1-\nu^2)(23.7)^2 \\ f_3 &= 5.264(D/L)^2 - 30.80(D/L)^4 + 65.27(D/L)^6 \\ P_E(L/D) &= P_E(\infty) [(L/D)/8]^{-0.0708} \end{aligned} \right\} (9)$$

ここで、 $P_E(L/D)$ は L/D の影響を受けた実験値、 $P_E(\infty)$ は十分長い($L/D > 8 \sim 10$)場合の理論値、 $f(L/D)$ は補正項(>1)である。

実験値 P_u を弾性圧潰強度として $P_u(\infty)$ を求める。試験片の $L/D=6.1$ 、 $D/t=27.15$ における補正項は、式(9)=1.14、式(10)=1.02であり、両値にはかなり差があるので平均値1.08を採用する。このとき補正値は、 $P_u(\infty) = P_{exp}/f = 24.3/1.08 = 22.5$ MPaとなる。

なお、偏摩耗の場合については、その圧潰様式は原管と同じであることが示されている²⁾。

(2) 供試管の降伏強度の推定

先ず理想鋼管の場合[①, ②]を示し、次いで、不整要因の影響を考慮した式(5)による場合[③, ④]を示す。後者では、摩耗なしの P_o と P_u の実験値 P_{exp} と式(5)による値 P_{est} とが、良く一致する降伏強度をその推定値とした。なお、不整要因はS55C鋼⁵⁾を参考に、真円度 $u=0.1\%$ 、偏肉率 $e=3.0\%$ 、残留応力 $\sigma_R=0$ MPaとした。

① 原管(P_{exp} (37.9 MPa))が弾性圧潰域とする場合
 $D/t=18.02$ より $P_E=86.7$ MPaであり、実験値 P_o とかけ離れている。また、 $P_P > P_E$ となる降伏強度は $\sigma_Y > 827$ MPaであり、SS41鋼($\sigma_Y > 245$ MPa)の値ではない。したがって、原管は弾性圧潰域ではなく塑性圧潰域である。

② 原管が塑性圧潰域とする場合

$P_o = P_P = 37.9$ MPaより $\sigma_Y < 361$ MPaとなる。

③ 一様摩耗管(P_{exp} (24.3 MPa))が塑性圧潰域とする場合

$D/t=27.15$ と実験値 $P_u = P_P = 24.3$ MPaより、降伏強度の上限値は $\sigma_Y < 342$ MPaとなる。また、式(5)を用いた推定により $\sigma_Y = 363$ MPaを得たが、上限値より6%大きく不整合である。各値は $P_P \sim P_G = 25.7 \sim 27.2$ 、 $P_E = 24.4$ MPaであり、弾性圧潰域となり前提をいささか満足しない。

④ 一様摩耗管が弾性圧潰域とする場合

実験値は L/D の影響を受けている。補正値 $P_u(\infty) = 22.5$ MPaを用いて $\sigma_Y = 343$ MPaを得た。この σ_Y での理論値は $P_P \sim P_G = 24.3 \sim 25.7$ 、 $P_E = 24.4$ MPaとなり、仮定をほぼ満足するとともに推定精度も十分である。

$$\cdot P_0 : P_{est}/P_{exp} = 38.3/37.9 = +1.1\%$$

$$\cdot P_u : P_{est}/P_{exp} = 22.3/22.5 = -0.9\%$$

また、 $\sigma_Y = 343$ MPa は、原管の塑性圧潰域の条件と一様摩耗管の弾性圧潰域の条件 ($342 < \sigma_Y < 361$ MPa) を満足しているので妥当な値とした。

(3) まとめ

① 一様摩耗管の実験値 P_u (24.3 MPa) は、対応する理想鋼管の弾性圧潰圧力 (24.4 MPa) とはほぼ同値である。機械加工による鋼管とはいえ理想鋼管とは考え難く、実験値が大きすぎると言える。

弾性圧潰域であるので、試験片条件に応じた L/D 補正が必要であり、補正值は $P_u(\infty) = 22.5$ MPa となる。補正值の場合、 $(P_u - P_2)/P_2 = (22.5 - 21.7)/21.7 = 0.8/21.7 = 3.7\%$ となり、実験値のばらつき (2.5 節) 程度となる。

② SS41 鋼の降伏強度の推定値は 343 MPa である。式 (5) による P_{est} を図 4 ($P_0 = \bullet, P_u = \circ$) に、FEM 値 P_{FEM} を表 2 に示す。

表 2 解析対象の SS41 鋼の圧潰強度

		P_{exp}	P_{FEM}	P_{est}	MPa
No wear	P_0	37.9	36.0	38.3	
1-groove wear	P_1	32.4	26.8	27.3	
2-groove wear	P_2	21.7	22.4	19.7	
Uniform wear	P_u	24.3	19.9	22.3	
(Corrected)		(22.5)			

2.5 圧潰強度の大小関係に関する考察

(1) FEM の計算精度

大径偏摩耗と小径偏摩耗における計算精度は、2.2 節で示したように実用上は十分である。したがって、FEM 値の計算精度が原因である可能性は極めて小さい。

(2) 実験値のばらつき

圧潰実験値は同一の試験片条件と想定した繰返しにおいても、測定・実験誤差などによる確率的なばらつきを有している。小径偏摩耗の 1 グループの実験 (S55C 鋼) は繰返し数 2 であり、そのばらつき v [(最大値 - 最小値)/(2・平均値)) を示す。

・原 管 : $P_0 = 55.9, 55.9$ MPa $\rightarrow v = \pm 0\%$

・偏摩耗 $W_1 = 0.22$: $P_1 = 45.1, 46.1$ MPa $\rightarrow v = \pm 1\%$

・偏摩耗 $W_1 = 0.36$: $P_1 = 36.8, 39.7$ MPa $\rightarrow v = \pm 4\%$

これより肉厚摩耗比の大 ($W_1 > 0.3$) では、実験値のばらつきにより $\pm 4\%$ 程度の誤差はあるものと想定される。

(3) 実験値におけるバイアス (系統誤差)

他の理由が除去されたので実験値におけるバイアスが

不整合な大小関係の原因となる。バイアスの原因は 2.4 節にて示した弾性圧潰域における L/D の影響である。

(4) まとめ

一様摩耗の実験値 24.3 MPa と FEM 値 19.9 MPa との誤差は -18.1% であり、FEM の計算精度 ($\pm 10\%$) 内にはない。しかし、補正值 22.5 MPa での誤差 -11.5% はほぼ計算精度内となる。これより一様摩耗の実験値 P_u には、 L/D の影響によるバイアスが存在したと言える。

L/D の影響と実験値のばらつき (4%) を考慮すると、

・ 2 グループ P_2 : $P_2 = 21.7 \pm 0.9 = 20.8 \sim 22.6$ MPa

・ 補正值 P_u : $P_u = 22.5 \pm 0.9 \div 21.6 \sim 23.4$ MPa

となり、 P_2 と P_u の大小関係は一義的ではなくなる。

以上より、実験と FEM の不整合な大小関係をほぼ説明できたと言える。

3. 偏摩耗の圧潰実験値と計算値との比較

(1) 1 グループ偏摩耗の圧潰強度 P_1 の計算値

・ 実験値 $P_1 = 32.4$ MPa, 肉厚摩耗比 $W_1 = 0.3$

・ 実験値の低下比 $D_{Rexp} = P_1/P_0 = 32.4/37.9 = 0.85$

D_R の計算式 (7) では $D_{Rest} = D_{R1} = 0.72$ となる。図 2 に示す実験値の相関は $D_R = 1 - W_1$ であるので、 D_{Rest} は従来の実験値とは良く一致している。一方、 D_{Rexp} (Δ) はそのばらつき範囲にはなく、実験値は大きかったと言える。

(2) 2 グループ偏摩耗の圧潰強度 P_2 の計算値

・ 実験値 $P_2 = 21.7$ MPa, 肉厚摩耗比 $W_1 = W_2 = 0.34$

・ 実験値の低下比 $D_{Rexp} = P_2/P_0 = 21.7/37.9 = 0.57$

2.3 節より、 $D_{Rest} = 0.53$ である。低下比の誤差率は、 $0.53/0.57 = -9\%$ でありほぼ良い計算精度と言える。

(3) まとめ

計算式による圧潰強度 P_{est} を前出の表 2 に、実験値と 2 つの計算値との比較を以下に示す。

① 実験値と FEM 値との比較

FEM 値の大小関係は $P_2 > P_u$ であり、実験値とは一致しない。しかし、2.5 節(4)で示したように、実験値における P_2 と P_u の大小関係は一義的ではないので、FEM 値が不整合とはいき切れない。

② 実験値と計算式による値との比較

計算値の大小関係は実験値と一致している。計算式の結果が FEM 値の結果と一致しないのは、大径と小径の 2 グループの場合における式を、小径 2 グループの場合に適用したためと考えられる。すなわち、偏摩耗の影響は (大径) > (小径) なので、過大評価したためである。

以上の考察より、FEM 値と計算式による値とが、実

験値を範囲内にもつことから、前報⁴⁾の計算式はほぼ妥当と評価した。

4. 2 グループ偏摩耗と一様摩耗の 圧潰強度の大小関係

偏摩耗の圧潰強度 P_2 と一様摩耗の圧潰強度 P_u との大小関係を明らかにする。圧潰強度の理論式および実験と FEM 解析の結果から、その要因は外径-肉厚比 D/t 、降伏強度 σ_Y と 2 つの摩耗比 (W_1 , W_2) である。以下で、 $E_{PR}=E/(1-\nu^2)$, $R_1=(1-W_1)$, $R_2=(1-W_1-0.5W_2)$ である。なお、 $W_1=W_2$ と仮定するので、 $R_1>R_2$, $R_2=1.5R_1-0.5$ となる。

〔仮定〕① 2 グループの摩耗比は同じ値 ($W_1=W_2$) とする。

② 圧潰強度低下比は近似式 (8) を用いる。

③ 圧潰圧力の薄肉近似式 (11) と (12) を用いる。

$$P_P=2\sigma_Y/(D/t) \quad (11)$$

$$P_E=2E/(1-\nu^2)/(D/t)^3=2E_{PR}/(D/t)^3 \quad (12)$$

(1) 原管と一様摩耗管が塑性圧潰の場合

$$\cdot 1 \text{ グループ } P_1=[2\sigma_Y/(D/t)]\cdot R_1$$

$$\cdot 2 \text{ グループ } P_2=[2\sigma_Y/(D/t)]\cdot R_2$$

$$\cdot \text{一様摩耗 } P_u=[2\sigma_Y/(D/t)]\cdot R_1$$

① 原管が塑性圧潰 ($P_P<P_E$) となる条件:

$$[2\sigma_Y/(D/t)]<[2E_{PR}/(D/t)^3]$$

$$\rightarrow (D/t)^2 < (E_{PR}/\sigma_Y)$$

② 一様摩耗管が塑性圧潰となる条件:

$$[2\sigma_Y/(D/t)]\cdot R_1 < [2E_{PR}/(D/t)^3]\cdot R_1^3$$

$$\rightarrow (D/t)^2 < (E_{PR}/\sigma_Y)\cdot R_1^2$$

③ P_u と P_2 の大小関係:

この場合は $P_1=P_u>P_2$ である。条件〔①, ②〕の成立する条件は②である。

(2) 原管が塑性圧潰で一様摩耗管が弾性圧潰の場合

$$\cdot 1 \text{ グループ } P_1=[2\sigma_Y/(D/t)]\cdot R_1$$

$$\cdot 2 \text{ グループ } P_2=[2\sigma_Y/(D/t)]\cdot R_2$$

$$\cdot \text{一様摩耗 } P_u=[2E_{PR}/(D/t)^3]\cdot R_1^3$$

① 原管が塑性圧潰となる条件:

$$[2\sigma_Y/(D/t)]<[2E_{PR}/(D/t)^3]$$

$$\rightarrow (D/t)^2 < (E_{PR}/\sigma_Y)$$

② 一様摩耗管が弾性圧潰 ($P_P>P_E$) となる条件:

$$[2\sigma_Y/(D/t)]\cdot R_1 > [2E_{PR}/(D/t)^3]\cdot R_1^3$$

$$\rightarrow (D/t)^2 > (E_{PR}/\sigma_Y)\cdot R_1^2$$

③ $P_u>P_2$ となる条件:

$$[2E_{PR}/(D/t)^3]\cdot R_1^3 > [2\sigma_Y/(D/t)]\cdot R_2$$

$$\rightarrow (D/t)^2 < (E_{PR}/\sigma_Y)\cdot (R_1^3/R_2)$$

これより $P_u>P_2$ の成立する条件は〔②, ③〕である。

〔計算例 1: 表 1 の SS41 鋼 ($\sigma_Y=343$ MPa)〕

$P_u>P_2$ となるのは、 $D/t=17.2\sim 20.1$ である。SS41 鋼の $D/t=18.02$ はその範囲であり、本解析と実験の結果とは一致している。

〔計算例 2: 表 1 の FEM 値 ($\sigma_Y=633$ MPa)〕

$P_u>P_2$ となるのは、 $D/t=13.2\sim 14.9$ である。計算例の $D/t=17.42$ はその範囲ではないので $P_2>P_u$ であり、本解析と FEM の大小関係とは一致する。

(3) 原管が弾性圧潰 (摩耗管も弾性圧潰) の場合

$$\cdot 1 \text{ グループ } P_1=[2E_{PR}/(D/t)^3]\cdot R_1$$

$$\cdot 2 \text{ グループ } P_2=[2E_{PR}/(D/t)^3]\cdot R_2$$

$$\cdot \text{一様摩耗 } P_u=[2E_{PR}/(D/t)^3]\cdot R_1^3$$

① 原管が弾性圧潰となる条件:

$$[2\sigma_Y/(D/t)]>[2E_{PR}/(D/t)^3]$$

$$\rightarrow (D/t)^2 > (E_{PR}/\sigma_Y)$$

② 一様摩耗管が塑性圧潰となる条件:

$$[2\sigma_Y/(D/t)]\cdot R_1 > [2E_{PR}/(D/t)^3]\cdot R_1^3$$

$$\rightarrow (D/t)^2 > (E_{PR}/\sigma_Y)\cdot R_1^2$$

③ P_u と P_2 の大小関係:

$$P_2-P_u\sim R_2-R_1^3\rightarrow P_2>P_u$$

ここで、 $P_2-P_u\sim 1.5R_1-0.5-R_1^3$ であり、その導関数は $d(P_2-P_u)/dR_1\sim 1.5(1-2R_1^2)$ となる。 $W_1=0$ で $P_2-P_u=0$ なので、 $W_1<0.71$ までは $P_2-P_u>0$ となる。したがって、原管が弾性圧潰の場合はほぼ $P_1>P_2>P_u$ である。

〔計算例: 表 1 の FEM 値 ($\sigma_Y=883$ MPa)〕

$$\cdot P_1/P_u=21.3/10.7=1.99: R_1^{-2}=2.04$$

$$\cdot P_2/P_u=18.8/10.7=1.76: R_2/R_1^3=1.60$$

これより $P_1>P_2>P_u$ であり、比率もほぼ一致している。

(4) まとめ

図 6 2 グループ偏摩耗と一様摩耗の圧潰強度
(肉厚摩耗比=0.3)

圧潰強度 (P_2 , P_u) の大小関係を「降伏強度 σ_Y , 外径-肉厚比 D/t と肉厚摩耗比 W_1 」を用いて図 6~8 に示す。図 6 は摩耗比 $W_1=0.3$ の場合であり、破線は薄肉式による解析解, 実線が厚肉式による数値解である。また, $\triangle$ 印は SS41 鋼の実験値であり $P_u > P_2$ となる条件であることが, $\circ$ 印 ($\sigma_Y=633$ MPa) と $\bullet$ 印 ($\sigma_Y=883$ MPa) はその条件とはならないことが解る。図 7 は薄肉式, 図 8 は厚肉式を用いた油井管の降伏強度レベルでの計算結果である。

図 6~8 より, 2 グループと一様摩耗の圧潰強度において, $P_u > P_2$ となるのは低強度または厚肉鋼管の場合であり, 多くの場合は $P_u < P_2$ と言える。

なお, 解析対象とした SS41 鋼 ($\sigma_Y=343$ MPa) は油

井管 (K-55: $\sigma_Y \geq 379$ MPa) に比して低強度である。

5. 結 言

ツールジョイントとワイヤラインによる偏摩耗が, 180° 位置にある場合をシミュレートした偏摩耗管の圧潰強度の解析例を示した。実験値は 1 つで, かつ解析の基本となる降伏強度も推定値を用いたが, 以下の結果を得た。

① 2 グループと一様摩耗の圧潰強度 (P_2 , P_u) は, 文献[5]に示されているように $P_u > P_2$ の場合もあるが, 限られた条件下の関係である。

② P_u と P_2 の大小関係は「降伏強度, 外径-肉厚比 および肉厚摩耗比の組み合わせによる」ことを, 定式により示した。

③ データ数は 1 であるが, 前報⁴⁾で提案した計算式の妥当性はほぼ検証された。

引 用 文 献

- 1) Tomita, Y. and Shindo, A., 1982 : On the bifurcation and post-bifurcation behaviour of thick circular elastic-plastic tubes under lateral pressure. *Compt Methods Appl. Mech. & Eng.*, **35**, 207-219.
- 2) 三牧敏太郎・丸山和士・井之脇隆一, 1995 : 偏摩耗油井管の圧潰強度の FEM 解析と計算式. 機論, **61**-584A, 835-841.
- 3) 三牧敏太郎・丸山和士・井之脇隆一, 1996 : 偏摩耗油井管のバースト強度の FEM 解析と計算式. 機論, **62**-593As, 206-211.
- 4) 三牧敏太郎・丸山和士・水沼 晋・井之脇隆一, 1996 : ツールジョイント偏摩耗とワイヤライン偏摩耗のある油井管の圧潰強度とバースト強度の FEM 解析と計算式. 石技誌, **61** (3), 223-230.
- 5) 石油公団編, 1991 : 水平坑井の油井用鋼管のデザインに関する研究開発. 平成 3 年度研究成果報告, 60-70.
- 6) 三牧敏太郎・富田佳宏, 1994 : 焼ばめ型二重管の圧潰強度とバースト強度の FEM 解析. 塑性と加工, **35**-405, 1213-1218.
- 7) 玉野敏隆・井上靖介・三牧敏太郎, 1989 : 油井用鋼管の二軸圧潰強度とその推定式. 塑性と加工, **30**-338, 385-390.
- 8) 玉野敏隆・三村裕幸, 1989 : 軸力を負荷された油井用鋼管の圧潰強度の有限要素法解析. 塑性と加工, **30**-344, 1296-1301.
- 9) Tokimasa, K. and Tanaka, K., 1986 : FEM analysis of the collapse strength of tube. *Trans. ASME* **108**, 158-164.
- 10) Clinedinst, W. O., 1977 : Analysis of API collapse test data and development of new collapse resistance formulas, *API Doc.*, March.

図 7 2 グループ偏摩耗と一様摩耗の圧潰強度 (薄肉円筒式)

図 8 2 グループ偏摩耗と一様摩耗の圧潰強度 (厚肉円筒式)