

平成22年度
広島大学博士論文

石油精製及び石油化学工業における圧力設備の
劣化検出による信頼性向上に関する研究

A Study on Reliability Improvement for Pressure Equipments by
Detecting Deterioration in Refinery and Petrochemical Industries

菊池 務

平成22年9月

目次

記号および名称	1
各章で用いる主な記号	1
第1章 緒論	5
1.1. 緒言	6
1.2. 従来の研究の概括	10
1.2.1. 圧力設備の検査技術に関する研究について	12
1.2.2. 圧力設備の供用適性評価に関する研究について	18
1.2.3. フランジ締結体に関する研究について	33
1.3. 従来の研究の問題点と本研究の目的意義	49
1.4. 結言	53
第2章 SH 斜角波を用いた小口径配管の腐食減肉検出技術評価	55
2.1. 緒言	56
2.2. 検討超音波探傷接触子の最適入射角の検討	58
2.2.1. 入射角設定方法	58
2.2.2. 設定入射角	58
2.3. 実験配管仕様	59
2.4. 人工きずの検出状況	61
2.4.1. 検出された人工きずエコーの特性	61
2.4.2. 人工きずの位置の同定	62
2.4.3. 人工きずの周方向位置の影響	63
2.4.4. 伝搬距離の影響	65
2.4.5. 内部流体の影響	67

2.5.	実証試験結果.....	68
2.5.1.	試験対象配管	68
2.5.2.	検査結果	68
2.6.	結言	73
第3章	電磁超音波共鳴法を用いたフィン付き空冷式熱交換器チューブの腐食減肉検出技術評価	75
3.1.	緒言.....	76
3.2.	電磁超音波探傷法の原理	78
3.3.	軸対称 SH 波 EMAT 探触子	79
3.3.1.	軸対称 SH 波の振動数方程式	81
3.4.	探傷装置の構成と各部の詳細	82
3.5.	検討内容	83
3.5.1.	検討対象設備	83
3.5.2.	事前検討	83
3.5.3.	人工欠陥試験体.....	90
3.6.	人工欠陥試験体の探傷結果.....	91
3.7.	実証試験	94
3.7.1.	フィン付チューブ仕様	94
3.7.2.	探傷結果	94
3.7.3.	探傷速度	96
3.8.	結言	97
第4章	抜取り検査による熱交換器チューブの信頼性評価.....	99
4.1.	緒言	100
4.2.	極値概論	101

4.3.	検討方法	104
4.4.	検討結果	106
4.4.1.	統計モデル	106
4.4.2.	サンプリング位置	108
4.4.3.	サンプリング本数	109
4.4.4.	検定	109
4.5.	推定値と実測値との比較	111
4.6.	結言	113
第5章	供用中における圧力設備の安全裕度評価	115
5.1.	緒言	116
5.2.	設計基準と維持基準	117
5.2.1.	設計基準	117
5.2.2.	維持基準	118
5.3.	減肉損傷の供用適性評価	121
5.3.1.	健全な容器の塑性崩壊	121
5.3.2.	軸方向貫通亀き裂を有する円筒容器の塑性崩壊	121
5.3.3.	表面き裂を有する円筒容器の塑性崩壊	122
5.3.4.	減肉を有する円筒容器の塑性崩壊	124
5.3.5.	曲げ荷重に関する評価	126
5.4.	従来の研究(文献)からの安全裕度評価	127
5.4.1.	破壊安全性の検証	127
5.4.2.	FFS 手法の検証	134
5.4.3.	検証結果の考察	142
5.5.	国内のバースト試験に基づく検証	148

5.6.	有限要素解析	150
5.6.1.	FFS 解析	150
5.6.2.	有限要素解析	153
5.6.3.	FFS 解析と有言要素解析との比較.....	157
5.7.	結言	159
第 6 章	ナットの減肉が内圧を受けるフランジ締結体の強度と密封性能に及ぼす影響	161
6.1.	緒言	162
6.2.	設計方法	165
6.3.	実験方法	167
6.3.1.	フランジ仕様	167
6.3.2.	ボルトとナット仕様.....	167
6.3.3.	実験ナット仕様.....	170
6.3.4.	実験装置	171
6.4.	有限要素解析	172
6.5.	実験結果	173
6.5.1.	作用応力	173
6.5.2.	損傷位置	174
6.5.3.	解析結果	175
6.6.	密封性能に影響するナット形状.....	176
6.6.1.	解析モデル.....	176
6.6.2.	締付応力	177
6.6.3.	解析結果	177
6.7.	結言.....	181

第7章	圧力設備における信頼性向上のための保全指針の検討	183
7.1.	緒言	184
7.2.	維持管理に関する制限	185
7.2.1.	発生確率に関する制限	185
7.2.2.	検査に関する制限	187
7.2.3.	腐食評価に関する制限	190
7.3.	維持管理の流れ.....	191
7.4.	従来 of 維持管理方法との比較	192
7.5.	結言	194
第8章	結論	195
	参考文献.....	201
	関係発表論文.....	223
	学術論文	224
	国際会議論文	224
	国内講演論文	225
	解説・総説.....	226
	特許	227
	謝辞.....	229

各章で用いる主な記号

1 章での記号及び略号の意味は以下による.

P	: 検査計画 (Plan)
D	: 検査実施 (Do)
C	: 結果の評価 (Check)
A	: 対策実施 (Action)
NDI	: 非破壊検査 (Non destructive inspection)
FFS	: 供用適性評価 (Fitness-For-Service)
API	: 米国石油協会 (American Petroleum Institute)
ASME	: 米国機械学会 (American Society of Mechanical Engineers)
BS	: 英国工業規格 (British Standard)
EN	: 欧州規格 (European Norm)
DIN	: ドイツ工業規格 (Deutsche Industrie Normen)
JIS	: 日本工業規格 (Japanese Industrial Standards)
L	: 減肉の評価区間
PVRC	: 圧力容器研究委員会 (Pressure Vessel Research Council)
PTFE	: テフロン製ガスケット (polytetrafluoroethylene)
TWI	: 英国溶接研究所 (The Welding Institute of the United Kingdom)

2 章での記号及び略号の意味は以下による.

SH 波	: せん断波 (Shear)
S/N 比	: 信号対雑音(ノイズ)比 (signal-to-noise)

3 章での記号及び略号の意味は以下による.

EMAR	: Electro-magnetic Acoustic Resonance
EMAT	: Electro-magnetic Acoustic Transducer
PPM	: Periodic Permanent Magnet
SH	: Shear wave
W	: スリット幅
Φ	: 円形の径
d	: 深さ

4章での記号及び略号の意味は以下による。

X : 腐食深さ

λ : 位置パラメータ

α : 尺度パラメータ

Y : 基準化変数

T : 再帰期間

S : 資料の大きさ

MVLUE : Minimum Variance Unbiased Linear order Statistics Estimator

σ : 標準偏差

K.S : K S 検定

C : 腐食率

Y_y : 使用年

5章での記号及び略号の意味は以下による。

CTP : 長手、周方向ごとの最小値を投影して結んだ線図
(Critical thickness profile)

FFS : 供用適性評価 (Fitness-for-Service)

MAWP : 最大許容使用圧力 (Maximum Allowable Working Pressure)

$MAWP_0$: きずの無い容器の最大許容使用圧力

$MAWP_0^f$: きずの有る容器の最大許容使用圧力

$MAWP_0^f$: きずの有る容器の最大許容使用圧力

M_t : Folias ファクター, バルジングファクター

P_{DC} : 減肉損傷を受けた設備の塑性崩壊荷重

P_{UC} : 健全な設備の塑性崩壊荷重

P_0 : 計算により予測される健全な容器の破壊圧力

P_0^f : 計算により予測されるきずのある容器の破壊圧力

P^f : きずのある容器の実際の破壊圧力

D : 容器の内径

R : 容器の半径

RSF	： 残存強度係数 (Remaining Strength Factor) 局部減肉をもつ胴の崩壊圧力と局部減肉の無い胴の崩壊圧力の比
RSFa	： 許容残存強度係数
FCA	： 将来腐食しろ
t_c	： 減肉部から離れた場所での健全な肉厚板厚
t_{nom}	： 公称肉厚
t_{rd}	： 減肉から離れた位置での肉厚
t	： 板厚
σ_a	： 許容応力
σ_{flow}	： 流動応力
σ_{uts}	： 引張強度
σ_{ys}	： 降伏応力
WRC	： 溶接協会広報 (Welding Research Council)

6章での記号及び略号の意味は以下による.

JPI	： 石油学会 (The Japan Petroleum Institute)
ANSI	： 米国規格協会 (American National Standards Institute)
ISO	： 国際標準化機構 (International Organization for Standardization)
m_c	： 限界ナット高さ
F_s	： ねじのせん断破断荷重
F_b	： ねじの破断荷重
C_1	： ナット膨張の修正係数
C_2	： ボルトねじ山の曲げ修正係数
C_3	： ナットねじ山の曲げ修正係数
S	： ナットの2面幅

7章での記号及び略号の意味は以下による.

UBC	： 米国建築基準 (Uniform Building Code)
-----	----------------------------------

第 1 章

緒論

第1章 緒論

1.1 緒言

Fig.1.1.1は石油精製・石油化学プラントの外観を示す。Fig.1.1.2は石油精製・石油化学プラントの圧力設備構成を示す。国内外からタンカーやローリー等で運ばれてくる原料をタンクに貯蔵後、温度範囲 $-200^{\circ}\text{C}\sim 1200^{\circ}\text{C}$ 、圧力範囲 真空 $\sim 30\text{MPa}$ と幅広い範囲間で運転される圧力設備(熱交換器、加熱炉、反応塔、蒸留塔)において、加熱、冷却、反応、蒸留等々の過程を経てガソリンや灯油等々の製品タンクに貯蔵される。これらの圧力設備同士は数多くの配管を管フランジ締結体により接合されている。

このような巨大複合システムを維持管理(保全)していくために重要なことは、事前に圧力設備の劣化状況を把握及び予測し、損傷や漏えいを未然防止することであり、これらが出来てはじめて安全・安定な運転が可能となるものである。

そのためには、検査計画(Plan)、検査実施(Do)、結果の評価(Check)、対策実施(Action)のPDCAを確実に遂行することが重要である。



Fig.1.1.1 Appearance of Refinery and petrochemical industries

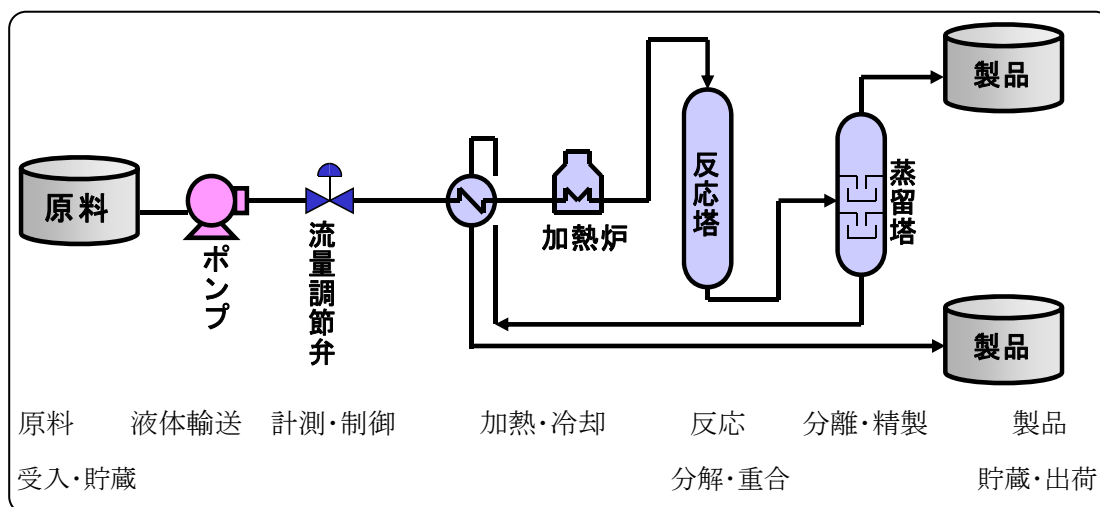


Fig.1.1.2 The pressure equipments constitution of refinery and petrochemical industries

ところが、現状の日本において漏えい事故は毎年増加傾向にある。これは、維持管理（保全）が不十分なためと推測される。維持管理が不十分な理由は以下の3点に集約される。

- (1)構造的に破壊しないと検査出来ない部位や板厚や材質的に検査制約を受ける部位があることに加えて、検査費用や検査期間の制約も受ける。このため、すべての設備に対して十分な検査を行うことができていないのが現状である。また、検査すべき量が多すぎて全数検査出来ない部位もある。これらの問題点に対する対応は統計手法や重要度に応じたリスク評価を行い、部分検査で対応しているのが現状である。

特に保温下の外面腐食検査は保温被覆があるので、検査を行うためには足場組立、保温解体、検査、保温復旧、および足場解体というように検査前後での作業費用が必要となり、これがかなり大きな問題となっている。又、空冷式熱交換器チューブにおいては、伝熱効率を上げるためにフィンが取り付けられている。このため、このような部位に対して通常行われる渦流探傷試験検査手法が使用できず、他の検査手法(超音波探傷試験)を用いざるを得ないため、検査スピードが遅くなり全数検査が定期補修工事期間内にできない。しかし、この部位から内部流体が漏えいした場合は、即大気中に漏えいするため、火災が生じる可能性が大きくなる。さらに、これらフィン付き炭素鋼製熱交換器チューブを全数検査する場合、本数が多いので、時間と費用が大きくなる。これらを解消できる合理的検査技術研究が望まれている。

(2)地震などの予期せぬ外荷重を受けるためである。現状の設計規格は過去の損傷事例や研究成果に基づいて定められている場合が多く、今まで経験していない外荷重に対しては構造上の弱点を有している。

2005年に発生した十勝沖地震により、やや長周期地震動によるタンクの浮き屋根がスロツシングにより沈没し火災が生じた⁽²⁴²⁻²⁴³⁾。これは、予期せぬ外荷重としてやや長周期地震に対する損傷防止の重要性が注目された出来事であった。損傷の原因はタンク自体の固有周期とやや長周期地震動の卓越周期が一致し、高さにして数メートルにもなるスロツシング現象が生じたために浮き屋根が座屈損傷し、その結果浮力を失ったためであった。

損傷した場合、被害が大きく復旧に時間がかかる設備や人身事故につながる設備はリスクを考慮した構造強化の研究が必要であると言える。

(3)圧力設備に経年劣化が生じたときの内部流体の漏えい防止評価が十分に研究されていないためである。現状、圧力設備を製作する時は強度評価基準で設計されるが、供用中の評価も製作時の強度評価基準が準用される。従って、供用時でも設計時の基準を下回れば、更新や補修が法規等で定められている。しかし圧力設備は経年的に必ず劣化(脆化・減肉・腐食・割れ・きず等)が生じるので、これらを製作時の基準で評価するのは不合理であり、本来は供用中の基準で評価すべきである。

しかし、現状は、これら供用時の合否判断評価基準がない。また、製作時の基準をベースに、従来、更新や補修が行われてきたので劣化した圧力設備の安全性評価や漏えい防止評価が今まで十分に行われていない。特に配管接続部に使用される管フランジの場合、フランジ締結部内に腐食が発生・進展した後の締結体の漏えい防止評価研究は行われていない。このような背景はあるが、強度評価基準で欠陥として見なされた劣化事象も、その程度によっては継続的に供用している場合が数多くあるのが現状である。このため事故防止の観点から、圧力設備に劣化が生じた際の圧力設備内の各部品/各部位等の力学特性解明と供用中の漏えい防止評価基準が必要とされている。今後圧力設備の経年劣化が益々進む中、このような漏えい防止評価などの機能性評価は急務の問題であると言える。

本研究は、圧力設備は必ず劣化するという前提に立ち、設備管理のP D C Aから劣化状況を十分に検査確認出来ない部位に注目し、その対応検査を合理的に遂行

できる方法を提案するとともに、圧力設備が劣化した際の圧力設備の信頼性向上のために「漏えい防止評価」を考慮して、圧力設備の安全裕度や管フランジ締結体の漏えい防止に関する保全指針を提案するものである。

本章では、巨大複合システムを維持管理（保全）の中から漏えい防止に関する研究を概括し、その成果をまとめると共に問題点を指摘する。さらに問題点を整理し、検討すべき研究課題を列挙し、本研究の目的意義を明らかにする。

1.2 従来の研究の概括

本節では、従来の圧力設備の設備管理に関する研究を概括し、その成果をまとめると共に未解決の課題を挙げる。

1.2.1 では、圧力設備の検査技術に関する研究について述べる。なお、以下の3つの分野での研究に分類する。

- (1)検査を行う前に設備の損傷機構を十分把握しておかないと損傷を検出できない。言い換えると、どのような背景があっても、きずのタイプと損傷の原因の特定や将来起こるかもしれない損傷の起こり易さと程度を推定することは石油精製および石油化学設備では重要であることをまとめる。
- (2)設備の信頼性を確保するためには非破壊検査技術が重要であり、設備の構造、材質、精度、検査費用、検査期間等の制約に応じて使い分ける必要があり、代表的な非破壊検査法の概要をまとめる。
- (3)圧力設備は構造、材質、技術、コスト、期間等の制約があり、すべての設備が十分に検査出来ている訳ではないが、近年は検査研究も進んでいるのでこれらの研究成果についてまとめると共に、非破壊検査の問題点をまとめる。

1.2.2 では、圧力設備の供用適性評価に関する研究について述べる。なお、以下の4つの領域での研究に分類する。

- (1)供用中の圧力設備の漏えい防止に関する評価のためには、非破壊検査によって検出されたきずがあっても、十分な安全裕度（許容応力ベースの安全率ではなく、破壊までの安全率）があり問題なく継続使用出来るという多くの研究成果により基に基準化された新しい考え方の「供用適性評価規格」とその規格成立の背景についてまとめる。
- (2)～(3) 現在の供用適性評価規格は、初期段階と比べると各段に技術進化してきたので1980年代から現在に至る規格の変遷について主なものをまとめる。
- (4)供用適性法を採用する場合には、その信頼性、すなわち、漏えいに対しての安全性が重要なパラメータとなるため、評価手法の技術的背景と検証結果の研究成果についてまとめる。
- (5)供用適性評価の研究について概括し、問題点をまとめる。

1.2.3 では、圧力設備の数多くの配管を接合するフランジ締結体に関する研究について述べる。

(1)～(8)フランジ締結体の信頼性および漏えい事故防止を議論するには、力学特性と密封特性を把握する必要があるので、フランジ設計法としてよく用いられる各規格の計算法および弾性論による解析、有限要素法による解析など、1920年代から現在に至る研究について主なものをまとめる。

(9)フランジ締結体の密封性能を議論する場合には、フランジ・ボルト・ガスケットを1つの力学系として取り扱う必要があるので、ガスケットの密封性能は重要なパラメータとなるため、現在までの研究成果についてまとめる。

(10)フランジ締結体は多本数のボルト・ナットで締結するため、締付方法によってはボルト軸力やそのばらつきが生じ、結果として締結体の密封性能に影響するため、ボルト締結に関する研究成果についてまとめる。

(11)ガスケットの密封特性とフランジ締結体のボルト締結の力学特性と密封特性及び締結に関する研究について概括し、問題点をまとめる。

1.2.1 圧力設備の検査技術に関する研究について

(1)石油精製および石油化学設備の検査の重要性

石油精製および石油化学設備の検査結果，見つかったきずや損傷は，当該部材が運転サービスに入る前の環境の結果である可能性もあれば，当該サービスに入ったことによる可能性も，その両方も有り得る．劣化の根本原因は，一つは，材料選定や詳細設計を含む設計時の配慮が不十分だったことによる可能性もあり，二つめには，当該設備が通常運転時もしくは過渡的な運転環境に晒された，厳しい環境条件との相互作用による場合もある．

この様に供用適性評価を複雑にしている因子の一つに，材料との相互作用が多用であることである．製油所や化学設備には多くの異なるプロセスの装置があり，その各々が，腐食性を持つ多くのプロセス流体と厳しい温度/圧力条件の組み合わせを有しているためである．しかし，この様な背景があっても，きずの形態と損傷の原因の特定や将来起こるかもしれない損傷の起こり易さと程度を推定することはきわめて重要であると言える．

一般に，石油精製および石油化学工業では，以下に述べるいくつかの形態の損傷が発生する．本論文では，最も多く発生する損傷形態である減肉を中心に述べる．

- (a)腐食，エロージョン，もしくはその両方による全面減肉および局部減肉
- (b)表面に開口した割れ
- (c)内部割れ
- (d)微小フィッシャーまたは微小ボイドの生成
- (e)冶金的变化

これらの一般的損傷形態のいずれも，単一もしくは複数の損傷発生，進展機構によって起こり，それらの損傷機構はいずれも，材料，プロセス環境および運転環境の非常に特殊な組み合わせの下で起きる．これらを把握するためにAPI(米国石油協会)はAPI571⁽¹⁾で，次のような観点からの指針を与えている．

- (f)プロセス設備に影響を与え得る損傷機構についての実践的な情報
- (g)予想される損傷の形態・範囲および時間依存性に関する情報
- (h)損傷を検出し，その範囲を測定し特徴付けるための効果的な検査情報

(2)非破壊検査の概括

前述したように設備の健全性を把握するためには，最初にきずや損傷の有無を確

認する非破壊検査 NDI(Non destructive inspection)が重要となる。この非破壊検査とは、放射線、超音波、電磁気の物理現象に対する試験体の応答特性がきずにより変化する特性を利用し、きずの有無とその存在位置、形状、および分布状態を調べ合否判定を行う技術である。

JIS Z 2300⁽²⁾非破壊検査用語では、基準を超えた許容出来ない有害きずを欠陥と定められている。ここで非破壊検査とは、いかに小さなきずを検出すれば良いというのではなく、試験体への作用応力や材料特性に応じて定まる基準値以上の大きさを持つ欠陥を高い確率で検出できるかが大切である。したがって、非破壊検査の原理・特長を良く理解し、試験体の材質、形状、環境条件および予想されるきずから最も適切な非破壊検査法を選定しなければならない。

以下に代表的な非破壊検査法の概要を述べる。

(a)放射線透過試験

X線や γ 線のような極めて波長の短い電磁波は物質を透過しやすく、その透過率は物質の種類と厚さによって異なる。一樣強度 I_0 の放射線を厚さ X 、線吸収係数 μ の試験体に透過させるとき、試験体を透過してきた放射線の強度 I は次式で与えられる。

$$I = I_0 \exp(-\mu X)$$

ここで、試験体内部に空洞のきずや異種物質があると、異常部と健全部では線吸収係数 μ が異なるため、透過後の放射線強度に違いが生じる。この原理を用いて、透過後の放射線強度をフィルム等にうつし、きずや欠陥などの陰影の映像として検出する方法であり、検査対象は内部きずである。

(b)超音波探傷試験⁽³⁾

人間が聞くことが出来る 20KHz までの可聴音以上である 1~10MHz の周波数で 0.1mm~数 mm 波長の音波を用いる。超音波パルスを試験体に送り込む振動子は、適当な方向に切り出された水晶、ジルコニアーチタン酸鉛などの圧電素子を単結晶薄板の両面に電極が付けられ、数 10~数 100V のステップ・パルスが印加される。欠陥などの不連続部で反射してきたパルスは、この素子によって受信され、電気信号に変換される。この様な送信または受信が出来るものを探触子と呼ぶ。波長が 0.1mm~数 mm と短いため、微小なきずからの反射が得られる。探触子と試験体の

間には空気層があり、密度とその物質の音速を掛け合わせた音響インピーダンスというパラメータが探触子、空気層および試験体で大きく異なるため、探触子で発生させた超音波パルスを試験体に入射できない。そのため、気体より音響インピーダンスが大きい液体（接触媒質と呼ばれるもので、水・油等が用いられる）を塗布して振動子により試験体に効率良く超音波パルスを入射させる。きずが無ければ、試験体の端面から反射が起きるが、きずが有る場合、音響インピーダンスの違いにより、きずに起因した反射パルスが得られる。この反射パルスを受信し、きずを検出する方法^(4,5)であり、きずからの反射パルスの大きさ、位置により、およそそのきずの大きさと位置が評価可能であり、検査対象は内部きずである。

(c)渦流探傷試験

高周波の交流電流を流したコイルを導体の試験体の表面に近づけるか、あるいはコイル内部に試験体を置くと、電磁誘導によって試験体内部に誘導電流が発生する。これを渦電流という。試験体内部にきずや材質の不均一部分があると、コイルによって発生した渦電流の大きさや分布が変化する。この渦電流の変化を試験コイルのインピーダンス変化として捉え、きずを検出する。ただし、渦電流の分布の変化は、試験体の導電率、透磁率、形状およびコイルと導体との距離の変化によって変わるため、これらの信号ときず信号とを位相情報から分離し、きず信号のみを取り出す信号処理が併用され、検査対象は表面きずである。

(d)磁気探傷試験

強磁性体の材料を磁化すると内部に磁束が生じる。このとき割れなどのきずが存在すると磁気抵抗差により磁束線の乱れ生じ、その一部は試験体の外部に漏えいする。これを漏えい磁束という。試験体の表面に強磁性体の粉末粒子を散布すると、この漏えい磁束部にその粒子が付着する。この集まった強磁性体粒子群による模様を観察し、きずの存在、長さ、形状を検出できる。強磁性粒子群の模様の幅は、きず幅より大きくなるので、微細なきずでも検出できる。しかし、きず深さの情報は得られない。一方、漏えい磁束の検出に強磁性体粒子を用いる代わりに、磁界検出センサーを利用し、きずからの漏えい磁束密度を直接電気信号に変換してきずを検出するのが漏えい磁束探傷試験であり、検査対象は表面きずである。

(e)浸透探傷試験

液体が細い隙間や割れ目の中に素早く浸み込む毛細現象を利用する。まず、毛細現象により、表面に開口している割れやピンホール等微細な割れや隙間や割れに液体を浸み込ませ十分浸透する時間放置する。その後、表面に付着している液体をウェスで拭取る。次に現像剤を利用し微粒子の被膜を試験体の表面に作り、きず中の浸透液を現像剤の微粒子の間隙に毛細管現象により吸い上げることにより、きず模様を検出する方法であり、検査対象は表面きずである。

(f)その他の非破壊試験

ひずみ測定、光弾性検査等々表面から作用応力を検出する試験、表面組織を拡大目視する試験、および材料に変形や亀裂が生じる際、材料内部に蓄えてられていた歪エネルギーを弾性波として放出する現象を利用したアコースティックエミッション (Acoustic Emission)試験等々もある。

(3)非破壊検査の問題点

石油精製および石油化学設備は、年月が経てば必ず劣化するものであり、前述した非破壊検査を用いて検査し、供用継続出来るかの判断が定期的に行われ、劣化の傾向監視が行われる。所が、全ての設備要素が十分に検査出来ていない問題点がある。その理由は

- (a)検査は出来るが、費用が高額。
- (b)検査は出来るが、検査のスピードが遅く期間内に全数検査が出来ない。
- (c)構造上の特性から、不十分な検査しか出来ない。
- (d)検査は出来るが、事前清掃を十分実施しないと、検査精度が低い、等々である。

上記(a)の代表例として

石油精製および石油化学設備は、設備規模にもよるが総延長は数百 Km に達する配管で接続されている。配管肉厚は運転圧力により異なるが概ね 6~10mm 程度で、熱放熱損出を防ぐために断熱材が施工され外面を薄い板金で保温工事が施工されている。この保温配管は経年と共に板金のシール材が劣化するとこの部位から雨水が浸入し 0.1~0.3mm/年程度の腐食率を示す外面腐食(Under Insulation Corrosion)と呼ばれる腐食が生じる。配管肉厚より 10~20 年程度経過すると漏えいする場合もある。しかし、健全性の検査を行うためには、簡易足場組立⇒保温解体⇒検査⇒保温組立⇒簡易足場解体の作業を要し、高額な費用を要する。よって、検査対象が数百

km と長いことから効率的な検査方法が要求されている。

最近では、その広い範囲の腐食状況を把握するために広域粗探傷技術が実用化されているが、それぞれ一長一短があり、検査対象物に応じて使い分ける必要がある。また、これらはほとんど外国製であり基礎的な実験データ等々ブラックボックスの点も多く、研究はまだ十分に行われていない。

ここで、運転中に検査するためには、内部流体の影響を受けないこと、きずの位置が特定できることが必須条件であり、そのためには超音波の中のガイド波が有望視されている。ガイド波とは数十 Kz 程度の低い周波数の超音波を配管に励起し、板厚全体に渡って振動しながら管軸方向に長距離伝搬させる方法で、この方法だと、部分的な保温解体だけで検査が可能となるが、この検査法が十分確立するための研究は未だ十分とは言えない。この検査精度向上のための実用的な研究が望まれている。

上記 (b)、(c) の代表例として

空冷式熱交換器チューブは肉厚が 2.77mm 程度と薄く、また本数も多く、内部流体が漏えいすると即大気側に出るので火災の危険性が高い。このため、定期的に全数検査をすることが望ましい。しかし当該チューブは熱伝達効率を上げるために、チューブ外周に溝を掘ってアルミニウム製のフィンが取付けてある。このフィン溝があるため、通常、管検査に用いられる渦流探傷試験法では、この溝を「きず」と認識してしまうので使用出来ない。したがって、現状は水を接触媒質とした水浸式超音波探傷試験が行われている。しかし、この方法の難点は検査スピードが遅く、全数検査が出来ないということである。また、このような圧電素子を用いた接触型の探触子では、接触状態によって受信波形が変化したり、検査効率が悪くなることもある。レーザー超音波、空中超音波、電磁超音波⁽¹⁴⁾などの非接触超音波法を用いると、接触状態を考慮する必要もなく、効率の良い検査が可能となる。しかし、非接触に伴う課題も多くあり、これらを解消できる非破壊検査技術の研究が必要であり、早急な改善が望まれている。

上記 (d) の代表例として

シェル&チューブタイプの熱交換器チューブは肉厚が 2.11~2.77mm 程度と薄く、また本数も多い。このタイプは内部流体がチューブから漏えいしても大気側には直接流出しないが、運転出来なくなるので全数検査が通常実施される。ところが、チ

チューブ材質が炭素鋼製で工業用水を冷却水として使用している場合、水質管理が不十分だとスケールが付着し、その下でデポジット腐食が生じる。検査は水を接触媒質とした水浸式超音波探傷試験が行われるが、精度の高い検査のためには、管内を高圧ジェットによるスケール除去が必要となる。

電磁超音波などの非接触超音波法を用いる方法もあるが、検査方法の選択子を広げる意味で、抜取り検査^(29,30)の研究が必要である。

1.2.2 圧力設備の供用適性評価に関する研究について

(1)供用適性評価(FFS:Fitness-For-Service)規格と成立背景

供用適性評価(Fitness-For-Service)⁽³¹⁾とは、欠陥や損傷を内在する供用中の圧力設備内の各部材の機械的健全性を示すために行われる定量的なエンジニアリング評価手法である。主に石油精製・石油化学産業の圧力容器、配管及びタンクに見られるきずを評価するための指針を与えるために開発され、検査にて検出されたきずが、安全に操業を継続できるかどうかを保証するための操業・補修・交換(run-repair-replace)の判断をするために使用することができる。

この規格は当初 APIRP 579⁽³²⁾として基準化され、API 510⁽³³⁾、API 570⁽³⁴⁾及び API 653⁽³⁵⁾における要求を補完する意図でも作成されており、古い機器を継続して運転する際の運転員や周辺地域の安全の保障、技術的に確実な FFS 評価手順の提供、様々な異なる産業界の従事者でも一定の余寿命評価ができることの保証、および古いプラントの稼働率と長期に亘る経済的な継続性を維持するための既存設備の保全や運転の最適化をサポートする目的を有している。

日本においては、高压ガス保安法が平成 13 年性能規定化することにより、高压ガスの製造許可又は届け出時及びその後において、常用の圧力などに対して十分な強度を有するなど各保安規則の関連規定を満たす必要があるが、その具体的な内容については、これらの関連規定を満たす範囲で事業者において設定することが可能であるとしている。このような条件に対して、これまでは維持に関する明確な基準が存在しなかったため、言いかえると、設備を維持する研究がほとんど行われていなかったことにより、圧力設備の各部位や部品は製作にかかわる特定設備検査規則を準用してきたが、上記 API579⁽³²⁾のような供用中の圧力機器の強度を評価診断できる規格が世界的にも認められるようになってきた。しかし、供用中に圧力設備内の各部位や部品が減肉しても十分な安全裕度があり問題なく継続使用できるという新しい考え方は、残念ながら、石油精製・石油化学工業では法的に認可されていない。この理由として、供用中における圧力設備の各部位や各部品の強度評価と管フランジ締結体などの密封性能に関する研究が不十分なためと言える。

したがって、FFS 結果の安全裕度を研究証明することは、解決すべき急務の問題であると言える。

FFS 基準整備の最初の活動は、1991 年に 25 社のスポンサーのもと新規プロジェクト Material Properties Council (MPC)による Join Industry Project (JIP) が米国

で発足され、実験を含む破壊力学的検討を行った。

この背景にある動機は、プラントの安全性であった。圧力容器や配管等の設備は長期運転すれば必ず経年劣化するが、現行法規では製作時の設計規格が適用されるために供用後に検出された欠陥が無害なものであっても、割れや必要最小肉厚未満の欠陥は許容されない。しかし、このような欠陥を評価して放置できれば信頼性向上と安全確保に繋がり、かつ圧力設備の保全費も低減させられる運転が可能となる。このため、割れや欠陥を有する圧力設備の「欠陥評価技術」即ち、「限界まで使用する技術の標準化」を構築したいという企業の声が大きくなってきた。しかし、企業独自の標準では米国各州の立法政府が法的に認めづらいこともあり、きずや損傷を伴って圧力機器を運転する際に圧力機器の健全性が安全に維持されることの公的認知を目的に、この欠陥評価手法を API 規格化するための技術検討が開始された。さらに、US OSHA 1910 PSM 法⁽³⁶⁾を遵守していることを示すためにも、この欠陥評価手法が必要だった。

新しい FFS 基準の整備の出発点として、MPC JIP の委員らによる既存の各国の FFS 基準の再調査が 1991 年に開始されたが、この再調査の結果によると、石油精製・石油化学産業で見られる典型的なきずや損傷の多くをカバーする包括的な FFS 基準は存在しないとの結論であった。さらに、企業独自に作成された多くの FFS 手法の存在、一企業単独で行うことの出来ないほどの複雑さ、ならびに米国の地方管轄による承認を得ることの必要から、新しい基準に対するニーズが生じていた。したがって、JIP は、石油精製・石油化学産業のための包括的な FFS 基準を提供することのできる FFS 技術の整備の開始を決定した。この事業の成果は、MPC FFS JIP Consultant's Report ⁽³⁷⁾としてまとめられ、FFS 基準の整備を担うことになる API CRE FFS Task Force へと引き継がれた。

FFS 評価はその機器が継続して供用されるかどうかを決定するためのエンジニアリング的な解析手法である。ここでいう機器には、きずの内在、既存の設計基準に合わない、またはもともとの設計条件よりも厳しい環境におかれていることなどが予想される。したがって FFS 評価によって得られるものは、その機器がそのまま、部分的改造、補修、監視または交換して運転するかどうかの判断であり、検査間隔に関する指針も与えられるものであり、通常以下に示すような工学的なアプローチを必要とする。

(a) 損傷メカニズム/材料の挙動に関する知見

- (b) 過去ならびに将来にわたる運転や運転員とのやりとりに関する情報
- (c) 非破壊検査（きずの位置や寸法）
- (d) 材料特性（環境の影響）
- (e) 応力解析（主に有限要素解析）
- (f) データ解析（エンジニアリング信頼性モデル）

上述のアプローチに基づき、API CRE FFS Task Group は、MPC JIP が作成した初版の FFS 評価手順を改良及び大幅に発展させ 2000 年 1 月に供用適性評価規格（API RP 579）が発行された。2007 年には API-ASME 規格⁽³⁸⁾として整備され、石油以外の機械工業分野でも FFS が使用できるようになった。

(2) API 579 発行以前の評価方法

(a) 欧州

1980 年に世界で初めて PD6493 より亀裂の CTOD（亀裂開口変位）の運用を試みた規格⁽³⁹⁾が発行された。但し、塑性崩壊を考慮していない事や基本となる計算式は経験則という保守的な内容であった。その後、この PD6493 は 11 年後の 1991 年に弾塑性手法を取り入れた 3 段階のアプローチを取り入れた FAD（Failure Assessment Diagram：破壊機構図）手法に改訂⁽⁴⁰⁾された。但し、体積欠陥（局部減肉、ブリストア、グラインダー跡）は考慮されていなかったが、1999 年にこれら体積欠陥を考慮し BS7910^(41,42)として全面改訂された。

(b) 米国

米国では 1984 年に ASME B31G⁽⁴³⁾が、内圧のみ作用するパイプラインの局部減肉指針として発行された。その後同指針は 1991 年に改定されたが、BS と同様に体積欠陥に対する配慮の欠如に加えて材料劣化も考慮されていなかった。なお、API 579 が発行される前はパイプラインの減肉評価は下記の規格により行われていた。

(i) 圧力容器：API 510⁽³³⁾

これは、下記の長さ L の領域で測定肉厚の平均をとり、平均測定肉厚 (t_{am}) を求め、(1.1)及び(1.2)式で強度評価を行うもの。

直径が 60inch 以上の場合は、直径/2 と 20inch の小さい方を L

直径が 60inch 未満の場合は、直径/3 と 40inch の小さい方を L

下記の（式 1.1）及び（式 1.2）両方満足すれば合格

$$\text{平均測定肉厚 } (t_{am}) - \text{腐食代 (FAC)} \geq \text{必要最小肉厚 } (t_{min}) \quad (1.1)$$

$$\text{測定最小肉厚 (}t_{mm}\text{)} - \text{腐食代 (FAC)} \geq 0.5 * \text{必要最小肉厚 (}t_{min}\text{)} \quad (1.2)$$

但し、孔食の場合は以下の条件が満たされる限り無視することができる.とされていた.

* 孔食深さが肉厚の半分未満であること.

* 孔食領域が任意の位置における半径 20 cm の円内で 45 cm² を越えないこと.

* この円内で任意の直線上に存在する孔食の径合計が 5 cm を越えないこと.

(ii)配管：API 570⁽³⁴⁾

ASME B31G⁽⁴³⁾, API 510⁽³³⁾の手法, ASME SEC II Div2 Appendix I⁽⁴⁴⁾の手法を自由に採用して評価して良いとされていた. これらの評価ルールは長年使用された実績を有しているが, ほとんどが経験則的なものであり, その制限を緩和できるか否かの技術的研究は不十分であった.

この様な背景のもと, これらの技術的背景を論理的に解明するために研究が開始された.

(3)現状の減肉評価規格

現在は下記の 8 つの欠陥評価規格があるが, それぞれ適用分野及び範囲が異なっているため, これらを下記に示す.

(a)配管

ASME Case N488⁽⁴⁵⁾

減肉形態：原子力用配管内面側のエロージョン・コロージョンが対象

材料：炭素鋼と低合金鋼に適用

作用圧力：内圧のみ対象（外圧は対象外）

評価部位：配管の直管のみ（エルボー，レデューサー，分岐部が対象）

ASME Case N597⁽⁴⁶⁾

減肉形態：原子力用配管の内外面腐食が対象

材料：炭素鋼と低合金鋼に適用

作用圧力：内外圧共に対象

評価部位：配管直管及びエルボー，レデューサー，分岐部も含む

ASME B31G⁽⁴³⁾

減肉形態：一般産業用配管の内面側腐食が対象

但し、溶接近傍の腐食や機械的損傷及び製造欠陥は対象外

材料：溶接可能な炭素鋼や高強度低合金鋼が対象

作用圧力：内圧のみ対象

評価部位：ASME B31 系列配管（直管及びエルボー、レデューサー分岐部含む）

API 570⁽³⁴⁾

配管の減肉を対象として以下のような表現をしているが、具体的な手法は提示していない。（ASME B31G や詳細な応力解析による 等）

(b) 圧力容器

ASME Case N2243⁽⁴⁷⁾

減肉形態：円筒胴の内外面腐食が対象

材料：鍛造機器は対象外

作用圧力：内圧のみ対象

評価部位：ASME SECVIII Div 1 で製作された機器

API 510⁽³³⁾

圧力容器の減肉を対象とし減肉部分を平均肉厚で評価する。

(c) 配管及び圧力容器

BS7910 Annex G⁽⁴⁸⁾

減肉形態：内外面腐食が対象

材料：降伏強さ 550N/mm^2 以下で且つ降伏強度／引張強度の比が 0.9 以下の材料が対象。尚、API GrB 配管は対象外

作用圧力：内圧のみ対象

評価部位：配管及び圧力容器（球形胴も対象）

API 579(2000)⁽³²⁾

減肉形態：内外面腐食が対象

材料：ASME 規格で許容している材料

作用圧力：内外圧共に対象

評価部位：配管及び圧力容器（球形胴も対象）

但し、配管及び圧力容器の規格内容は、API 579⁽³²⁾と BS7910^(41,42)の 2 つの規格にほとんど包含されているので、この 2 つが代表的規格である。これらの規格の差異は、API は主に石油精製・化学設備でよく見られる広範囲の損傷タイプをカバー

するのに対して、BS の場合は、業種は限定せずに主に溶接継手及びその廻りの欠陥を取扱っている。

以下に比較を示す。

(i)API579はASMEコードを使用して作られており、評価結果はASMEの安全率と一致している。尚、他の設計規格を使用した機器にも適用できるが、評価手順の適切な解釈が必要になる。

(ii)BS7910は、特定の産業界、デザインコード、材料によらず、全ての金属構造物に適用できる。

(iii)API579は石油精製、石油化学に多く見られる色々な減肉を広くカバーしている。

(iv)BS7910は主に溶接部の疲労及び欠陥評価を扱い、付属書として目違い、複合荷重、残留応力の影響、破壊前リークのような応用例をカバーしている。

(v)API579は現場のインスペクターやプラントエンジニアが最小の検査情報で利用できるよう設計されている。

(vi)BS7910は破壊力学の技術的な専門性が要求され、破壊パラメータの計算とデータが必要である。

(vii)API579は米国をベースに構成された組織でサポートされる。

(viii)BS7910は英国で開発され、TWIが主に研究、訓練、ソフトウェア化をサポートしている。

(4)FFS 評価手法の技術的背景と検証

API579⁽³²⁾における各種の式及び数値は基本的に ASME B31G⁽⁴³⁾をベースとして実験で確認されているが、定性的には「き裂や減肉は廻りの残存面積で補償される」という基本的な考え方、定量的には SIMS⁽⁴⁹⁾の式によっている。

即ち、実際に減肉した位置、方向、深さ、長(CTP : critical Thickness profile と呼ばれる)を求め、必要最小肉厚又は残存強度係(RSF : Remaining Strength Factor)⁽⁵⁰⁾と比較して合否判定を行い、3段階の評価レベルで評価される。

API 579 では、それぞれのきずや損傷タイプに対して、その保守性、評価に必要な情報量、評価を実施する使用者の技量、ならびに評価の複雑さの間でバランスがとれるようにしてある。レベル 1 はもっとも保守的だが、最も簡便な評価である。評価レベル 1 で許容できる結果を示さなかったり、その決断のための明確な根拠が得られなかったりした場合に、評価手法に制限されない限りレベル 1 からレベル 3 へ

順を追って評価を進める方式を採用している。(51)

(a) レベル 1：最も安全側で保守的評価

このレベルで示されている評価手法は、限られた量の検査や部材に関する情報を基に、保守的なスクリーニングを行うためのものである。

レベル 1 評価はプラント検査員またはエンジニアのいずれによっても実施することができる。

(b) レベル 2：より精度のある詳細解析

このレベルによる評価は、レベル 1 よりもより保守性を制限した、より詳細な評価を行うためのものである。レベル 2 では、レベル 1 と同様の検査情報が要求される。しかし、さらに詳細な計算が行われる。レベル 2 評価は通常プラントエンジニアまたは FFS 評価の経験豊富で高い見識のある専門家によって行われる。

(c) レベル 3：有限要素法による詳細解析^(52,53)

このレベルによる評価は、レベル 2 よりもさらに保守性を制限した結果に基づき、最も詳細な評価結果を得るためのものである。レベル 3 評価では、最も詳細な検査ならびに部材の情報が通常求められ、推奨される解析は有限要素解析などの数値解析手法である。レベル 3 評価はもともと FFS 評価の実施について経験豊富で見識の高い専門家による使用を目的としている。

このように API 579 で用いている評価レベルの定義は、そのほかの基準で使用されているものとは大きく異なっている。

(5) 残存強度係数の検証

ここで、残存強度係数 (RSF: Remaining Strength Factor) は、減肉評価のみならず孔食評価や変形評価でも使われている概念で以下の形で定義されている。

$$RSF = L_{DC}/L_{UC} \quad (1.3)$$

L_{DC} ： 損傷を受けた部材の極限荷重もしくは塑性崩壊荷重

L_{UC} ： 損傷を受けていない部材の極限荷重もしくは塑性崩壊荷重

つまり、「当該部材に損傷が生じたことで、損傷前に比べて耐荷重性能がどれだけ低下したか」を表す数値が RSF である。この RSF が各指針の定める一定の許容値 (RSF_a) を下回った場合に、許容不可の評価が下ることになる。

減肉評価におけるRSFの計算は、「減肉部の残存断面積が元の部材断面積に比べてどれだけ減少しているか」を、比の形で求めることが基本となる。減肉が広範囲に渡って比較的均一である「全面減肉」の評価では、減肉領域の残存肉厚の平均値を使った「平均減肉法:the thickness averaging method」が採用されている。この平均減肉法の考え方は、「部分的に減肉が設計時の必要最小肉厚(t_{min})を割っている場合でも、一定の評価区間 L を設定し、その区間内での肉厚の平均値が t_{min} を上回っていれば、全体の構造健全性に問題はないと考える。Fig.1.2.1は平均減肉法のイメージを示す。

この考え方は、API579成立前の複数の規格で評価法として採用されており、現在まで使用されてきた実績がある。しかしその評価式は経験則ベースであり、現行の適用制限を拡張するために必要となる技術的基盤⁽⁵⁴⁾はない。

この評価区間 L の設定方法について概説する。

まずAPI510では、評価区間 L を次のように設定し、この区間内の肉厚の平均を取って、これを測定最小肉厚とする($t_{mm}=t_{am}$)ことが記載されている。

$$L = \min[D/2, 20(\text{inch})] : D \leq 60\text{inch} \text{ の場合} \\ = \min[D/3, 30(\text{inch})] : D > 60\text{inch} \text{ の場合} \quad (1.4)$$

ここで D は圧力容器の外径

一方、タンクのAPI653では、 L を次のように定義されている。

$$L = \min[3.7\sqrt{Dt_2}, 40(\text{inch})] \quad (1.5)$$

ここで D はタンクの内径、 t_2 は測定された最小肉厚値(= t_{mm})

API579における L の定義は次のとおりであり、API653の(式1.5)に近い形であることが判る。

$$L = Q\sqrt{Dt_{min}} \quad (1.6)$$

ここで t_{min} は設計時の必要最小肉厚。 Q は許容残存強度係数 RSF_a と残存板厚比 R_t から定められる係数

上記(1.6)の係数 Q は RSF_a と $R_t=(t_{mm}-FCA)/t_{min}$ の関数なので、(1.6)で得られる L は、「タンクのAPI653の規定を t_{mm} から t_{min} ベースに置き換え、複数の t_{mm} と RSF_a に対応するために係数 Q を別表の形で用意したもの」と考えることができる。

このように、API 579における全面減肉評価は、基本的にタンクのAPI653をベースにAPI579の適用範囲である機器や配管でも利用可能なように修正を加えたもの

と考えることができる。

一方、局部的に減肉の大きい箇所がある「局部減肉」の評価においては、より詳細な断面積計算に加えて、記号 M_t で表されるFolias (Bulging) Factorを同時に計算し、部材形状と減肉形状に依存する補正を行う「有効面積法」が採用されている。全面減肉評価における「平均減肉法」は、見方を変えると「減肉領域を、長さ $L \times$ 深さ $t_{nom} - t_{am}$ 」の矩形にモデル化して評価」していることになる。

この減肉領域のモデル化をより精確な形で行うため、「半楕円形状」などでモデル化する試みが古くから行われてきた。 Fig.1.2.2は半楕円形状のモデルを示す。

「有効面積法(the effective area method)」と呼ばれるこの手法はそもそも、き裂状きずを破壊力学的手法で評価するために1960年代に考案されたもので、その応用として腐食などによる減肉領域へ適用されるようになった経緯がある。 Fig.1.2.3は円筒胴における減肉を半楕円形状へしたモデル化を示している。この様に減肉深さを長手方向に投影したCTP (Critical Thickness Profile)を設定し、これを半楕円状にモデル化する。有効面積法では、このときの部材の崩壊応力 σ_{fail} を次のように定義する。

$$\sigma_{fail} = \sigma_{flow} M_s \quad (1.7)$$

$$M_s = \frac{\sigma_{fail}}{\sigma_{flow}} = \left(\frac{1 - \left(\frac{A}{A_0} \right)}{1 - \left(\frac{1}{M_t} \right) \left(\frac{A}{A_0} \right)} \right) \quad (1.8)$$

σ_{flow} : 材料の流動応力

A : 減肉部の断面積

A_0 : 減肉前(オリジナル)の断面積

M_t : Folias (Bulging) Factor (貫通きずにおける)

ここで出てくる係数 M_t は、Bulging(膨れ) Factor, もしくはこの分野で著名な研究者の名前を取ってFolias Factor^(55,56), または「表面補正係数」(Surface correction factor)と呼ばれる。

例えば円筒部材の長手方向に長い貫通き裂がある場合、部材に内圧による周方向応力が加わると、き裂の存在によって局部的な剛性が低下し膨れ変形を起こすが、これに対応してき裂の無いときには存在しなかった二次的なモーメントが新たに発生する。このように、湾曲した部材の表面にき裂が存在することで発生する膨れ変

形の影響を数値化したものが、Folias (Bulging) Factorと呼ばれる係数である。

Fig.1.2.4はFolias (Bulging) Factorのイメージを示す

Folias Factorは部材の形状とき裂長さの関数であり、き裂モデルが決まれば形状係数として扱うことができる。1960年代から現在まで、Folias Factorを得るためのさまざまな式が提案されてきた。最終的な結論はまだ得られていないが、API 579のAppendix D D2.3項に詳しい。

このFolias Factorは、レベル1評価の式はASME B31Gと同じもの、レベル2評価の式は1960年代にFoliasが最初に提案したものである。

$$\text{レベル1評価用： } M_t = \sqrt{1 + 0.48\lambda^2} \quad (1.9)$$

レベル2評価用（円筒胴の場合）：

$$M_t = \sqrt{\frac{1.02 + 0.4411(\lambda)^2 + 0.0006124(\lambda)^4}{1.0 + 0.02642(\lambda)^2 + 1.533(10)^{-6}(\lambda)^4}} \quad (1.10)$$

式(1.9), (1.10)ともに, $\lambda = 1.285 \frac{s}{\sqrt{Dt}}$: λ をシェルパラメータと呼ぶ。

ここに s は減肉領域の長さ, D は部材の径, t は部材肉厚。

なお, 式(1.8)の M_s は, 元来が貫通き裂用である Folias Factor を非貫通きず (減肉含む) に適用するための修正係数である。式(1.8)の形は実験的に得られたもので, 同じものが米国の原子力向け維持規格である ASME B&PV Code Section XI⁽⁵⁷⁾でも用いられている

この M_s は, 式(1.7)を変形した式(1.8)の中間項から推察されるように, 減肉評価で重要な意味を持つ残存強度係数 RSF と等価である。API579の局部減肉評価のレベル1評価では, 式(1.8)を肉厚ベースで表した式が RSF であり, レベル2評価では式(1.8)自体が計算各区分における RSF_i の定義式となっている。

局部減肉評価に有効面積法を使った初期の代表的規格が, ASME の配管評価規格 B31G(1984年初版)である。1960年代から70年代にかけて実施された破壊試験結果をベースに開発されたこの規格は一連の局部減肉評価の出発点になっている。

この ASME B31G では, 長さ L, 深さ d の減肉領域を半楕円にモデル化し, このときの減肉領域の断面積を $A=2/3Ld$ とみなす。

式(1.8)より, $M_s=RSF$ は次のように計算される。

$$RSF = M_s = \left(\frac{1 - \left(\frac{2}{3}\right)\left(\frac{d}{t}\right)}{1 - \left(\frac{2}{3}\right)\left(\frac{d}{t}\right)\left(\frac{1}{M_t}\right)} \right) \quad (1.11)$$

ASME B31G の評価法は、簡便さに主眼を置いて開発されたために、やがてその結果の保守性を指摘されるようになり、改良の提案がなされるようになる。API579 は、Sims らの提案(1991 年)⁽⁴⁹⁾をレベル 1 評価のベースに、また、コンピュータプログラム RSTRENG(1989 年)の計算手順⁽⁴⁴⁾をレベル 2 評価のベースに、それぞれ採用している。

Sims の式は、ASME B31G における半楕円モデルを元の矩形モデルに戻した点と、 $R_t = (t_{mm} - FCA) / t_{min}$ の形で以下のように表現している点を除くと、B31G の内容とほぼ同じ形をしている。

$$RSF = M_s = \left(\frac{R_t}{1 - (1 - R_t)\left(\frac{1}{M_t}\right)} \right) \quad (1.12)$$

$$M_t = \sqrt{1 + 0.8\left(\frac{s^2}{Dt}\right)}$$

Sims の式の特長は、式(1.10)が適用できる減肉幅 w_{sm} について次のような制限を設け、この式(1.11)を満たさない「狭い溝」については、Folias Factor = M_t を次の式(1.12)のものに置き換えるよう提案していることである。

$$w_{sm} > 6(t_{min} - t_{mm}) \quad (w_{sm} : \text{減肉(溝)の幅}) \quad (1.13)$$

$$M_t = \sqrt{1 + 2.5\left(\frac{s^2}{Dt}\right)} \quad (1.14)$$

API 579 は、この Sims の「狭い溝」の式(1.14)は採用されなかった。

一方、レベル 2 評価で採用されたのは、ASME B31G の考え方を発展させ、さらに、繰り返し計算に強いコンピュータ用にプログラム化した、RSTRENG ソフトウェアの計算手順である。

この手法をひとことで表すと、次のようになる。

「減肉領域を矩形や半楕円にモデル化するのをやめ、断面形状を細部に区切って各

部の断面積を(数値積分法により)逐一計算して、式(1.8)から区間ごとの $RSF(RSF_i$ とする)を都度計算し、その中で最小の RSF_i を全体の RSF とする」

繰り返し計算を行うことと、個々の評価式の複雑さから、何らかの計算ソフトの利用がほぼ必須となるレベル 2 評価であるが、式(1.7)、(1.8)に代表される有効面積法の考え方の観点からは、レベル 1 など他の評価法よりも明らかに高い精度の RSF が期待できることが分かる (58-62)。

なお、先に述べた **Folias Factor** の前提 (円筒胴などの軸方向に長いき裂の存在) から分かるように、局部減肉評価に関する式は、すべて長手方向減肉(作用応力としては周方向応力)を対象とするものであり、採用経緯は **Osage** の **WRC** 文献⁽⁶¹⁾に概要が述べられている。レベル 1 評価では長手方向減肉評価の場合とよく似た評価線図(**FAD**)を使って評価することになるが、この線図はレベル 2 評価の式をレベル 1 相当の評価条件で計算して得たものであり、そのレベル 2 の評価式はここまで紹介した RSF ベースの評価法とは異なる手法を用いているので、本章では説明を割愛する。

FFS 評価手法の技術的背景と実際の使用による検証は現在一連の **WRC bulletins**⁽⁶²⁻⁶⁵⁾から刊行され、以下のような項目を網羅している。

- (i) 亀裂状傷に関する既存の **FFS** 許容限界の再調査
- (ii) 圧力機器におけるエロージョン/コロージョン、孔食、ブリストア、シェルの変形、溶接継手のずれ、バルジならびにへこみの評価に対する手法
- (iii) 表面ならびに埋没した亀裂に対する新しい応力拡大係数による手法
- (iv) 局部減肉に対する **FFS** 評価手法の概要と検証
- (v) 孔食に対する **FFS** 評価手法の概要と検証
- (vi) 溶接継手のずれとシェルの変形に対する **FFS** 評価手法の概要
- (vii) 亀裂状きずに対する **FFS** 評価手法の概要と検証
- (viii) クリープ損傷に対する **FFS** 評価手法の概要と検証

(5)まとめ

供用適性(**FFS**)評価は、きずもしくは損傷を内在する供用中部材の構造健全性を確認するために用いられる定量的かつ工学的評価法である。**API 579** は石油精製および石油化学分野において、設備の **FFS** 評価を行うための指針を与えるものとして策定され、発行以後、石油精製および石油化学分野における **FFS** 評価の国際的デファ

クト・スタンダードとなった。この評価手法は、検査で特定されたきずが内在する圧力設備を安全に継続使用可能できるかを確認するための、「(継続)使用-補修-交換」の決断(run-repair-replace decisions)に用いることができる。

FFS は、経年設備の使用可能寿命を延長することができ、場合によっては新設圧力設備にきず、または損傷を有する際に、補修なしで運転に入ることを認めることもできる強力な技術である。多くの場合、かなりのコストセーブを実現することができる。これは、FFS を用いれば、オーナー/ユーザーは次の計画シャットダウンまでの間、安全面での評判を落とすような妥協なしに技術検討時間が得られる。そしてその結果、計画外の運転停止時間を最小化させて設備を運転することができるからであり、多くのケースで補修または更新を避けることができる。

このため、FFS を採用する際、きず、または損傷を受けても強度と密封性能を確保できるかの判断を行うために安全裕度を把握することは重要な研究課題である。

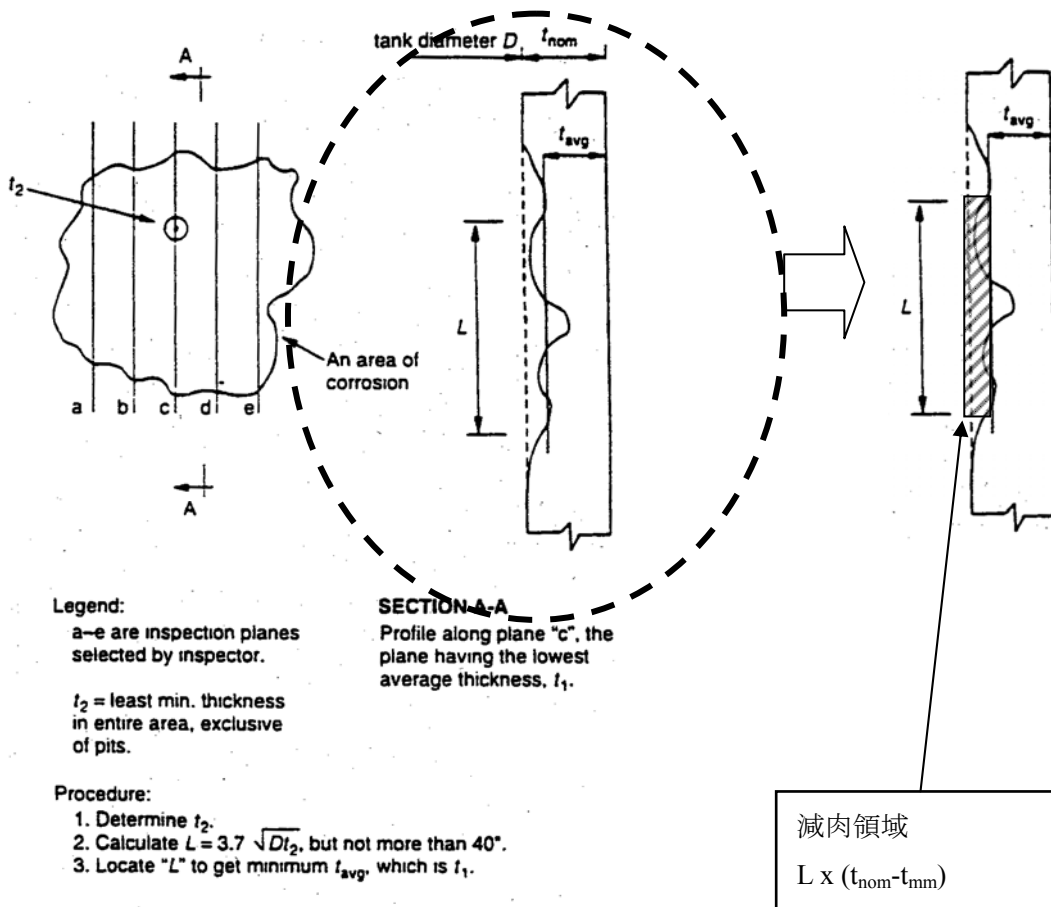


Fig.1.2.1 Image of thickness-averaging method

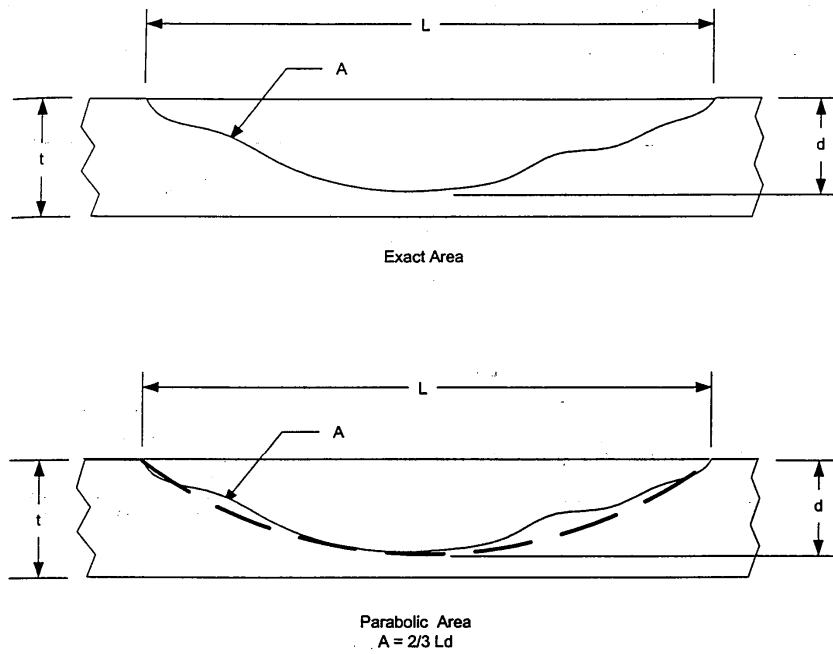


Fig. 22—Representation of metal loss used in the ASME B31G criterion

Fig.1.2.2 Semi-elliptical LTA modeling in effective-area method⁽³⁷⁾

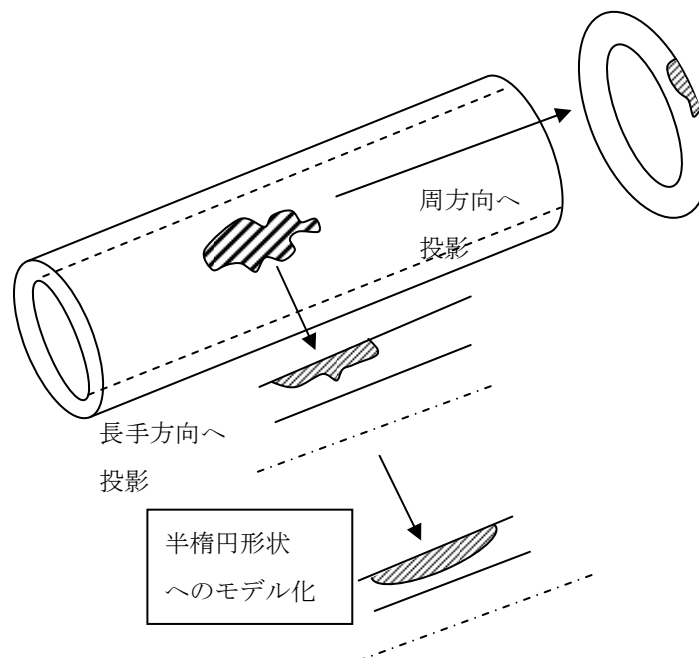


Fig.1.2.3 Projection and modeling of LTA in Cylindrical component

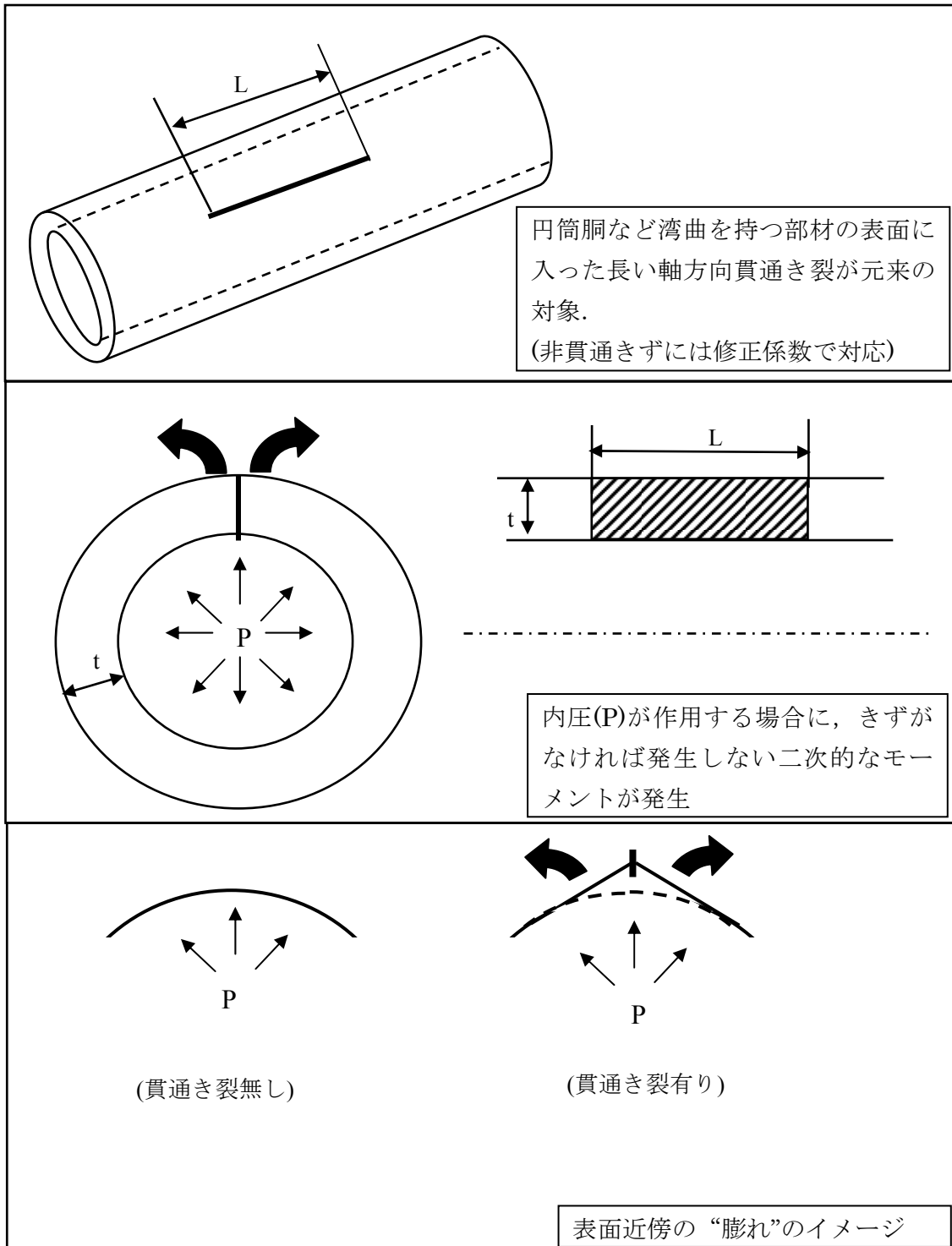


Fig.1.2.4 Bulging Factor

1.2.3 フランジ締結体に関する研究について

本節では、従来のフランジ締結体に関する研究を概括し、その成果をまとめると共に未解決の問題を挙げる。

本論文の内容とは直接には関係しないが、巨大システムの安全運転のためには、このようなフランジ締結体の信頼性および強度保障は重要な問題である。例えば、管フランジ締結体を構成するボルト・ナット、特にナットが腐食する事例が見られるが、ナットの腐食により締結体強度および密封性に影響を及ぼすことが推測される。このため将来の更なる研究の深化のため、この分野の研究を概括しておくことにする。

(1)~(8)では、フランジ締結体の力学特性と密封特性に関する研究について述べる。従来のフランジ設計法としてよく用いられる各規格の計算法および弾性論による解析、有限要素法による解析など、1920年代から現在に至る研究について主なものをまとめる。

(9)では、ガスケットの密封特性に関する研究について述べる。単体の密封特性は本研究の対象とはしないが、フランジ締結体の密封性能を議論する場合には、フランジ・ボルト・ガスケットを1つの力学系として取り扱う必要があり、ガスケットの密封性能は重要なパラメーターとなるため、現在までの研究成果についてまとめる。

(10)では、フランジ締結体のボルト締結に関する研究について述べる。フランジ締結体は多本数のボルトで締結するため、締付方法によってボルト軸力やそのばらつきに違いが生じ、結果として密封性能に影響するため、ボルト締結に関する研究成果についてまとめる。

(11)では、ガスケットの密封特性とフランジ締結体のボルト締結の力学特性と密封特性及び締結に関する研究について概括し、問題点を述べる。

Table 1.2.1 はフランジ締結体に関する研究分野と主な研究の一覧を示す。

Table 1.2.1 フランジ締結体に関する研究分野と主な研究一覧

研究分野	主な研究
フランジ応力解析	Waters ⁽⁹⁰⁻⁹⁴⁾ , 林 ⁽⁹⁵⁾ , 西岡 ^(96, 97) 森田 ^(98, 99) , Timoshenko ⁽¹⁰²⁾ , 尾田 ⁽¹⁰⁸⁾
フランジ塑性解析	Schwaigerer ⁽¹⁰³⁾ , Lake ⁽¹⁰⁴⁾
管フランジ締結体の剛性計算	Wesstrom ⁽¹⁰⁰⁾ , 河村 ⁽¹¹²⁻¹¹⁵⁾ , 大山 ⁽¹¹⁹⁾ , Bouzid ⁽¹²⁰⁻¹²²⁾
弾性論によるボルト締結体の解析	吉本 ⁽¹²⁴⁾ , 沢 ^(127-129, 157) , 諸星 ⁽¹³⁰⁾
弾性論による管フランジ締結体の解析	沢 ^(131-133, 135, 158, 161) , Sawa ⁽¹³⁴⁾ , 諸星 ⁽¹⁵⁹⁾ , Kumano ⁽¹⁶²⁾ 勝尾 ⁽¹⁶³⁾
フランジ締結体の有限要素解析	沢 ^(135, 142) , 福岡 ⁽¹³⁶⁻¹³⁸⁾ , 高木 ^(139, 200) , Shoji ⁽¹⁴⁰⁾ , Nagata ⁽¹⁴¹⁾ , Sawa ⁽¹⁴³⁾ , Bouzid ⁽¹⁴⁴⁾ , Takaki ⁽¹⁴⁵⁾ , 松本 ⁽¹⁶⁰⁾ 佐藤 ⁽¹⁷⁰⁾ , 福岡 ⁽¹⁹⁸⁻¹⁹⁹⁾
曲げモーメントを受ける管フランジ締結体	Rodabaugh ⁽¹⁴⁹⁾ , Bouzid ⁽¹⁵⁰⁾ , Marchand ⁽¹⁵¹⁾ , Bibel ⁽¹⁵²⁾ , Birembaut ⁽¹⁵³⁾ , 安藤 ⁽¹⁵⁴⁾ , Koves ⁽¹⁵⁵⁾ , Dekker ⁽¹⁵⁶⁾ , 沢 ⁽¹⁵⁸⁾ , 諸星 ⁽¹⁵⁹⁾ , 松本 ⁽¹⁶⁰⁾
熱荷重を受ける管フランジ締結体	沢 ⁽¹⁶¹⁾ , Kumano ⁽¹⁶²⁾ , 勝尾 ⁽¹⁶³⁾ , Maile ⁽¹⁶⁴⁾ , Brown ⁽¹⁶⁵⁾ , Nechache ⁽¹⁶⁶⁾
フランジ締結体の密封特性	沢 ^(135, 142) , Sawa ⁽¹⁴³⁾ , Bouzid ⁽¹⁴⁴⁾ , Takaki ⁽¹⁴⁵⁾ , Rodabaugh ⁽¹⁴⁹⁾ , Bouzid ⁽¹⁵⁰⁾ , Marchand ⁽¹⁵¹⁾ , Bibel ⁽¹⁵²⁾ , Birembaut ⁽¹⁵³⁾ , 安藤 ⁽¹⁵⁴⁾ , Koves ⁽¹⁵⁵⁾ , 松本 ⁽¹⁶⁰⁾
漏えいを考慮したフランジ締結体設計法	Crowly ⁽¹⁸³⁾ , Payne ⁽¹⁸⁷⁾ , 大山 ⁽¹⁸⁶⁾ , 山中 ⁽¹⁹³⁾ , 辻 ⁽²⁰⁷⁾
RTJ フランジ締結体	Eichenberg ⁽¹⁶⁷⁾ , 森下 ^(168, 169) , 佐藤 ⁽¹⁷⁰⁾
ガスケットの密封特性	Rosseheim ⁽¹⁷²⁾ , 西田 ^(173, 184) , Raut ⁽¹⁷⁴⁻¹⁷⁵⁾ , Derenne ^(176, 177, 181) , Birembaut ⁽¹⁷⁸⁾ , Nau ⁽¹⁷⁹⁾ , Marchand ⁽¹⁸⁰⁾ , Asahina ⁽¹⁸²⁾ , Kobayashi ⁽¹⁸⁹⁻¹⁹¹⁾ ,
ガスケットのクリープ挙動	Kobayashi ⁽¹⁹⁴⁾ , Bouzid ⁽¹⁹⁵⁾
ボルト締付け	Bibel ⁽¹⁹⁷⁾ , 福岡 ⁽¹⁹⁸⁻¹⁹⁹⁾ , 高木 ⁽²⁰⁰⁾ , 萩原 ⁽²⁰³⁾ , 亀畑 ⁽²⁰⁴⁾

(1)ASME フランジ計算規格の成立

ASME 規格⁽⁸⁶⁾のフランジ計算に採用されているのは Waters ら⁽⁹⁰⁻⁹⁴⁾の解析方法である。フランジ単体の応力解析に関する研究であり、1937年に発表された論文⁽⁹⁴⁾が出典とされている。1800年代後半、ボイラの高圧化に伴ってフランジの応力解析が始められたが、当時のフランジはラップジョイントやねじ込み式あるいは大きなハブを有する鋳鋼製であり、もっぱらフランジリングの曲げによって生じる周方向応力に注目したものであった。1900年代に入り、プラント設備の高温高圧化が進み、一体形の鍛造フランジが使用されるようになると、その応力計算にはパイプ・ハブ・フランジリングの相互作用を考慮する必要性が生じた。Waters ら⁽⁹⁰⁻⁹⁴⁾の解析はこれに答えるものであり、現在の ASME 規格⁽⁸⁶⁾にもほぼそのままの形で採用されている。この解析は、パイプを半無限円筒、ハブをテーパ付きの有限円筒、リングを中央に円孔を有する円板としてモデル化して各部材の接続条件を満足する解を最小ひずみエネルギー原理により解いている。ただし、Waters ら⁽⁹⁰⁻⁹⁴⁾の解析ではボルト締付力によるモーメントで生じる応力と内圧で生じる応力を重ね合わせて応力を算出しているが、ASME 規格計算⁽⁸⁶⁾では簡単のため内圧による応力を無視している。解析の詳細は文献⁽¹⁰⁷⁾に詳しい。この手法は現在の EN⁽⁸⁷⁾や JIS^(88,89)にも採用されている。ASME 規格のフランジ応力計算⁽⁸⁶⁾について、光弾性実験⁽⁹⁵⁾や有限要素解析⁽⁹⁶⁻⁹⁹⁾による検証などによって、妥当であるとする見解が一般的ではあるが、実務者の間には規格計算式は応力を過大評価しているのではないかということも挙がっている。また、Waters ら⁽⁹⁰⁻⁹⁴⁾の解析は、ボルト荷重やガスケット荷重が条件として与えられた場合の解析であり、フランジ・ボルト・ガスケットを一体の締結体として不静定問題を解いている訳ではないため、1951年 Wesstrom ら⁽¹⁰⁰⁾は Waters らの解析から算定されるフランジの曲げ剛性を用いてボルト荷重あるいは内圧推力と変形量との関係式を導き、線形ばねとしてモデル化したガスケット、ボルトの力と変形量の式と連立させて、ボルト初期締付状態から内圧作用状態までのボルト荷重およびガスケット荷重と各部の変形量との関係を明らかにした。また、この関係を図示し、フランジ締結体の力学特性と設計上使用可能な条件を示した。この研究は、それまでフランジ単体を対象とした解析に留まっていた解析を、締結体として解析した点で非常に優れた研究であったが、ASME 設計規格に採用されることはなかった。しかし、変形による漏えいが問題となる大口径フランジを使用する熱交換器の設計⁽¹⁰¹⁾ではよく利用されてきた。

(2)その他のフランジ解析法

この他にも 1950 年代には数多くのフランジの応力解析に関する研究が報告されている。Timoshenko⁽¹⁰²⁾は、ハブの無い一体型フランジに対して、シェル(殻)とプレート(円板)の理論を適用した解析を示している。米国ではフランジを弾性体とした解析が発展したが、欧州ではフランジの弾塑性挙動まで考慮し、より限界設計を行う研究^(103, 104)が発展した。Schwaigerer⁽¹⁰³⁾はハブ内のある断面で塑性関節が生じると仮定し、これを設計の限界とした。力とモーメントの釣り合いおよびその断面での変位の連続条件から限界荷重に対する必要断面係数を求めた。

その後塑性関節が、フランジリングとハブの接続部に生じ、せん断力を無視するなどの仮定を導入し、西独規格 DIN2505⁽¹⁰⁵⁾に採用された。Lake⁽¹⁰⁴⁾らも弾性解析による応力をフランジ設計に用いることに疑問を唱えた。ハブ表面の一部が降伏しても直ちに継手として機能を喪失する訳ではないため、弾塑性状態を考慮した Load Capacity を設計の基準とした。計算はハブの無い差込みフランジを対象としている。この考え方は英国規格 BS1500⁽¹⁰⁶⁾に採用されたが、この規格は既に廃止されている。

フランジ締結体の研究全般の歴史的変遷に関しては、文献⁽¹⁰⁷⁾に詳しい。なお、西独規格 DIN2505⁽¹⁰⁵⁾には上記のフランジ強度評価に加えて、フランジ締結体の密封性能に対する要求も規定されている。ボルト荷重および内圧推力とガスケットの変形量の関係図を作成することが義務付けられており、これにより運転時のボルト荷重やガスケット荷重が求められる。また、温度変化やクリープに対する考慮もなされている。

このように 1950 年代の提案されたフランジ締結体に関する種々の解析方法が、それぞれ各国の設計規格に採用され、実用されてきた。しかし現状のフランジ設計の主流は Waters ら⁽⁹⁰⁻⁹⁴⁾の解析に基づく ASME 規格⁽⁸⁶⁾となっている。強度的最適形状設計に関する研究⁽¹⁰⁸⁾もあるが、長い間 ASME 規格そのものがほとんど変わっていないため、設計実務者の中には、この ASME のフランジ設計法が、既に確立された技術であり、この設計法に則っていれば十分安全な設計が出来ると考えられてきた。しかし、フランジ締結体の密封性能評価に際しては、幾つかの問題点が発生している。

(3)管フランジ締結体の剛性計算

日本では、いわゆる JIS フランジ^(110,111) (現在の JIS B 2220⁽²¹²⁾) の寸法体系系に用いた ASME 規格⁽⁸⁶⁾とは異なった応力解析による設計法⁽¹⁰⁹⁾があったが、設計規格としては採用されず ASME 規格⁽⁸⁶⁾をそのまま採用する形で現在の JIS 規格^(88,89)となっている。しかし、鋼製のフランジでは十分な実績のあった ASME 規格⁽⁸⁶⁾の設計法も、縦弾性係数が小さい非金属製のフランジ設計への適用は疑問視された。鋼製のフランジと同様の設計を行うとフランジローテーションが大きくなり、密封性能が確保出来なくなる懸念がある。1980年代に進められたアルミニウム合金製フランジの JIS 規格化に際して、河村⁽¹¹²⁻¹¹⁵⁾はフランジ締結体の使用状態における変形および荷重条件の理論的考察の必要を述べ、フランジ、・ガスケット・ボルトを含めた締結体の変形解析を行い、使用状態における荷重条件を決定する設計方法を確立させた。

解析の特徴は、フランジをパイプ・ハブ・フランジリングの3つの部分に分けてシェル(殻)とプレート(円板)の理論によりモデル化し、ばねとしてモデル化したボルトとガスケットを組み込んで、各部品の接合部における変位と回転角の一致を条件に変形を解く点である。リング部は断面変形を無視し、回転変形のみを考慮した円孔円板、ハブ部はハブの平均肉厚を持った有限円筒殻、パイプ部は半無限円筒殻として扱う、ガスケットの扱いにも特徴がある。うず巻きガスケットやジョイントシートガスケットなどソフトガスケットの圧縮復元特性は非線形負荷履歴依存性を示すが、圧縮曲線と復元曲線をそれぞれ線形近似した圧縮復元特性を用いて、ボルト初期締付時は圧縮時縦弾性係数、内圧作用時には復元時縦弾性係数を解析に用いる。これは、それまでの研究に無い画期的な試みであった。さらにリングの回転角とガスケットの圧縮量からガスケットの接触幅とガスケット圧縮力の作用点を収束計算で求めることができ、また、フランジローテーションによりボルト軸力の作用点がボルト中心位置からナット座面端部へ移動するナットの片当たりも計算できるなどの特長もある。

この研究成果に基づき、アルミニウム合金製フランジに関する3つの JIS 規格⁽¹¹⁶⁻¹¹⁸⁾が成立した。なお、最近になって、ガスケット接触幅や復元量の定義に関する矛盾が大山ら⁽¹¹⁹⁾により指摘され、修正が提案されている。河村の研究⁽¹¹²⁻¹¹⁵⁾から約10年のち、Bouzidら⁽¹²⁰⁻¹²²⁾はガスケットの非線形圧縮復元特性や内圧による周方向の変形も考慮した精緻なフランジ締結体の変形解析法を提案し、内圧作用時

のガスケット接触面圧分布と接触幅を解析的に求めた。パイプは半無限円筒，ハブは台形断面を持つ有限円筒，フランジリングは円孔円板としてシェル（殻）とプレート（円板）の理論によりモデル化し，ガスケットばねとボルトばねを組合せてボルト荷重および内圧によるフランジ締結体の変形を解いている。そして解析的に内圧作用時のガスケット接触面圧分布と接触幅を求めた。この頃になると漏えいに対する規制から，漏えい量基準のフランジ締結体設計法の確立が急務と認識され始めた。後述する米国圧力容器研究会議(Pressure Vessel Research Council ;PVRC)の研究成果⁽¹²³⁾から，ガスケットの漏えい量がガスケット応力で整理できることが実験などから明らかにされており，使用状態におけるフランジ締結体からの漏えい量を確定するための基礎研究として重要な意味を持つ。

(4)弾性論によるフランジ締結体の解析

以上で述べてきた解析は，フランジの強度設計の目的から始まった，フランジの応力あるいは変形に主眼をおいて発展してきたもので，ガスケット・ボルトを含めた締結体としての力学挙動を捉えて，密封性能評価と結び付くところまで発展してきた。多くはシェルとプレートの理論に基づいた解析によっている。

この弾性論によるフランジ締結体の挙動解析の基礎となる，ボルト締結体の挙動解析を扱った研究は 1970 年代に報告されている。吉本ら⁽¹²⁴⁾は，中空円筒を一本のボルトで締結した締結体に軸方向外力が作用する場合の挙動を弾性論に基づき解析した。ボルト軸力と，理論解析から得られるナット座面の変位を用いてボルト・ナット系の引張ばね定数と被締結体の圧縮ばね定数を求めると共に，新たに被締結体の引張ばね定数を定義した。これらのばね定数を用いて作用外力に対するボルト軸力増分の比を示す内力係数の計算式を定義し，この式の妥当性を実験で実証した。この式は，従来の内力係数に修正係数を乗じた形になっており，その係数は被締結体の引張ばね定数と圧縮ばね定数の比で与えられる。これによって Junker⁽¹²⁵⁾の提案する実験結果に基づく修正係数の理論的根拠が与えられた。この修正係数は外力の作用点とボルト軸力の作用点の偏心の影響を表すものであり，被締結体における外力によるナット座面の変位とナット座面に外力と同じ大きさの力を与えた場合に生じるナット座面の変位の比，即ち，外力の寄与率を意味するものと考えられる。また，従来の Thum⁽¹²⁶⁾の締結線図に被締結体の圧縮ばね定数を意味する線を追加し，外力に対するボルト軸力増分を正しく図示する方法を示した。この研究で示された

修正係数の考え方はフランジ締結体の内力係数を定義する上で非常に有効な示唆を与えており、重要な研究成果の1つとして挙げられる。

また、沢ら^(127,128)は、ボルト頭部およびナットの変形やねじ込みボルトの変形を厳密に解析し、ボルトのばね定数を算定する際の指針を示した。さらに、沢ら⁽¹²⁹⁾は、金属平板ガスケットを2枚の中空円筒ではさみ、一本のボルトで締結した締結体に軸方向外力が作用する場合の挙動を弾性論に基づき解析した。解析は中空円筒とガスケットの接触を弾性接触問題として扱い、ガスケットの接触応力分布を計算した。また、解析で得た締結体の変形から文献⁽¹²⁴⁾と同様の考え方で各ばね定数を算出して内力係数の計算式を定義し、実験によって解析および内力係数の定義の妥当性を検証した。

この研究で採られた解析のアプローチはガスケット付きフランジ締結体の理論解析の基礎となっており、上述の研究と並んで重要な研究成果である。諸星ら⁽¹³⁰⁾は、文献⁽¹²⁹⁾の研究に対してボルトを多数本とした場合の解析および実験を行い、ボルトの配置とガスケット応力分布などを検討した。

以上で述べたボルト締結体の研究成果を元に、弾性論に基づくフランジ締結体の解析に関する研究が1980年頃から報告されている。沢ら⁽¹³¹⁾は、文献^(124, 129)の解析方法を拡張し、フランジ締結体の挙動解析を行った。全面座と平面座それぞれの場合について三次元軸対称弾性論による理論解析と実験による検証を行い、接触面の分離開始荷重などを求めている。ボルト締付け位置が内圧推力や外力の作用位置より外側にあるために生じるボルトの曲げの影響も考慮している。フランジ締結体の挙動を厳密に解析した先駆的研究として重要な意味を持つ。また、解析から得たナット座面の変位を用いて被締結体の引張ばね定数および圧縮ばね定数を算出し、ボルト・ナット系のばね定数と組み合わせてフランジ締結体の内力係数の計算式を提案した。沢ら⁽¹³²⁾は、前述の研究⁽¹³¹⁾をさらにフランジとガスケットの弾性接触問題として拡張し、金属平形ガスケットを挟んだ全面座フランジ締結体の初期締付時および内圧作用時の挙動を三次元軸対称弾性論により解析した。理論解析によってガスケット厚さ、ガスケット縦弾性係数、および、ボルト円直径がガスケット接触応力分布に与える影響を検討し、さらに、フランジ締結体の内力係数の計算式を提案し、実験により理論解析の妥当性を検証した。

沢ら^(133,134)は、上述の研究⁽¹³²⁾を平面座フランジに拡張し、さらに金属ガスケットの扱いをうず巻きガスケットに拡張した。うず巻きガスケットの場合、その圧縮復

元特性に非線形負荷履歴依存性を示すため、厳密な理論解析は困難であるが、圧縮曲線と復元曲線をそれぞれ線形近似して扱い、初期締付時には圧縮縦弾性係数を内圧作用時は復元縦弾性係数を用いることで解析的に取り扱い、うず巻きガスケットを考慮したフランジ締結体の内力係数の計算式を提案した。これによって、弾性論によるガスケット付きフランジ締結体の解析は確立を見たと言える。

(5)管フランジ締結体の有限要素解析

2000年前後には有限要素法によるフランジ締結体の非線形解析法も開発された。福岡ら⁽¹³⁶⁻¹³⁸⁾はフランジ・ボルト・ナットを三体接触問題として解析可能な独自の解析コードを開発した。ただし、ガスケットは金属平形ガスケットを想定した弾性体としてモデル化された。高木ら⁽¹³⁹⁾は、これをより汎用的なソフトガスケットが示す非線形荷重履歴依存の圧縮復元特性を考慮できるように拡張した。また、実験で得たガスケット圧縮復元特性の離散データを、有限要素解析で扱うのに適した近似式としてパラメータ化する手法を示した。一方、当時市販の汎用コードではガスケットの非線形性を扱える材料モデルは一般的でなかったため、正司ら⁽¹⁴⁰⁾は汎用コードで一般的に利用できるギャップ要素を用いてガスケットの圧縮時と復元時の挙動をそれぞれ線形近似し、ガスケットの非線形性を表現する方法を提案した。この解析は、ガスケットの圧縮時と復元時の弾性率の違いを考慮しなければ正しい解析とならないことを示した。永田ら⁽¹⁴¹⁾は、これを三次元に拡張すると共に、軸対称解析結果と三次元解析結果を比較し、ボルト荷重を均一とし、内圧のみを考慮する場合には軸対称解析で十分な精度が得られることを示した。その後、多くの汎用コードでガスケット要素が利用できるようになり、フランジ締結体の力学特性と密封特性評価に関する研究の発展に大きく寄与することになる。

前述の研究⁽¹³⁵⁾では、理論解析と共に有限要素解析も行い、内力係数の妥当を検証した。また、漏えい量を測定して密封性能を評価し、圧力が高い場合に内圧作用時に要求される密封性能を達成するには、後述する米国 PVRC の提案した設計法によって決定したボルト初期締付力では軸力不足であることを示した。これはフランジローテーションの影響のためであり、密封性能を基準としたフランジ締結体の設計において内圧作用時のフランジローテーションによるボルト軸力低下を考慮する必要があることを示した。

更に、沢ら^(142,143)は呼び径 20 インチのフランジ締結体について有限要素解析と実

験により密封性能を評価した。呼び径が大きくなるとフランジローテーションの影響が大きくなるため、ボルト軸力低下が顕著になること、ガスケット応力が半径方向に大きく変化することを示した。

Bouزيدら⁽¹⁴⁴⁾や高木ら⁽¹⁴⁵⁾は、それぞれフランジ締結体の有限要素解析を行い、ガスケット応力分布と漏えい量の関係を精査し、ガスケット接触幅の外周縁における接触応力と漏えい量に密接な関係があることを見出した。これはフランジ締結体設計における密封性能の基準と実漏えい量との裕度を測る上で重要な研究成果である。

(6) 曲げモーメントを受ける管フランジ締結体

フランジ締結体の設計では、Fig.1.2.1 に示すように、内圧だけでなく曲げモーメントが作用する使用状態におけるフランジの強度と密封性能についても古くから議論されてきた。現在のフランジ設計規格で曲げモーメントを考慮する場合には、等価内圧の考え方を採用しているものが多い^(146,147)。この考え方はプラント配管設計の教科書といわれる Kellogg 社の書籍⁽¹⁴⁸⁾の中で、すでに 1950 年代に紹介されている。

米国では、Rodabaugh ら⁽¹⁴⁹⁾によって大規模な曲げモーメントを受けるフランジの強度検証や漏えい実験が行われた。最近でも PVRC を中心にして曲げモーメントを受けるフランジ締結体の漏えい試験⁽¹⁵⁰⁻¹⁵³⁾が多数報告されている。

日本でも兵庫県南部地震時における液化石油ガスの大量漏えい原因が貯蔵タンク元弁に過大な曲げモーメントが作用したことによるものだったことを受けて、漏えいの観点から曲げモーメントを受けるフランジ締結体の耐震性能を検討した研究⁽¹⁵⁴⁾が報告されている。

曲げモーメントを受けるフランジの設計法については、Koves⁽¹⁵⁵⁾が従来の ASME 設計規格計算⁽⁸⁶⁾と等価内圧⁽¹⁴⁸⁾の組合せによる設計は過度に安全側の評価を与えることを指摘し、非軸対称荷重である曲げモーメントを受ける場合には規格⁽⁸⁶⁾で用いられている軸対称解析に基づくフランジ剛性計算式を修正する必要があることを示した。

Dekker ら⁽¹⁵⁶⁾は Koves の方法⁽¹⁵⁵⁾を有限要素解析により検証するとともに、ねじり問題への拡張も検討している。沢ら^(157,158)、諸星ら⁽¹⁵⁹⁾は、三次元弾性論により、曲げモーメントを受けるフランジ締結体の力学特性を明らかにしている。

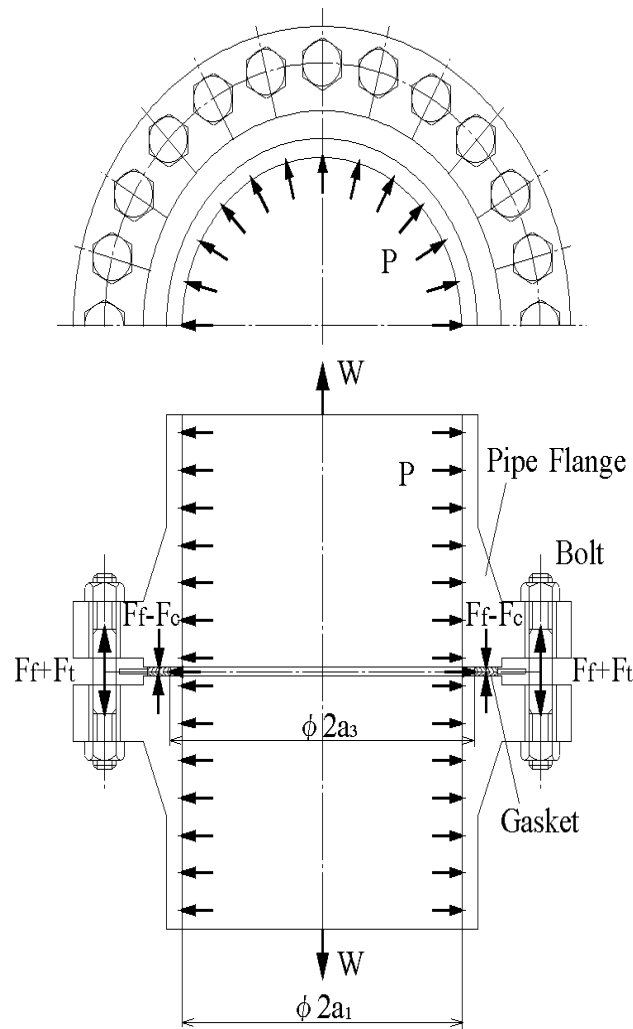


Fig.1.2.1 Bolted Flange Joints

沢ら^(157, 158)の研究では, フランジ締結体に作用する離散的な非軸対称ボルト締結力をフーリエ級数およびベッセル関数の級数展開を施し, フランジ締結体に曲げモーメントが作用した場合の挙動を三次元弾性論により解析して, 曲げモーメントに対するフランジ締結体に内力係数の計算式を示した. そして, 三次元光弾性実験により接合面の接触応力分布を測定し, 理論解析の妥当性を検証した. また, 内力係数についても実験結果と比較した. この研究は曲げモーメントのような非軸対称荷重に対するフランジ締結体の厳密な挙動解析手法を示した点で非常に重要な研究の一つとして位置づけられる. ただし, この研究ではガスケットは扱っていない.

諸星ら⁽¹⁵⁹⁾は, 上記研究^(157, 158)を, 金属平形ガスケットをはさんだ全面座フランジ締結体に拡張した. ソフトガスケットを対象とした研究では, 松本ら⁽¹⁶⁰⁾らが同様に解

析している。さらに解析から得たガスケット接触応力を用い、PVRCの密封性能評価手法⁽¹²³⁾に基づいて漏えい量を推定した。実験を行い、数値解析の妥当性を検証するおともに、漏えい量を測定し、曲げモーメントを想定していないPVRCのフランジ設計法⁽¹⁸⁵⁾の問題点を指摘した。曲げモーメントがフランジ締結体からの漏えいに及ぼす影響は大きく、密封性能を基準としたフランジ締結体の設計において、周方向のガスケット応力分布の考慮が不可欠であることを示した点は重要な研究成果の一つである。

(7)熱荷重を受ける管フランジ締結体

フランジ締結体の実際の使用状態は、内圧と外荷重に加えて熱を受ける場合が多い。特に高温流体を扱うフランジ締結体では漏えいの問題が重要である。沢ら⁽¹⁶¹⁾やkumanoら⁽¹⁶²⁾は、内部流体によって加熱される金属平形ガスケット付き平面座フランジ締結体の三次元過度温度分布を差分法で計算し、フランジ・ガスケット・ボルトの平均温度から各部の熱膨張差を算出した。この熱膨張差と、軸対称弾性論により求めた被締結体の引張ばね定数および圧縮ばね定数、ボルト・ナット系のばね定数を用いて熱荷重によるボルト軸力増分の計算式を示した。また、実験により計算の妥当性を検証した。これらの研究は熱荷重によるフランジ締結体のボルト軸力変化を扱った先駆的研究として重要である。ただし、この研究では温度分布を考慮した厳密な挙動解析は行っていない。

勝尾ら⁽¹⁶³⁾は、内部流体によって加熱される金属平板ガスケット付き全面座と平面座フランジ締結体の三次元過度温度分布を三次元熱伝導問題として解析し、得られた温度分布を用いてフランジ締結体の熱応力分布および変位を軸対称弾性論により厳密に解析した。解析により各部の熱膨張率の違いや縦弾性係数の違い、ガスケット厚さの違い、全面座と平面座の違いがガスケット接触応力に及ぼす影響を検討した。さらに、各部の熱膨張差とばね定数を用いて、熱荷重によるボルト軸力増分を計算する方法を示した。また、実験を行い、温度分布解析および挙動解析の妥当性を検証した。その結果、熱荷重を受けるフランジ締結体の挙動に関する研究は多数ある⁽¹⁶⁴⁻¹⁶⁶⁾が、実験室レベルで扱えるフランジの大きさや再現できる温度条件には限界があり、さらに高温下におけるガスケットの材料特性や密封特性も完全に解明されていないため、解析結果の妥当性の検証など課題は多い。

さらに、高温条件（ここでは内部温度 350℃以上）で数万時間以上、長期間運転

される場合、ボルト自身が応力緩和（リラクゼーション）を起こし、密封性能を満足できなくなる事象が発生するが、その特性に関する研究はほとんど行われていない。唯一 BS4882 で 1972⁽²³⁰⁾と 1990 年⁽²³¹⁾にこの応力緩和率を公表しているが、試験時間が少ない・対象鋼種が少ないなどの問題が指摘されている。実験室レベルでは数万時間も試験を継続出来ない等々の問題もあるが、今後、ますます長期連続運転時間が増加することに対して、応力緩和による密封特性評価は、早急に解明しなければならない研究テーマと言える。

(8)リングジョイントタイプガスケットを用いた管フランジ締結体

フランジ面に設けた溝にリングジョイントと呼ばれる八角形や長円形断面の金属ガスケットをはめ込んで組立てる RTJ (Ring Type Joint)フランジ締結体がある。配管フランジには実績のある標準寸法のフランジを用いるが、フランジを設計する場合には通常の平形ガスケットの設計法をそのまま適用している。この RTJ フランジ締結体は石油精製・石油化学設備の高温高圧部位に用いられるが、漏えいや応力腐食割れ等が問題となっている。Eichenberg⁽¹⁶⁷⁾の応力解析や森下^(168,169)の使用条件下における挙動に関する検討があるが、RTJ フランジ締結体の力学特性と密封性能を体系的に解明するには、基礎的な検討がまだ十分では無いと思われる。温度変化と弾組成変形を伴うその力学特性は大変複雑で、密封特性の評価を定量的に行うのは難しい。佐藤ら⁽¹⁷⁰⁾は、弾塑性有限要素解析を用いて、プラント設備の起動停止の運転シーケンスを再現し、ボルト荷重やガスケット接触応力について温度と内圧の負荷履歴の影響を定性的に検討した。この研究は運転中の RTJ フランジ締結体の力学特性を把握する上で非常に参考になる。

(9)ガスケットの密封特性

ASME 規格⁽⁶⁶⁾に密封性能に関する規定⁽¹⁷¹⁾が導入されたのは 1942 年である。現在でも使用されている Gasketed Loading Constants⁽¹⁷²⁾,いわゆるガスケット係数 m と最小設計締付圧力 y は、ガスケット有効幅と共に、設計においてボルト荷重を規定するために用いられる。その導入において明確な理論的根拠や実験的検証が与えられておらず⁽¹⁷³⁾,その妥当性について Raut らの報告⁽¹⁷⁴⁾など多くの研究が行われた。

1930 年代に入ってアスベストの使用規制から、新素材ガスケットの開発が進めら

れたが、 m と y の試験方法などについて規定が無かったため、これらをどの様に定めるかが問題となった。それまでの研究では、ガスケットの密封性能を m と y だけで評価するのは、単純化し過ぎであるとの見方で一致しており、米国圧力容器研究委員会（PVRC：Pressure Vessel Research Council）で、この全面的な見直しを目的とした大規模な研究^(175・181)が開始された。

研究対象のガスケットは、欧米でアスベスト代替材料として有望視されていた膨張黒鉛やPTFE(polytetrafluoroethylene)に関するものが中心であった。日本では有機化学物繊維とゴムを混練した、いわゆる非石綿シートガスケットに関する新ガスケット係数の研究⁽¹⁸²⁾も行われた。実験結果の整理には、当時、環境問題への関心の高まりから注目され始めた微小漏えいの考え方が取り入れられた⁽¹⁸³⁾。

微小漏えいに関する代表的な規制には米国環境保護庁(EPA)が、1990年の改正大気浄化法(CAAA,Clean Air Act Amendment of 1990)に従って策定したものなどがあり、プラントから放出される有害大気汚染物質「HAP(Hazardous Air Pollutant)」と揮発性有機化合物「VOC(Volatile Organic Compound)」の排出量が規制されている。こうして、ガスケット応力と密封性能の関係を整理する理論体系と、材料定数としての新ガスケット係数がPVRCから提案された^(123,185)。

新ガスケット係数を決定するための試験法はROTT(Room temperature Tightness Test)⁽¹⁸⁷⁾と呼ばれ、密封性能を表す新しい概念としてタイトネスパラメータを導入した。また、新ガスケット係数を用いて要求タイトネスに基づくフランジ設計法を提案した⁽¹⁸⁵⁾。この新しい設計法で用いるガスケット応力と密封性能の関係付けは、多くの実験結果に基づいており、一定の合理性がある反面、ばらつきの非常に大きいデータを一本の近似直線で代表させて新ガスケット係数を定義しており、現実との乖離につき問題視する声も多い。また、初期締付けボルト荷重の決定については、使用時に必要なボルト荷重を、内圧作用時のタイトネスパラメーター T_p の1.5倍したボルト締付け時タイトネスパラメータとする時のガスケット応力を規定するものである。したがって、フランジ締結体の力学挙動解析に関する研究成果は反映されていない。さらに、この設計法によってフランジを設計すると従来に比べて相当板厚を増やす必要があり不経済になるなど問題が指摘されている⁽¹⁸⁶⁾。また、ガスケットは圧縮時と復元時で弾性率が異なるため、ガスケット応力との関係付けにおいてガスケットが圧縮過程にあるか復元過程にあるかを区別する必要があつて設計が複雑になるなど設計規格として不都合な部分もある。これらの理由から、当初現ASME

規格⁽⁸⁶⁾の代替案として導入される予定であった新設計法であるが、未だ審議中である。

ROTT⁽¹⁸⁷⁾ や欧州規格ガスケット試験法である EN13555⁽¹⁸⁸⁾ が、ガスケットの密封特性をガスケット応力で整理するのに対し、小林ら^(189,191) はガスケットの圧縮量と漏えい量の相関を取り、ガスケットが圧縮過程にあるか復元過程にあるかに関わらず、漏えい量がガスケット圧縮量で整理出来ることを示した。また種々の寸法のガスケットで漏えい試験を行い、漏えい量はガスケット内径に比例し、接触幅に反比例することを明らかにした。これによって、ある寸法のガスケットで漏えい試験を行えば、寸法の異なる同じ材質のガスケットの漏えい量を推定できることが示された。

これらの研究成果に基づき、日本独自のガスケット密封特性試験法⁽¹⁹²⁾が JIS として作成された。許容漏えい量をガスケット圧縮量で規定すれば、フランジの変形計算から密封性能を推定できるため、漏えい量基準のフランジ設計法として有望であると思われる⁽¹⁹³⁾。また、高温下での長期使用で問題となるガスケットのクリープの問題についても、漏えい量がガスケットの圧縮量で整理できれば統一的に扱える可能性もあり期待される⁽¹⁹⁴⁾。

Bouzid ら⁽¹⁹⁵⁾はフランジ締結体に挟まれた使用状態におけるガスケットのクリープと漏えいについて検討している。

(10)ボルト締結のばらつき

フランジ締結体の密封性能を左右する重要な要素として、ボルト締付力のばらつきがある。ボルト締結力の極端なばらつきは漏えいに繋がるものあり避けなければならない。プラント設備において、漏えいを特に防止したい場合、フランジ締結体における実際のボルト締付けは、トルクレンチなどを用いてトルク法で行われる。ボルトの締付けパターンは、対角パターンで締付けることが保全の実務者の間で半ば常識となっており、経験的にこの締付け方法によって均一な締付けが得られると信じている。現に ASME PCC-1⁽¹⁹⁶⁾では、米国メジャーの社内マニュアルに基づいた、徐々に締付けトルクを増やししながら、対角パターンで締付ける手順をフランジ締付けのガイドラインとして提示している。

しかし、一度締付けたボルトの隣のボルトを締付けると、締っていたボルトが再び緩むことも、現実には良く知られている。この現象を弾性相互作用と呼ぶが、フ

フランジ締結体のボルト締結手順に対して、この弾性相互作用を考慮して理論的な考察が加えられるようになったのは最近になってからである。

Bibel ら⁽¹⁹⁷⁾は、2 サイズのフランジと数種類のガスケットの組み合わせについて、幾つかのボルト締付け手順でフランジ締結体を組立てる体系的なボルト締付け実験を行い、弾性相互作用によるボルト軸力の変化などの締付け特性を評価した。

福岡^(198,199)、高木ら⁽²⁰⁰⁾は、精密な三次元有限要素解析と実験により、フランジ締結体のボルト締付け特性を評価した。これによると経験的に実施していた対角パターンの締付けは、フランジに並行度を維持して片締めを防ぐなどの意味はあるが、ボルト軸力の均一化にはほとんど寄与していないことが明らかになり従来の常識が覆された。アライメントにさえ気を付ければ、最初から目標締付けトルクの 100% で、次々隣のボルトを周回方向に締付けていくパターンの方が、ボルト軸力の収束が早く効率的であることを示した。

この研究成果に基づき、日本独自のフランジ締結体のボルト締付け手順の JIS 規格⁽²⁰¹⁾が作成された。規格によると、5 周回から 7 周回程度で平均ボルト軸力の達成率は締付けトルクの 90%以上となり、このときのボルト軸力のばらつきは、一般のボルト締結体の軸力のばらつきより相当小さい、 $\pm 20\%$ 程度に抑えられるようである⁽²⁰²⁾。

実際の現場におけるフランジ締結体の締付け管理については、ボルト締付け手順だけでなく、ボルト締付け力の決定やフランジ座面の養生、潤滑材など幅広い知識と注意深い施工が必要である^(203,204)。石油学会規格^(205,206)では、ASME 規格⁽⁸⁶⁾のフランジ応力計算式を用いて、ハブ軸方向応力がフランジ材料の降伏応力の 90%となるボルト荷重を逆算し、これをボルト締付け力とするよう推奨している。このことから ASME 設計規格⁽⁸⁶⁾のフランジ設計条件が、現場実際のフランジ締結体の使用条件と大きく乖離していることが窺える。

フランジ締結体の信頼性を向上するには、ボルト軸力の均一性を保障する締付け手順、ガスケットの密封性能の把握、および、その上でフランジ締結体の力学特性解析に基づく強度評価と密封性能評価を行う、総合的な設計法の確立が不可欠である⁽²⁰⁷⁾。

(11)まとめ

以上，フランジ締結体の力学特性と密封特性に関する研究の発展について歴史的に展望した．基礎研究の蓄積によりフランジ締結体(Bolted flange Joints)の力学特性そのものの解明は進んでいると言える．また，シェルとプレートの理論，弾性論，有限要素法などの解析手法を問わず，内圧や外荷重を受けた際のボルト荷重，ガスケット荷重の変化，ガスケット接触応力分布が計算できるようになった．今後は漏えい量とガスケット接触応力分布の関係の解明が重要となる．

曲げモーメントに対するフランジ締結体の挙動解析は，弾性論による解析手法そのものはほぼ確立していると考えられるが，設計に応用するにはより簡便な解析方法が必要である．

熱荷重に対するフランジ締結体の挙動解析は，温度分布解析の精度に依存するが，フランジとボルト間の熱移動に関して十分解明されていないこと，また温度分布はフランジ表面の熱伝達係数のとり方によって変化することなどから，まだ基礎研究の段階にあると考えられる．

ボルト軸力のばらつきがフランジ締結体の挙動に与える影響がある．なお，世界に先駆けて欧州では，Wölfel の研究⁽²⁰⁸⁾に基づく解析法を採用した，漏えい量基準のフランジ締結体設計方法 EN1591-1⁽²⁰⁹⁾がすでに発行されている．しかしながら，圧力容器の設計において Normative 事項に指定されているわけではなく，実用されるのはまだ先のようなのである．その制定の経緯と背景などの詳細は文献^(210,211)を参照されたい．

しかし，これまでの研究はすべて設計時における評価である，また，フランジ各部材が健全であることが前提であり，腐食された場合の漏えい特性に関する研究は今まで行われて来なかった．設備は長期にわたって使用すれば，必ず劣化・腐食するものであり供用中における設備の健全性評価は，極めて重要な課題であり，この課題に対する早急な研究の遂行が必要であり，評価技術の早期確立が望まれている．

1.3 従来の研究の問題点と本研究の目的意義

巨大複合システムを維持管理（保全）するために重要なことは、事前に圧力設備の劣化状況を把握及び予測し、損傷や漏えいを未然防止することである。このような巨大システムの安全・安定ができるためにが上述の圧力設備の劣化状況は把握が必要である。

そのためには、検査計画（Plan）、検査実施（Do）、結果の評価（Check）、対策実施（Action）のPDCAを確実に遂行することが重要である。しかしながら、今までにPDCAの各段階において残念ながら十分な研究と対策は行われているとは言い難い。実際にも配管フランジ締結体からの漏えい事例⁽²⁴⁵⁾が発生している。これらを防止するためにも、圧力設備管理全般について総合的に研究し、事故防止のための対応が急務である。

前項では、設備管理に関する従来の研究を概括した。その結果、以下の問題点を指摘した。

- (1) 外面が保温で被覆された配管の内、特に小径配管の健全性(きずの深さ・位置および範囲等々を把握)検査を行うために行われる非破壊検査技術は、まだ研究が不十分である。特に保温解体や足場組立に要する費用はかなり高額であり、安価で信頼性が高く、且つ、運転中に検査出来る非破壊検査技術の確立が望まれている。
- (2) 空冷式熱交換器チューブのように、伝熱効果を上げるためにチューブに取付けてあるフィンがある場合は、技術的な問題から過流探傷試験法が使用できない。このため水浸超音波法が使用されるが、検査速度が遅いため効率的な検査が出来ない。このため空冷式熱交換器チューブの健全性検査が十分に出来ていない。検査速度が速く、且つ、検査精度が高い非破壊検査技術の確立が望まれている。
- (3) 圧力設備の信頼性向上のためには、全数検査が必要であるが、現実問題として高額な検査費用、長期の検査期間、および検査技術の問題等から全数検査は不可能である。そのため代替えできる精度の高い抜取検査方法が必要とされている。
- (4) 供用中に圧力設備の部位部品が減肉しても十分な安全裕度があり問題なく継続使用できるという事実があるにも係わらず、現在、国内の石油精製・石油化学工業では法的に規定されている値以下に腐食した圧力設備を継続運転することは認可されていない。しかし、米国では、ある程度これらが減肉しても継続運転できることが認可されている。この技術的背景を調査研究し、事実を明確化する必要がある。日本に維持規格制度を導入する際の基礎資料として、API579の減肉評価手

法に規定されている判定基準値の意味する安全裕度を明確にする必要がある。

- (5)配管を接合するフランジ締結体の漏えい防止に関して、従来、製作時の寸法・構造をベースとした評価研究しか行われていない。ところが、供用中ではナットやボルトおよびフランジ自体にも腐食が発生するが、その影響に関する管フランジ締結体の密封性能に及ぼす影響は明らかにされていない。

以上の問題点に対して、本研究では、圧力設備は必ず劣化するという前提に立ち、圧力設備管理のPDCAから劣化状況を十分に検査確認出来ない部位に注目し、その対応検査方法を低コストで実施可能な方法を提案するとともに、圧力設備の構成部位が劣化した際の圧力設備全体の信頼性向上のために「漏えい防止評価」を考慮した保全指針を提案するものである。(Fig.1.3.1 参照)

本論文の構成と概要を以下に記す。

本章、第1章「**緒論**」では、設備管理のPDCAの観点から、従来の研究を展望して、検査技術、供用適性評価、およびフランジ締結体の漏えい防止評価の重要性を述べ、現状の問題点と今後の展望を述べるとともに、解決すべき課題を挙げ、本研究の意義目的を明確にする。

第2章「**SH斜角波を用いた小口径配管の腐食減肉検出技術評価**」では、外面が保温で被覆された小口径配管(1~3B)の減肉検査手法として、運転中に検査するためには、管内の流体の影響を受けないことが重要であり、かつ局所的な腐食が検出できることが必須条件である。この方法としてエネルギー伝搬ロスが少ないガイド波波動モードの中のSH斜角波に注目し、この波を管軸方向に伝搬させて、その基礎伝搬特性について明らかにし、新しい検出方法を提案する。

第3章「**電磁超音波共鳴法を用いたフィン付き空冷式熱交換器チューブの腐食減肉検出技術評価**」では、従来、伝熱効果を上げるためにチューブに取付けてあるフィンの影響で検査スピードが遅かったものを、新たに電磁超音波共鳴法を用いた非接触方式の手法を用いて、検査スピードの改善を可能にする新たな検出方法を提案する。

従来、内部流体が漏えいした場合、即ち火災に繋がる可能性が極めて高いにも係わらず、抜き取りでしか検査できなかったものを、この方式を採用すれば短期間で全数チューブの検査が可能となることを示す。

第4章「**抜取り検査による熱交換器チューブの信頼性評価**」では、現状でも、高額な検査費用の面から抜取り検査対応を行っている循環冷却水環境で使用している炭素鋼製熱交換器チューブに対して、抜取り位置・本数、サンプル数等の違いによる最大孔食深さの予測精度差を明確にし、精度向上が得られる抜取り検査方法を提案し、実機により測定精度と有効性を示す。

第5章「**供用中における圧力設備の安全裕度評価**」では、現存する維持規格(API579FFS-1/ASME-12007)の技術的背景を調査・明確化し、日本に維持規格制度を導入する際の基礎資料として、当該規格の減肉評価手法に規定されている技術的背景、評価式を整理検討すると共に、合否判定基準値の意味する安全裕度を明らかにする。さらに破壊試験実験及び有限要素解析により安全裕度の妥当性を詳細に検討評価する。

第6章「**ナットの減肉が内圧を受けるフランジ締結体の強度と密封性能に及ぼす影響**」では、漏えいに直結するボルト・ナットに経年減肉(外面腐食)が認められた場合の配管を接合する管フランジ締結体の密封性能に及ぼす影響を有限要素応力解析により評価しボルト締付力低下に及ぼすナット減肉の影響を明らかにする。さらに要求される密封性能を満足するためのナットの必要最小高さと必要最小幅を提案する。

第7章「**圧力設備における信頼性向上のための保全指針の検討**」では、圧力設備の維持管理のために必要と考えられる各管理項目の制限値を検討すると共に、保全指針を提案する。漏えい防止評価を考慮して腐食劣化評価のための検査方法、FFS評価だけでなく、自然災害事象の発生確率も考慮した設備の安全裕度やフランジ締結体の漏えい防止に関する総合的・合理的な設備の維持管理方法を示す。

第8章「**結論**」では、本研究で得られた成果を要約するとともに残された課題を述べる。

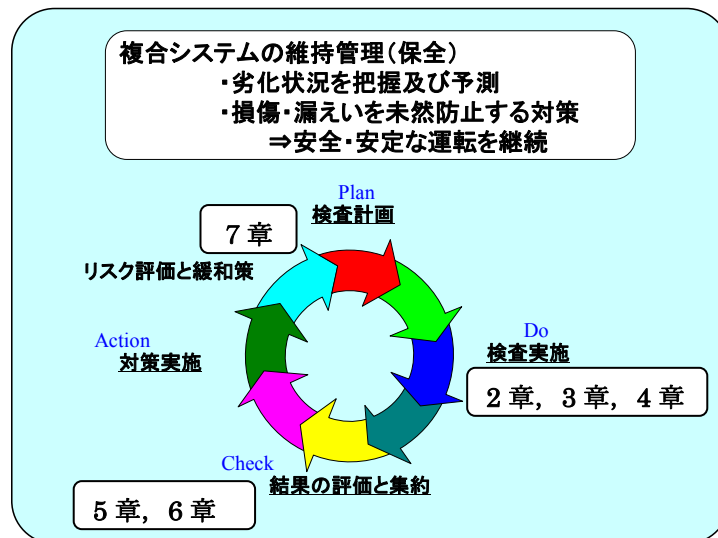




Fig.1.3.1 The relationship of each chapter in PDCA

従来、検査が出来なかった部位、時間を要した部位、検査コストが高い部位
 に対する新しい検出方法を提案

<p>2章 小口径配管の周方向 の腐食減肉検出技術 (検査不可)</p>	
<p>3章 フィン付き空冷式熱交換器チューブ の腐食減肉検出技術 (長時間)</p>	
<p>4章 抜き取り検査による熱交換器チューブ の信頼性評価技術 (高コスト)</p>	

圧力設備の安全裕度(漏えい, 損傷しない限界腐食値)を提案

<p>5章 供用中における圧力設備の安全裕度評価 (信頼性)</p>
<p>6章 ナットの減肉が内圧を受けるフランジ締結体の強度と密封性能に 及ぼす影響 (信頼性)</p>

圧力設備における信頼性向上のための保全指針を提言

7章 圧力設備における信頼性向上のための保全指針の検討

1.4 結言

本章では、従来の圧力設備の設備管理（保全）の信頼性向上を目的に、漏えい防止の観点から、その力学特性と密封特性把握の重要性を述べ、現状の問題点を指摘した。圧力設備は運転操作すれば、必ず劣化するものであり、その劣化状況を確実に把握し管理する必要がある。設備管理に関する従来の研究につき、圧力設備の劣化状況の検出方法、劣化設備の健全性評価方法のそれぞれの視点から従来の研究を展望した。さらに従来の研究の問題点を指摘、問題点の中から緊急に解決すべき課題を挙げ、本研究の目的意義を明確にした。即ち、本研究の目的は以下である。

- (1)小口径配管における円周方向の腐食減肉を、SH斜角波探傷法による保温を解体せずに行う検査方法を提案する(第2章)。
- (2)空冷式熱交換器チューブの腐食検査に電磁超音波共鳴法を用いた新たな検査方法を提案する(第3章)。
- (3)熱交換器チューブの余寿命予測方法として、抜き取り検査による信頼性向上方法を提案する(第4章)。
- (4)供用中における減肉した圧力設備の安全裕度を明らかにする(第5章)。
- (5)ナット減肉が管フランジ締結体の密封性能に及ぼす影響を明らかにする(第6章)。
- (6)経年劣化が進行している圧力設備の維持管理のための保全指針を提案する(第7章)。

以上の各目的に対して、以下の章(2章～7章)で検討を行う。

第 2 章

S H斜角波を用いた小口径配管の 腐食減肉検出技術評価

第2章 SH斜角波を用いた小口径配管の腐食減肉検出技術評価

2.1 緒言

石油精製・石油化学プラントは、塔、槽、熱交換器、反応塔、タンク等々の数多くの機器を配管でつないで構成された巨大複合システムである。この複合システムを維持管理(保全)するには、全ての機器の劣化状況を把握及び予測することが必要である。ここで、プラントの規模にもよるが配管の長さは数百 kmにも達することから、配管の劣化予測は特に重要な管理項目である。

しかし、これら多くの石油精製・石油化学プラントは、建設後 30~40 年が経過しており、特に保温配管の場合、保温のシール劣化に起因する外面腐食状況は目視では直接確認できないので、保温を解体しての点検検査が必要となる。ところが、この点検検査のためには仮設足場組立、保温解体、復旧、仮設足場解体等々の時間とコストがかかるため配管長さを考慮すると効率の悪い検査方法と言える。このため、低コストでかつ効率的な検査方法が望まれている。この要望に対して近年、放射線、電磁気及び超音波手法等により保温上又は保温の部分解体だけで検査できる方法が活発的に開発されつつある。

これら従来の検査技術を概括すると、コスト的に安価で、かつ配管の長距離性を考慮すると配管探傷は超音波ガイド波探傷法が優れていると言える⁽⁶⁻¹³⁾。

しかし、従来の方法は配管の肉厚断面積の変化に応じて発生した反射波より腐食量を評価するので、周方向の減肉位置の特定が出来ないことが問題で、特に配管呼び径 3 インチ以下の小口径配管の場合、管肉厚も薄く、経年劣化による漏えいの可能性が大口徑配管と比べてより大きく、健全性を把握する上で小口径配管の円周方向の局所減肉検査技術開発は急務の問題である。しかし、従来より、小口径配管の周方向の局所減肉の検出検査に関する研究は行われていないのが現状である。

本研究では、反射面でのモード変換が生じないことからエネルギーロスが少なく解析が容易であり、さらに、ねじりモードと比較して周方向の局部減肉データを採取できる可能性がある SH 斜角波に注目し、腐食を模擬した人工きずを入れた配管呼び径 3 インチ以下の小口径配管の試験片を作製し、本手法を用

いてこの人工きずを探傷し，測定精度を検討した．また，検出検査は効率化を
考えて運転中，即ち，配管内部に流体がある状態でも人工きずを検出できるこ
とが必須条件であるので，配管内部に流体を充填した状態で人工きずが検出で
きるかについて検討した．

さらに本研究では，実際に使用されている呼び径 1 インチ(1B)と 2 インチ(
2B)配管の腐食検出も行い，測定結果と実際の状態との比較を行い，本方法の有
効性についても検討した．

2.2 超音波探傷探触子の最適入射角の検討

2.2.1 入射角設定方法

SH斜角波の最適入射角を検討する。Fig.2.2.1は可変角度プローブを用いて入射角検討のための試験片仕様を示す。今回検討対象は配管径呼び径3インチ以下の小口径配管であるので4mm厚さの鋼材を用いた。これは小口径配管肉厚の平均値が4mmとなるためである。Table 2.3.1及びTable 2.3.2に人工きずを入れた各配管口径の肉厚を示す。各配管口径の板厚は3.6, 4.1, 5.7mmである。探傷は1MHzの可変角SH探触子を用い、バースト波が発生できるガイド波用デジタル超音波探傷器を使用し、接触媒質はソニコートを使用して、サンプリング周波数、12.5MHz、バッファ64kB、平均化8回の条件で端面からの信号を100mmの位置で表示器に現れるようにして、入射角を変化させて振幅が最大となる入射角を求めた。

2.2.2 設定入射角

Fig.2.2.2はスパイクパルス及び3波のバースト波を用いたときの入射角と振幅の関係を示す。送信方法は低い電圧でも高いエネルギーの送信波を発信できるバースト波を選択した。1波ではスパイクパルス波と変わらず、5波では分解能が低下したが、中間の3波のバースト波を用いたときに大きな振幅が得られ、また入射角19度で最大振幅が得られた。この結果から、1MHzで入射角19度のSH斜角探触子を製作し、以降の実験に用いた。

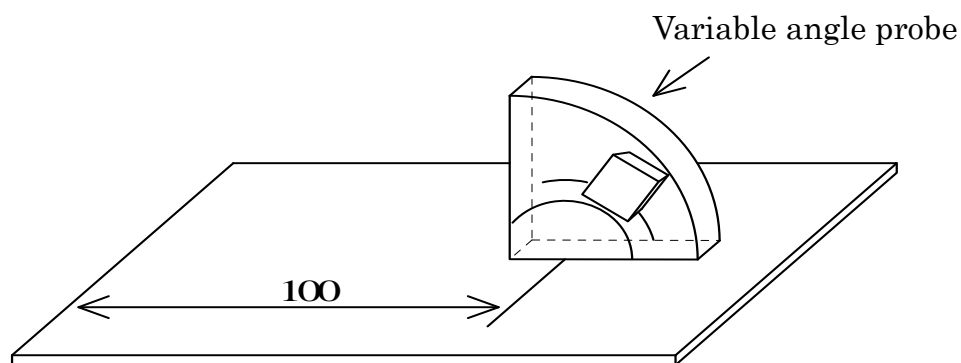


Fig.2.2.1 Schematic for determining the incident angle using variable angle probe

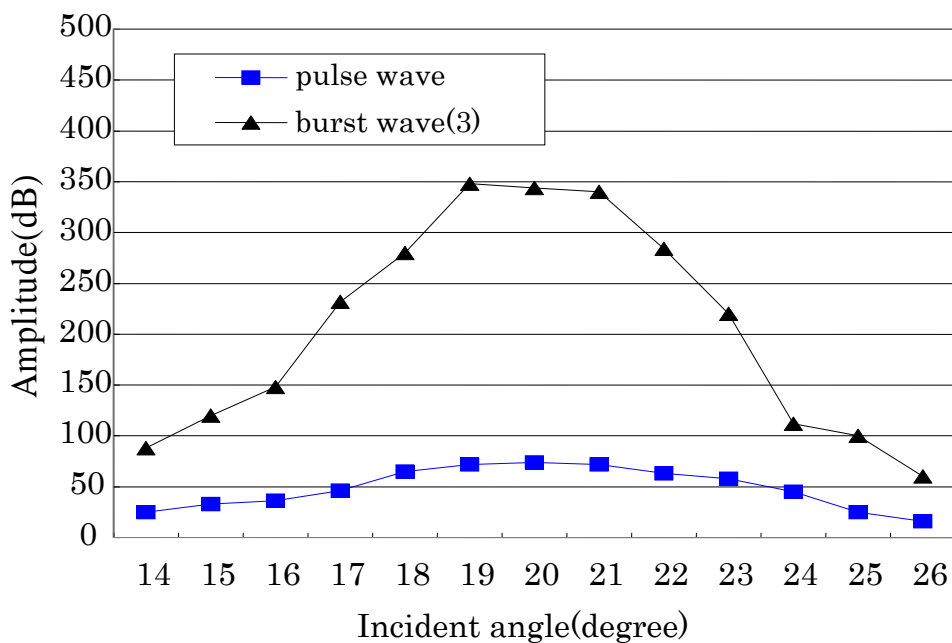


Fig.2.2.2 Measured echo amplitude of incident angle(SH wave)

2.3 実験配管仕様

Table2.3.1 及び Fig.2.3.1 はグラインダーで腐食を模擬した 9 個の人工きずが入った管の試験仕様を示す. ここで, 断面欠損率は No.1 は 2.5%, No.2 は 5% 及び No.3 は 10%とした. Table2.3.2 及び Fig.2.3.2 は伝搬距離の影響を確認するため 5.5m 長さの 1B, 2B, 3B の 3 本の管に 5m の位置にグラインダーで腐食を模擬した人工きず (断面欠損率約 5%) 入りの管試験片仕様を示す. いずれも, 材質は石油精製・石油化学プラントで汎用的に使用されている炭素鋼管 (STPG370 : JIS G3454 圧力配管用炭素鋼管) とした.

Table 2.3.1 Test specimens and size of artificial flaws
(1800mm in length)

Pipe size		1B	2B	3B
Diameter		34.0	60.5	89.1
Thickness : t		3.6	4.1	5.7
Depth of Flaw : dt	No.1	1.1	1.5	2.1
	No.2	1.7	2.3	3.3
	No.3	2.7	3.7	5.2

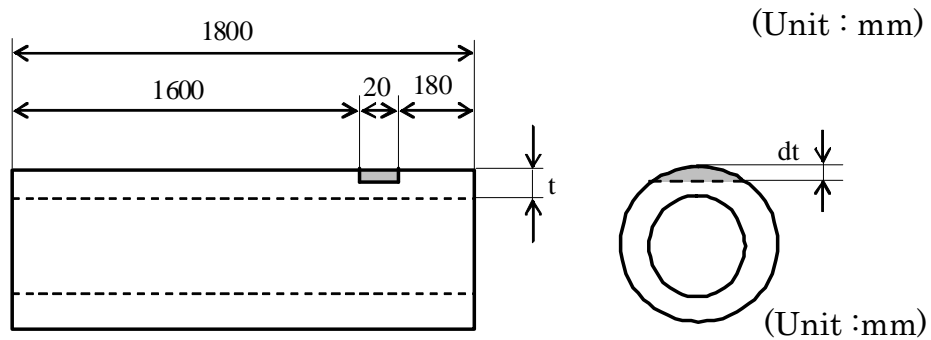


Fig.2.3.1 Configuration of test specimens(1800mm in length)

Table 2.3.2 Test specimens and size of artificial flaws
(5500mm in length)

Pipe size		1B	2B	3B
Diameter		34.0	60.5	89.1
Thickness : t		3.6	4.1	5.7
Depth of Flaw : dt	No.1	1.1	1.5	2.1
	No.2	1.7	2.3	3.3
	No.3	2.7	3.7	5.2

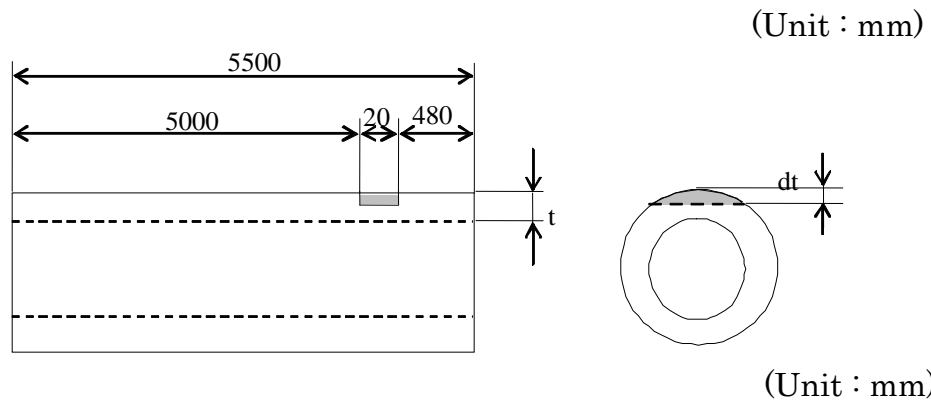


Fig.2.3.2 Configuration of test specimens(5500mm in length)

2.4 人工きずの検出状況

2.4.1 検出された人工きずエコーの特性

Fig.2.4.1 は SH 斜角探触子を用いて Table1 2.3.1 に示した試験体を管軸方向に探傷したときの代表的な探傷波形を示す。配管サイズに無関係に管端面のエコーの手前に人工きずから発生するエコーが 2 つ以上現れる。これは配管の場合は平板と異なり局率を有しているため、SH 波の振動方向が反射面と必ずしも平行とならないためモード変換を起こしてこのような現象を生じていると考えられる。

Fig.2.4.2 はこのうち最初に現れるエコーについて、人工きずの大きさとエコー高さの関係性をまとめた結果を示す。各サイズの試験体で必ずしも人工きずの深さ(断面欠損率)と振幅の間に相関が見られない。これは異なったモードのガイド波が存在し、エネルギーが分散されることに起因すると考えられる。

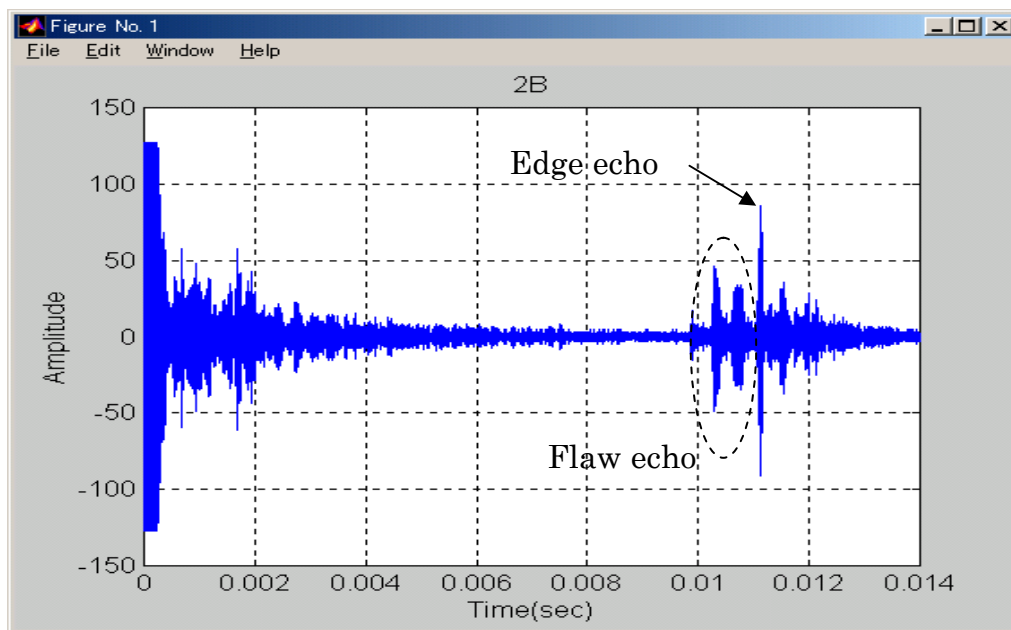


Fig.2.4.1 Typical example of measured waveform

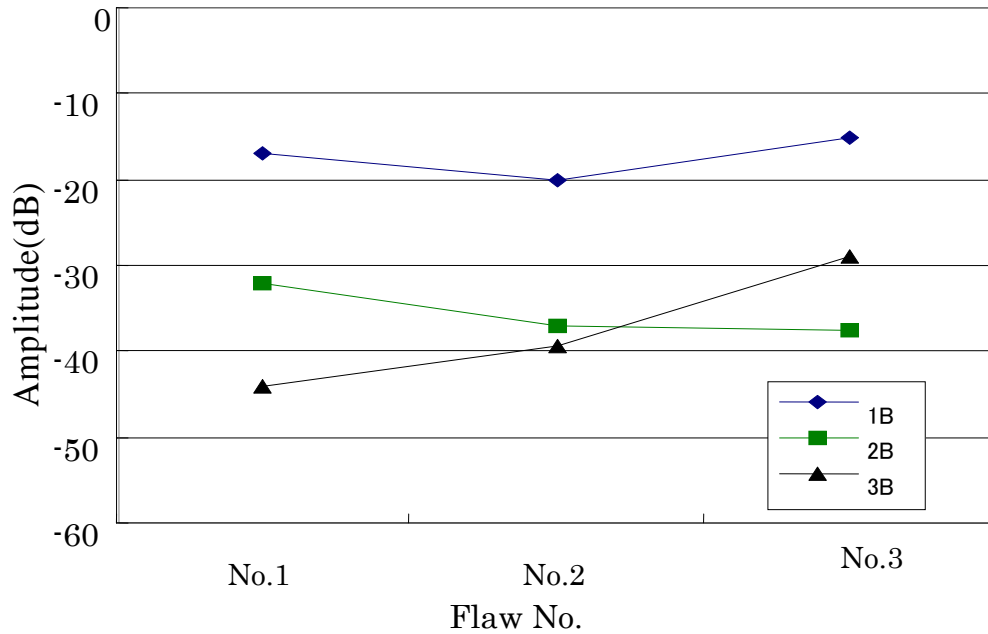


Fig.2.4.2 The relationship between flaw size and echo Amplitude

2.4.2 人工きずの位置の同定

Table2.4.1 は Table 2.3.2 の 2B 配管の試験体を管端部から管軸方向に探傷したときの人工きず距離の測定結果を示す。ここで、人工きずの位置の距離同定は人工きずを別な人が指で触った時にエコー高さの変化を見て確認した。これから、実測値と比較して誤差は数%程度であり実用上の精度は十分であると判断される。

Table2.4.1 The relationship of distance between measured distance by SH wave angle probe and actual distance

Actual Distance	Measured distance by SH Wave angle probe
1000	1000～1030
2000	2000～2030
3000	3000～3030
4000	4000～4030

(Unit : mm)

2.4.3 人工きずの周方向位置の影響

Fig.2.4.3 は人工きずの周方向位置が検出状況に及ぼす影響についての検査方法を示す。

Fig.2.4.4 は Table2.3.1 の 2B 配管の No.2 人工きずを 1m 離れた位置において探触子を周方向に 45 度ピッチで移動させたときの人工きずエコー高さを測定した結果を示す。

Fig.2.4.5 は Table2.3.2 の 2B 配管の人工きずから 4m 離れた位置において同様に周方向に 45 度ピッチで移動させたときのきずエコー高さを測定した結果の中から 0 度と 45 度ずれた時の探傷波形の比較を示す。0 度方向すなわち探触子と人工きずが同一線状にあるときは十分に高いエコーが 4.1~4.3m の位置に見られているが、周方向に 45 度だけ探触子がずれるとエコー高さは表示されなかった。すなわち、SH 斜角波は周方向にはほとんど広がりをもたずに伝搬すると言える。この理由は小口径配管では表面が大きな曲率をもつため水平偏波の音波が周方向に広がらないためと考えられる。このことから、SH 斜角波は局所的な損傷検出に有効である。

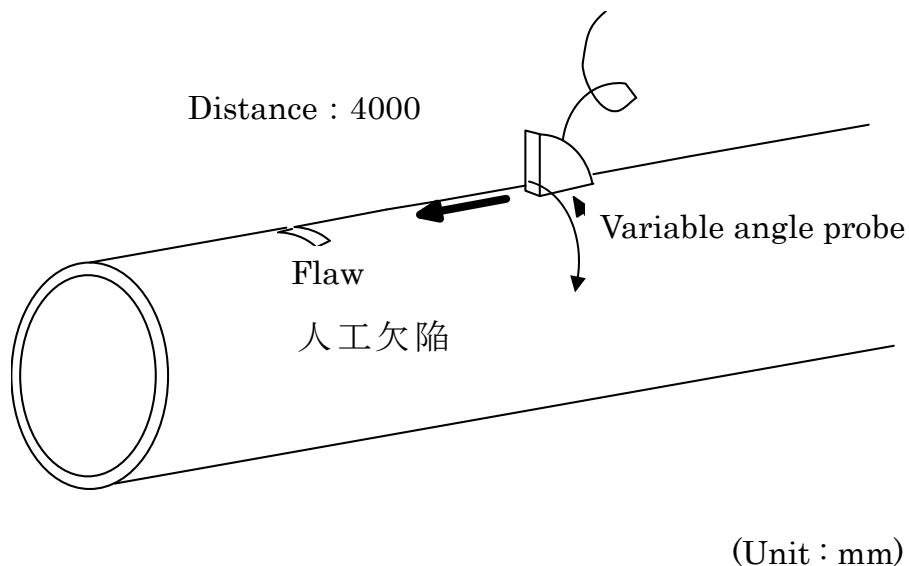


Fig.2.4.3 Relationship of position between variable angle probe and artificial flaws

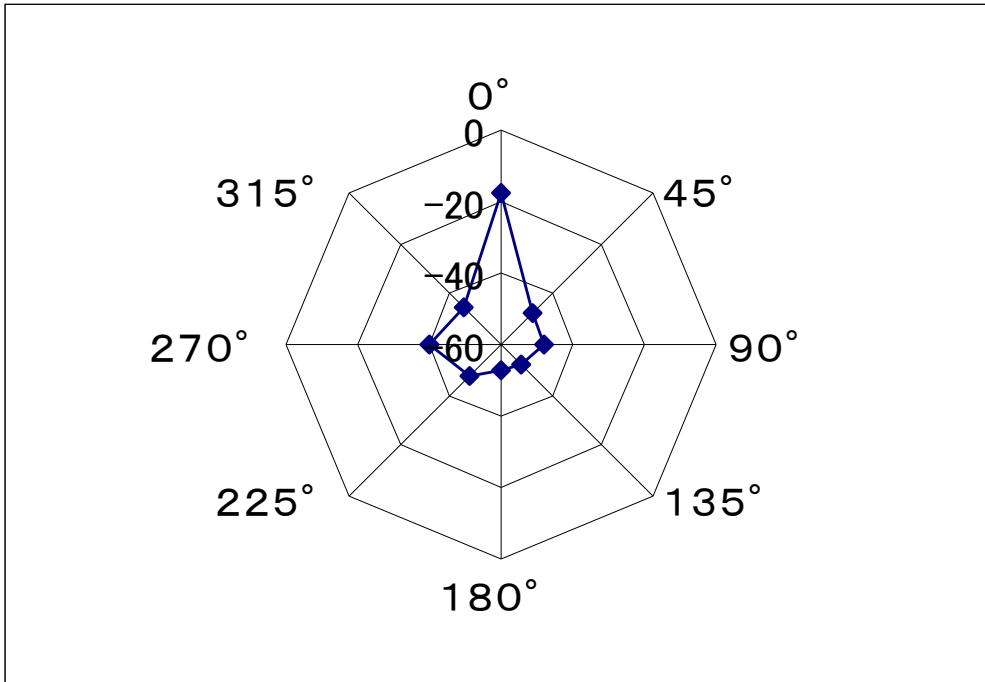


Fig.2.4.4 Direction characteristic of SH guided wave in circumference extent(2B,No.2,1m)

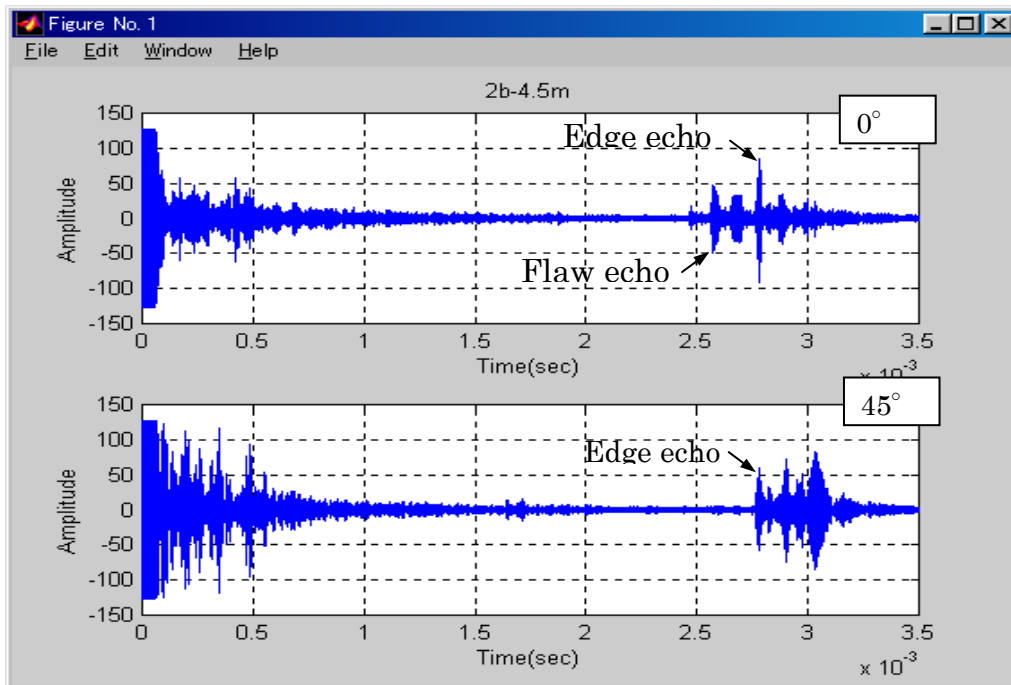


Fig.2.4.5 Direction of flaw with SH wave (2B,No.2,4m)

2.4.4 伝搬距離の影響

伝搬距離が人工きずの検出に及ぼす影響について調べるために、Table2.3.2の長さ 5.5m の管に加工した人工きずに対して距離を変化させてエコー高さを測定した。Fig.2.4.6 は 2B と 3B 配管の人工きずを用いて距離特性を検査した測定結果を示す。ここで、First wave, Second wave, Third wave とは Fig.2.4.1 で示したように、人工きずから 2 つ以上のエコーが現れるので、最初の信号を First wave, 二つ目を Second wave, 三つ目を Third wave として示した。ここで距離 4m の位置でも人工きずが検出されているが、ここで使用した探触子及び測定条件で、1m から 4m 間で約 30dB の感度減衰が認められた。このことから、断面欠損率が 5% とより小さい減肉を探傷する場合は、さらに伝搬距離(4m)を長くするには限界があるものと考えられる

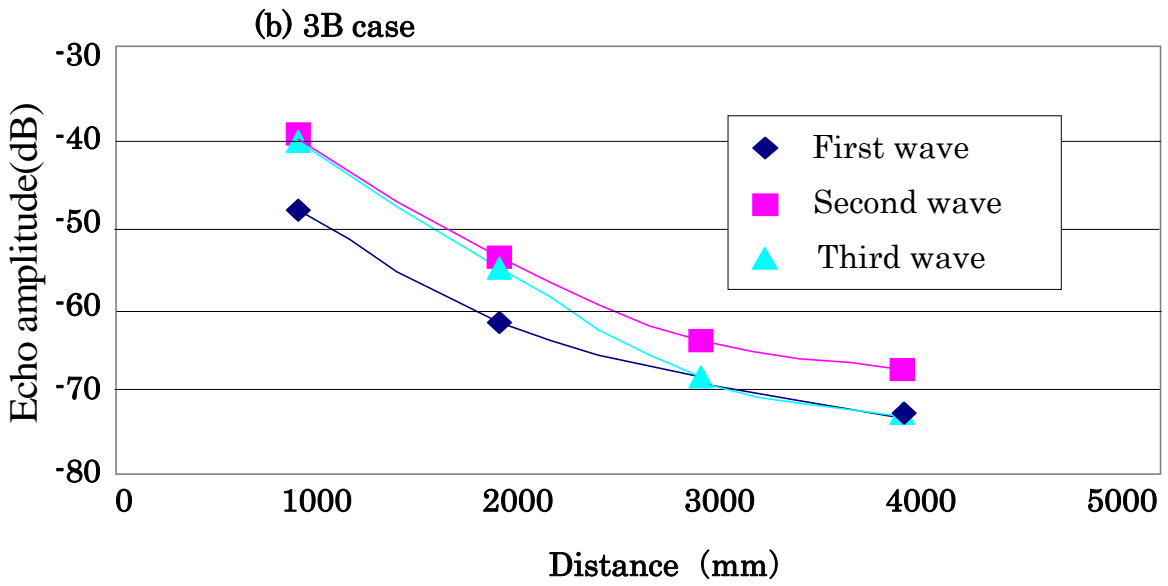
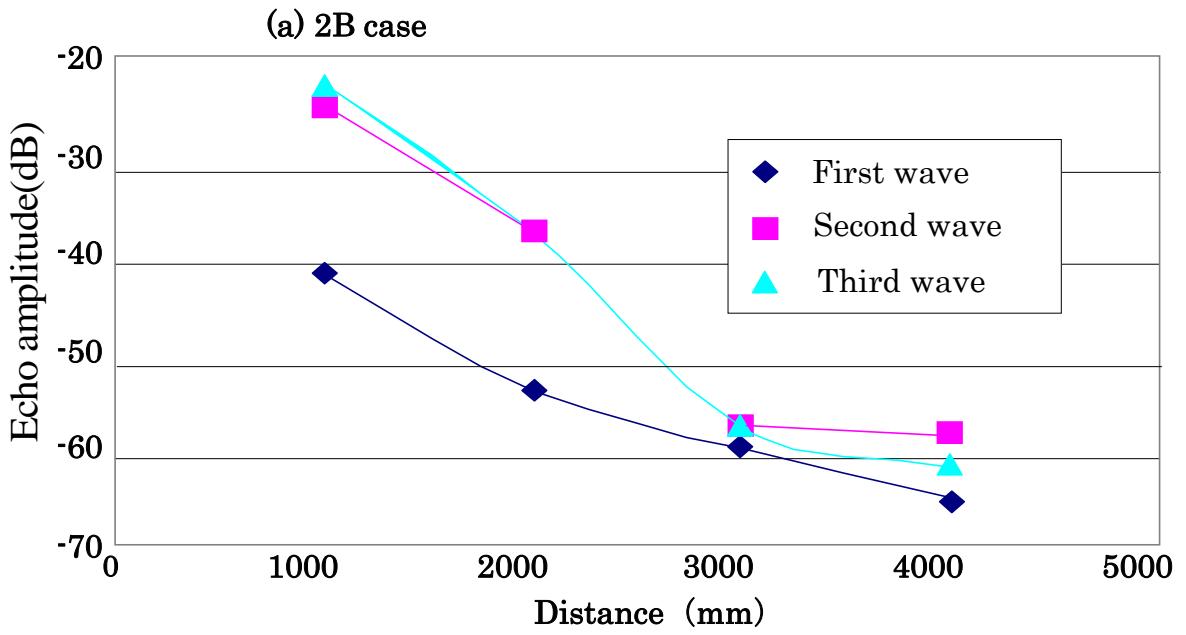


Fig.2.4.6 The relations between distance and echo amplitude

2.4.5 内部流体の影響

Fig.2.4.7 は縦波の斜角波を用いて、管内部に水を満たした場合と満たさない場合の試験結果を示す。Fig.2.4.8 は SH 斜角波を用いて、管内部に水を満たした場合と空の場合の試験結果を示す。試験片はいずれも Table2.3.1 の 3B No.3 きずを用い、管からの距離は 1.5m とした。縦波の斜角波の場合は管内部に液が満たされている場合には、人工きずの検出はできないが、SH 斜角波の場合は内部流体(水)の有無にかかわらず、人工きずエコー高さは変わらず、人工きずを検出できることを示している。このことから SH 斜角波は管内の液体の影響を受けないことが確認された。

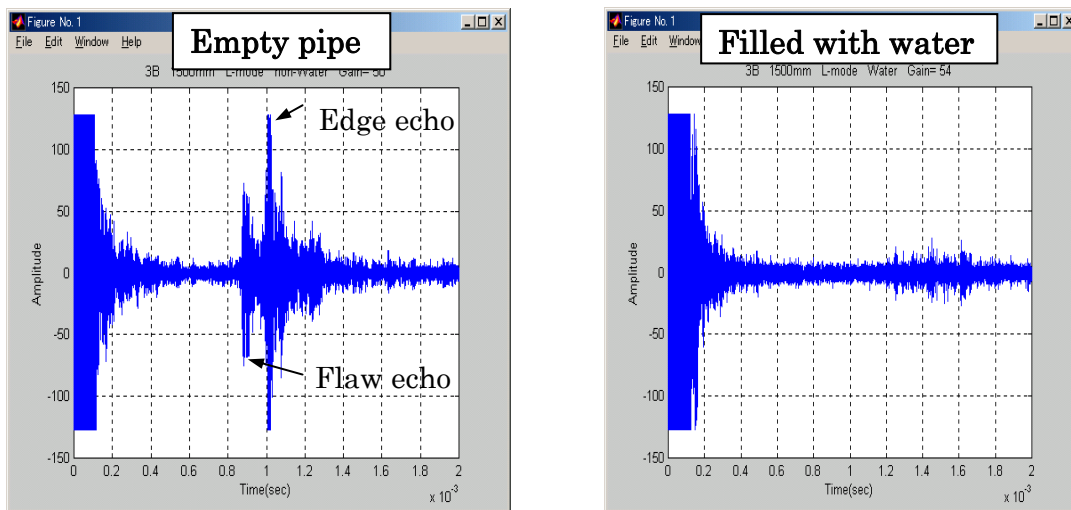


Fig.2.4.7 Influence of internal fluid in the case of Longitudinal wave

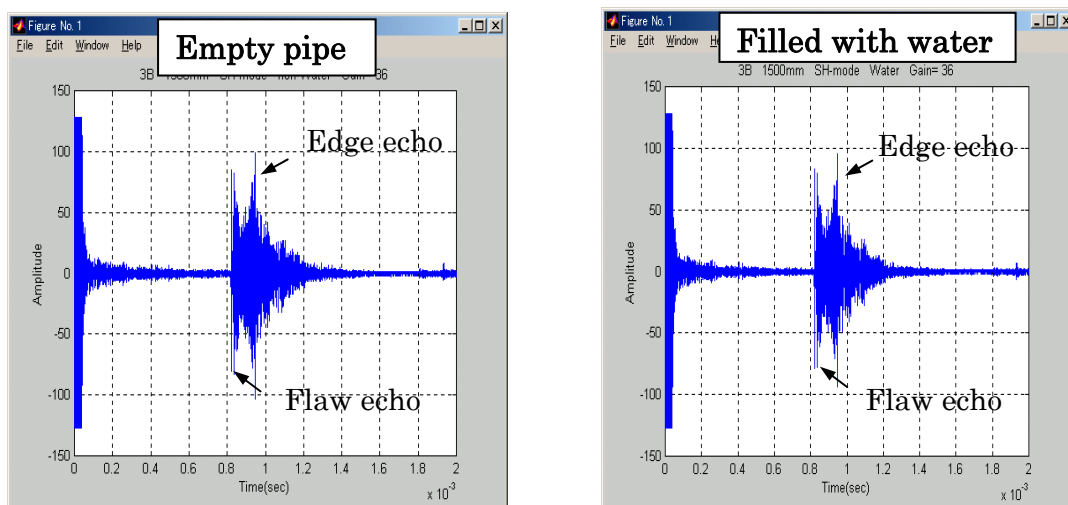


Fig.2.4.8 Influence of internal fluid in the case of SH wave

2.5 実証試験結果

2.5.1 試験対象配管

Fig.2.5.1 はラック上の呼び径 1B と 2B 配管外観を示す。Fig.2.5.2 は呼び径 2B 配管の寸法を示す。目視試験の結果、一部に塗装の剥離と錆を認めるが概ね良好な外観形状であった。しかし 7.5m 先の架構サポートと接触している配管下部に断面欠損約 20%の大きい減肉が認められた。

Fig.2.5.3 は呼び径 1B 配管の寸法を示す。本配管は撤去のため 2m 毎に切断された配管の中から、管端から 1.2m 付近に外面腐食が認められた配管を用いた。また、いずれも計測は 2.2.2 節で求めた最適入射角 19 度の探触子を用いた。

2.5.2. 検査結果

(1)ラック上呼び径 2B 配管の測定結果

Fig.2.5.4 は呼び径 2B 配管の測定結果を示す。伝搬特性として約 7.5m 先のサポート部の腐食による減肉を十分な SN 比で検出できている。実験では 4m の位置に設けた断面欠損率 5%の腐食の場合、大きな減衰が認められたが、今回のサポートの位置の腐食による断面欠損率は 20%と大きい。この様な大きい腐食による減肉であれば 7.5m先の長距離でも検出できることが示された。実用上、周方向の許容断面折損率は、内圧による必要最小肉厚で支配されるが、腐食による局部減肉の場合、多くは断面欠損率が現肉厚の 70~80%まで減肉しても漏えいには至らない。このことから、深い減肉であれば、さらに長距離でも検出できると言える。したがって、本手法は実用上、十分利用できる検査手法であると言える。

なお、試験周波数を探傷器で 250kHz~1MHz 程度の範囲で変化させながら波形を採取し Fig.2.5.4(a)に示すような結果も表示した。現場における実機試験対象物は、それぞれ減衰の程度が異なるため、超音波が伝搬しやすい周波数帯域があると予想されるので、このような結果表示により、伝搬しやすい試験周波数が容易に判断できるようにする目的で試作した。

結果表示は MATLAB 関数により描画しており、横軸一周波数、縦軸一伝搬距離（ここでは POINT 表示、1 ポイントは 0.24mm に相当）、振幅一カラー表示を示す。

(2) ラック上呼び径 1B 配管の測定結果

Fig.2.5.5 は呼び径 1B 配管の測定結果を示す。ここで 1.2m 付近を中心に腐食信号が得られており、腐食位置を正しく同定できている。局部減肉ではない幅広い範囲の外面腐食の場合でもこの様に検出できていることは、検出方法として本手法は実用上、十分利用できる検査手法であると言える。

ここで、配管端信号の位置が、実際には 2m の位置に表示されなければならないが、測定では 1.7m の位置に表示されている。これは腐食部を SH 斜角波が透過する際に音速が変化したものであり、局部的な減肉については良好な結果が得られるが、全体的に腐食が進行している場合は、SH 斜角波は減衰し、それ以降ガイド波が伝搬しない可能性も示している。しかしこのような場合には距離範囲を区切って測定を行えば、十分な精度で腐食を検出できるので実用上の問題はない。

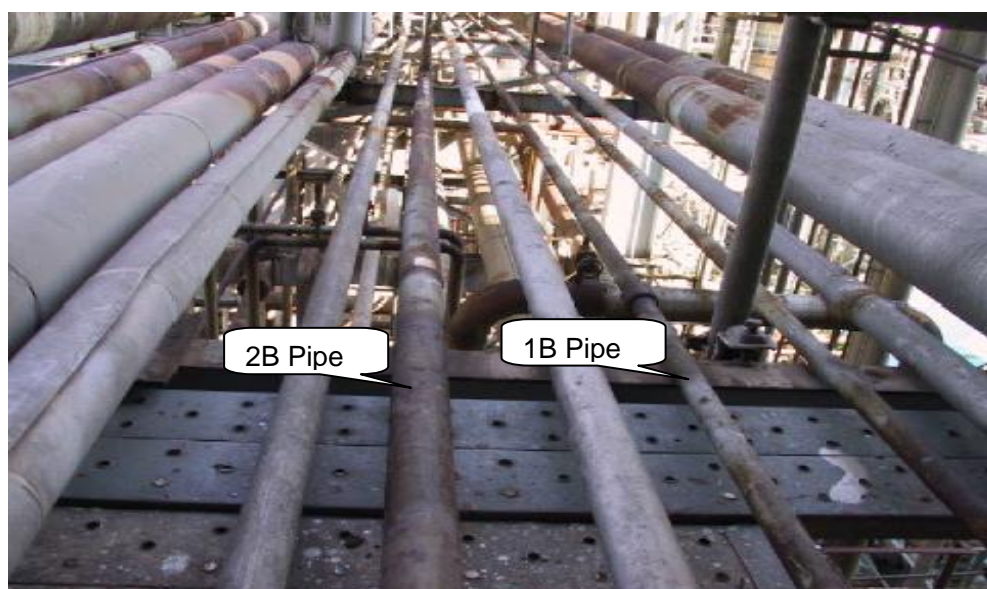


Fig.2.5.1 Piping on the rack

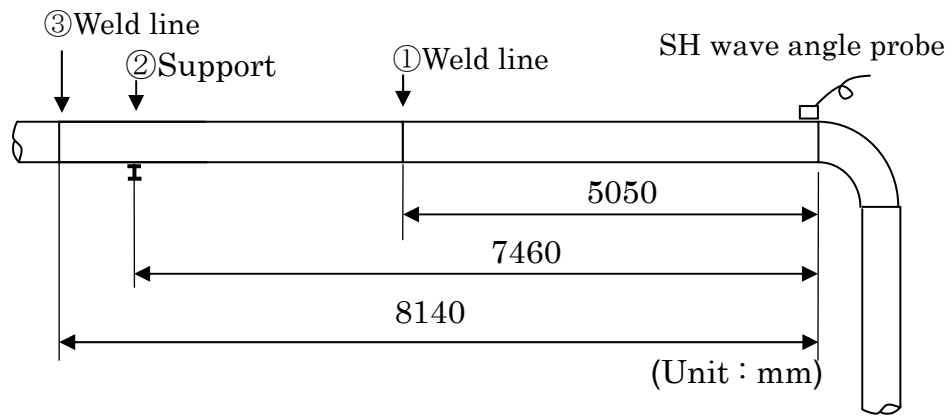


Fig.2.5.2 The relationship of position among SH Wave angle probe, weld line and support

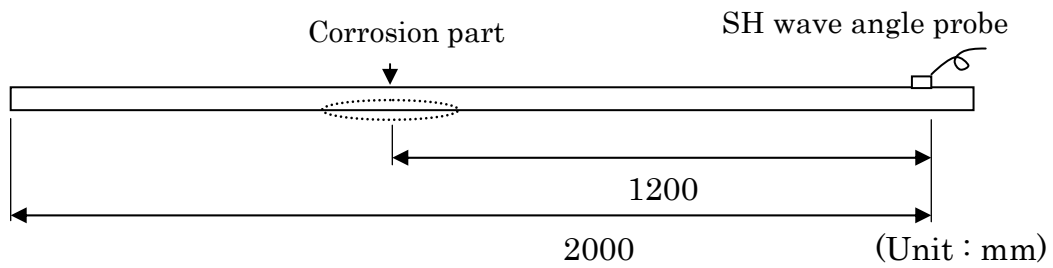
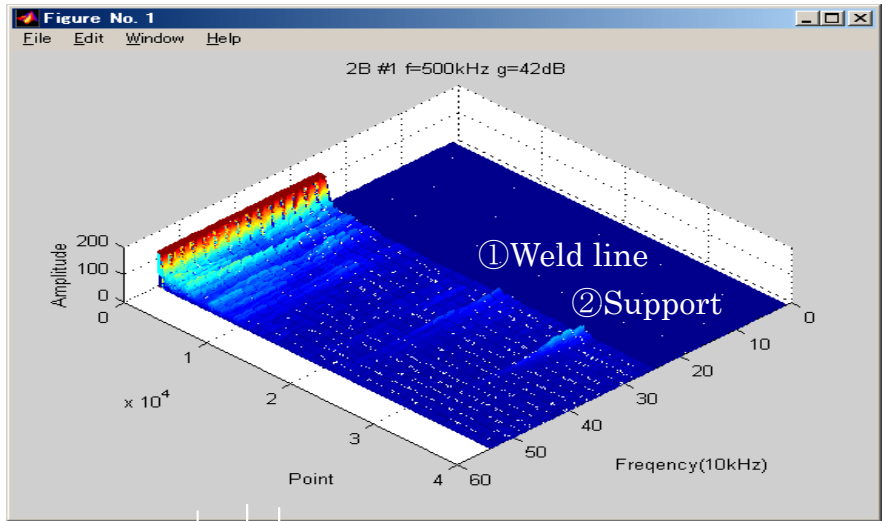
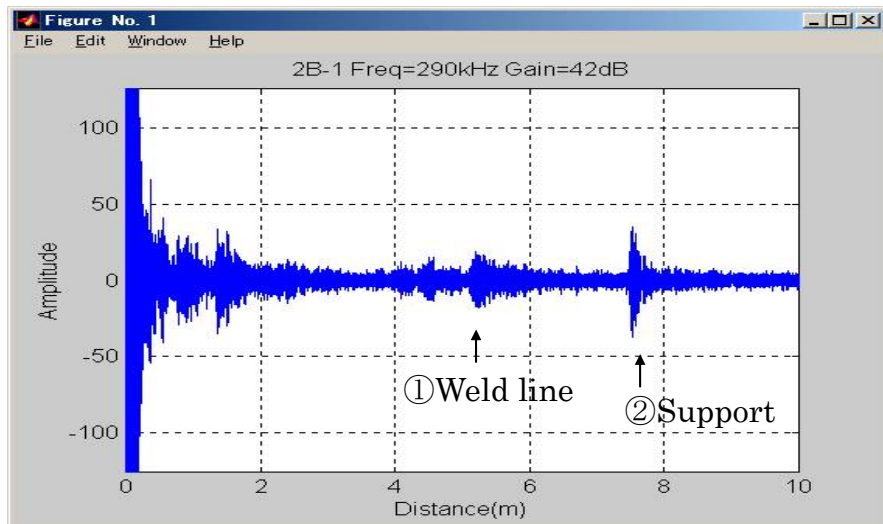


Fig.2.5.3 The relationship between SH Wave angle probe position and corrosion part

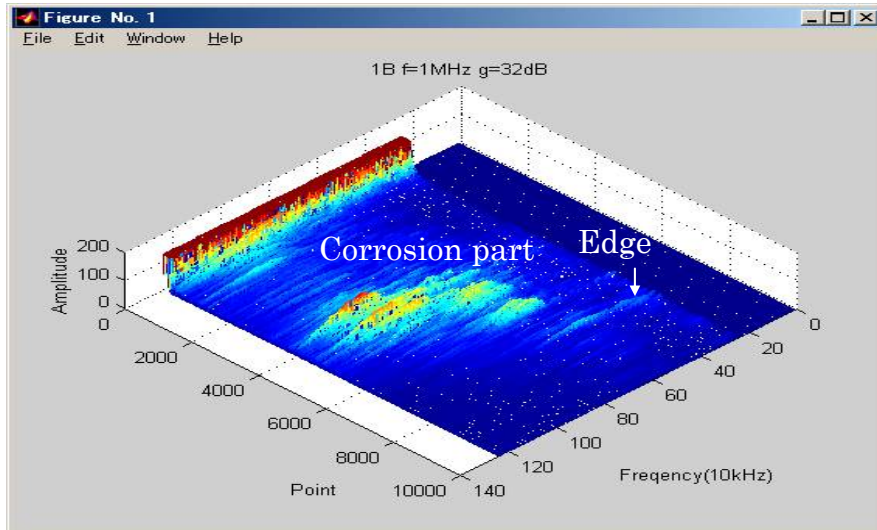


(a)The relationship between amplitude and distance(point)

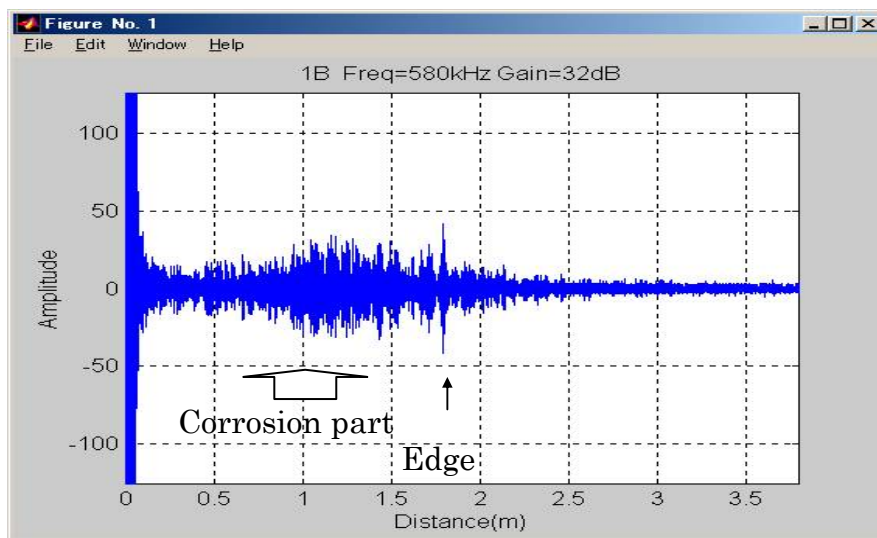


(b)The relationship between distance and echo amplitude

Fig.2.5.4 The results of inspection (2B Pipe on the rack)



(a) The relationship between amplitude , distance(point)



(b) The relationship between distance and echo amplitude

Fig.2.5.5 The result of inspection (1B Pipe on the rack)

2.6 結言

本研究では、小口径配管(呼び径 1~3B)の減肉検出手法として SH 斜角波に注目し、SH 斜角波を管軸方向に伝搬させてその特性について検討し、以下の結果が得られた。

- (1)SH 斜角波探傷方法は小口径配管の円周方向の腐食による減肉を検出できることを示した。
- (2)SH 斜角波探傷方法は配管内の流体の影響を受けないことを示し、運転中における検出が可能であることを示した。
- (3)人工きずの深さと振幅との相関は見いだせないが、人工きずの検出精度について検討した結果、探触子から距離 4m の距離で断面欠損率 5%の腐食減肉を検出できることを示した。
- (4)実機小口径配管の腐食減肉の測定結果から、断面欠損率が大きければ長距離での腐食部の位置が特定できることを示した。
- (5)腐食が進行している場合も SH 斜角波で位置の特定ができることを示し、実用上、本手法は外面腐食減肉検出手法として優れた手法であることを示した。

第3章

電磁超音波共鳴法を用いたフィン付き空冷式熱交換器チューブの腐食減肉検出技術評価

第3章 電磁超音波共鳴法を用いたフィン付き空冷式熱交換器チューブの腐食減肉検出技術評価

3.1 緒言

石油精製，石油化学工業で使用されている空冷式熱交換器チューブは，伝熱効果を上げるためにチューブにフィンを取付けてある．このフィン付チューブは，シェル&チューブタイプの熱交換器と違い，内部流体が漏えいすると直ちに大気側に洩れて火災が発生する危険性が高く，定期的に経年減肉変化を把握し健全性を確認しておくことは重要かつ必要である．ところが，通常チューブ検査に用いる渦流探傷試験法では，このフィンの溝を欠陥として評価してしまうため水浸超音波法が使用される，この方法は検査精度が高く定量評価が可能だが，前処理として高圧ジェット水洗によるスケール除去を完全に行う必要と検査時に接触媒質（水）を使用するので，これらの廃水処理も必要である．また，この手法の短所は，探触子の超音波指向性が一方向のためフィン付チューブ内面の全周検査に時間がかかることにあり，定期検査の工程期間内に全数を精度よく検査をすることが困難という問題点がある．したがって，検査速度が速く，かつ，検査精度が高い非破壊検査技術が望まれている．

設備の信頼性を十分に確保するためには，これらの問題を早急に解決すべきであり，本章では，この問題を解決するために新たな検査方法として電磁超音波共鳴法（EMAR：Electro-Magnetic Acoustic Resonance）を利用した電磁超音波センサ（EMAT：Electro-magnetic Acoustic Transducer）に注目した．この方法は EMAT により金属内に非接触で板厚方向に超音波を励起し，超音波共鳴を生じさせ，その共鳴スペクトルから板厚の変化を検査する方法である．すなわち内外径差(板厚)と共鳴周波数との関係付けを明確にし，チューブの板厚変化を共鳴周波数を測定することにより検出方法を検討する．変換効率が低く，S/N 比の悪いことが EMAT の短所であるが，共鳴状態で同位相多重エコーを受信すること

この EMAT の短所が解消され、且つ、EMAT の長所である非接触性のため高精度の検査が可能である。

EMAR は 1970 年台に Filimonov ら¹⁴⁾と Nikiforenko ら¹⁵⁾によって提案され、その後 1990 年に川島¹⁶⁾が縦波と横波の共鳴周波数から薄鋼板を材料評価して以来、Johnson ら¹⁸⁾による基礎研究や平尾ら¹⁹⁻²⁶⁾による炭素鋼結晶粒度評価や疲労評価が報告されている。また、EMAR ではないが、電磁超音波を用いた検査方法²⁷⁾も報告されているが、これは管外面検査に限定されている。

本研究の目的は、フィン付チューブ内に軸対称 SH 波を励起・検出する EMAT を開発し、軸対称 SH 波の EMAR 信号から腐食量を評価することである。軸対称 SH 波とは、円柱・円管内を軸方向に偏向しながら周方向に伝搬する横波弾性波である。チューブの場合、その基本モードは内表面近傍を伝搬し、高次のモードになるほど内部領域を伝搬する。高次になると減衰率も大きくなるが、対象となる試験体の肉厚によって EMAR の共鳴モードを使い分けて減肉変化を検出することができる。

軸対称 SH 波の EMAR を使用した管の腐食減肉検査方法としては、磁化方向を交互に配置した PPM-EMAT(periodic permanent magnet electromagnetic acoustic transducer) を発展させた管外面側の検査方法を平尾ら²⁶⁾が提案している。ところが、管内面検査については今まで研究された例はなく、本研究で基礎的伝搬特性を明らかにすべく人工きずを加工したフィン付チューブを用いて欠陥検出能を調べた。さらに本研究では、上記方法を用いて、現場での実証試験を行い、得られた結果と実際の値との比較を行う。

3.2 電磁超音波探傷法の原理

Fig.3.2.1 は電磁超音波の発生メカニズムを示す。

磁石の作るバイアス磁場に高周波電流（バースト波）を流すと「うず電流」が誘起される。この「うず電流」を周期的に変化させると、近接した金属試験体間に発生するローレンツ力も周期的に変化して超音波が発生する。

このように EMAT はローレンツ力により直接試験体に超音波を発生させるので、試験体に接触することなく超音波の送受信を行える。

測定原理は、駆動周波数を変化させることで、管円周方向伝搬時間と同期させ、共鳴状態を発生させる条件で振動数方程式を解くと、共鳴周波数が決定される。

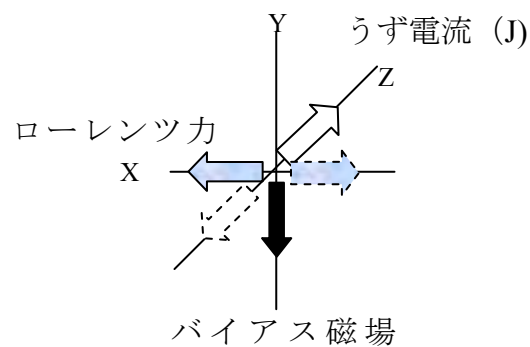


Fig.3.2.1 The generating mechanism of the electromagnetic supersonic wave

3.3 軸対称 SH 波 EMAT 探触子

Fig.3.3.1 は本研究で開発したフィン付チューブ探傷用の EMAT 外観を示す。Fig.3.3.2 は EMAT の形状を示す。

フィン付チューブ内面の腐食検査に適用することから EMAT はチューブ内に挿入できるように磁極(N-S)を周方向に相互に反転させた複数個の永久磁石を分割組み合わせた円筒型の形状とし、その外周にソレノイド状に送受信コイルを巻き付けた構成とした。この磁石形状とコイルで構成した EMAT をチューブ内に挿入して、チューブにバイアス磁場を与えて磁化し、送信コイルに高周波電流（バースト波）を流すと、磁化方向にひずみが生じる。磁化は加えた交流電流と同じ周期で変動し、ローレンツ力と磁わい力の作用によりチューブ内に周期的に振動するせん断ひずみが生じるので、これが超音波源となる。

Fig.3.3.3 は超音波の伝搬方向を示す。このようにチューブの軸方向に偏向し、円周方向に伝わる軸対称 SH 波を発生させ、この超音波を使用することによりセンサーを回転せずに全周を探傷することができる。



Fig.3.3.1 Appearance of axial-shear EMAT

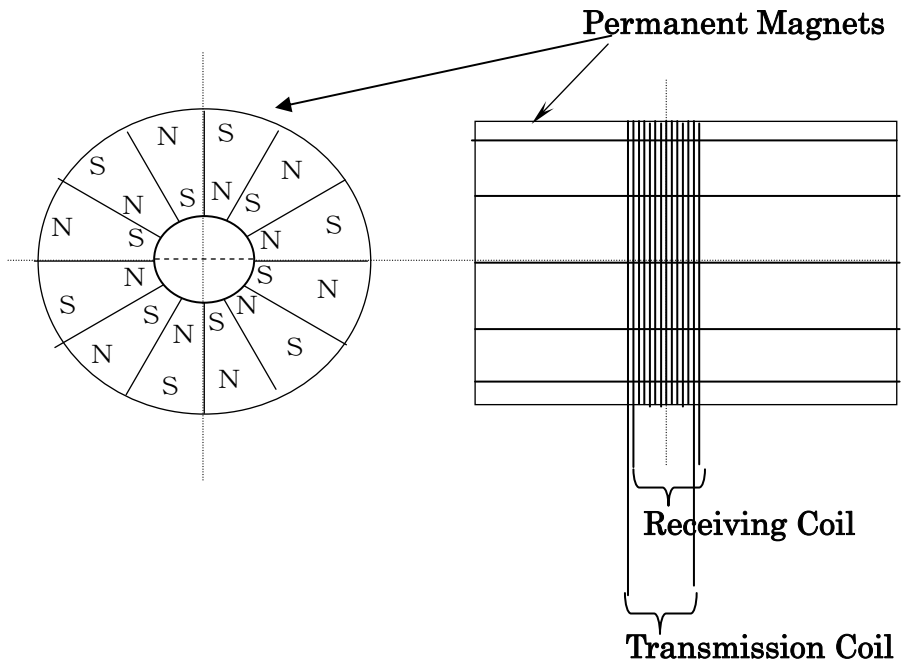


Fig.3.3.2 Configuration of the EMAT

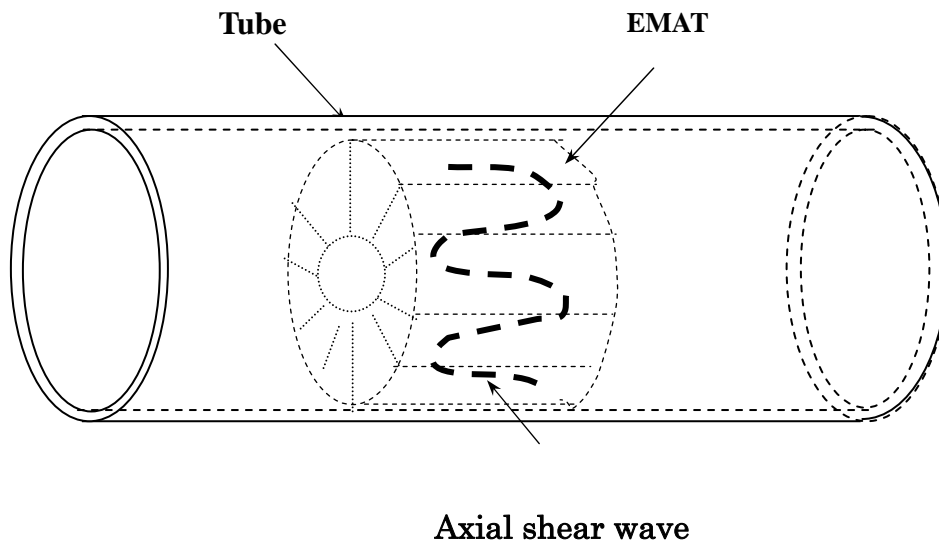


Fig.3.3.3 Propagation of axial shear wave

3.3.1 軸対称 SH 波の振動数方程式

r, θ, z で表わされる円筒座標系において、軸方向に偏向し周方向に伝搬する弾性波の変位を $u=u_z(r, \theta)$ とおいて(3.1)式の波動方程式の解を求める。

$$\rho \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} = \mu \left[\frac{\partial^2 u_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} \right] \quad (3.1)$$

このため $U_z = R(r) \cdot \Theta(\theta) \cdot T(t)$ とおいて変数分離解を求めると、 $U_z = R(r) \cdot \exp[j(\omega t - n\theta)]$ と表わされる。位相の変域を $0 \leq \Phi \leq 2\pi$ とするための $2n\pi$ の任意性を用いて共鳴条件を $\Theta(\theta) = \Theta(\theta + 2m\pi)$ としして解くと(3.2)式が得られる。

$$\frac{d^2 R(r)}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dR(r)}{dr} + \left[\frac{\rho \omega^2}{\mu} - \frac{n^2}{r^2} \right] R(r) = 0 \quad (3.2)$$

この微分方程式は(3.3)式のように n 次の第1種および第2種のベッセル関数で表わすことが出来る。

$$R(r') = c_1 J_n(r') + c_2 Y_n(r') \quad (3.3)$$

ここで J_n : n 次の第1種ベッセル関数 Y_n : n 次の第2種ベッセル関数

r' : $r \omega / C_s$ C_s : SH 波の音速($=\sqrt{\mu/\rho}$)

ω : SH 波の角周波数($=2\pi f$)

さらに境界条件として、 $r=R_o$ (外半径)、 $r=R_i$ (内半径)において応力がゼロを用いると(3.4)式が得られる。

$$\left. \frac{dR}{dr} \right|_{r=R_o} = \left. \frac{dR}{dr} \right|_{r=R_i} = 0 \quad (3.4)$$

これらより、次の式が得られる。

$$\left\{ \frac{n J_n \left[\frac{2pf}{C_s} \cdot R_o \right]}{\frac{2pf}{C_s} \cdot R_o} - J_{n+1} \left[\frac{2pf}{C_s} \cdot R_o \right] \right\} \cdot \left\{ \frac{n Y_n \left[\frac{2pf}{C_s} \cdot R_i \right]}{\frac{2pf}{C_s} \cdot R_i} - Y_{n+1} \left[\frac{2pf}{C_s} \cdot R_i \right] \right\} - \left\{ \frac{n J_n \left[\frac{2pf}{C_s} \cdot R_i \right]}{\frac{2pf}{C_s} \cdot R_i} - J_{n+1} \left[\frac{2pf}{C_s} \cdot R_i \right] \right\} \cdot \left\{ \frac{n Y_n \left[\frac{2pf}{C_s} \cdot R_o \right]}{\frac{2pf}{C_s} \cdot R_o} - Y_{n+1} \left[\frac{2pf}{C_s} \cdot R_o \right] \right\} = 0 \quad (3.5)$$

ここで、 n は EMAT を構成する永久磁石数の半分の値である。

3.4 探傷装置の構成と各部の詳細

Fig.3.4.1 は装置のシステム概要を示す。信号処理用及び解析用 CPU、センサー送り装置、プリンターで構成している。

ここで共鳴周波数の計測は、入射するバースト波(Burst in Cycle;10,Burst Width Microsecond;100 μ s, Power ; Ave.500V)の周波数を小刻みに変化させて、個々の周波数に対する受信信号の振幅を測定し、振幅の周波数依存性から共鳴スペクトルを測定した。

周波数の刻み幅は小さい方が精度上好ましいが、そうすると検査スピードが低下するので、実用化を目指し 0.005MHz を採用。測定は文献²⁶⁾に記述されたスーパーヘテロダイン周波数分析方法を採用した。スーパーヘテロダイン周波数分析器は 0.1MHz～20MHz 間で周波数を可変できる共鳴波共鳴装置 (RAM-5000) を使用した。

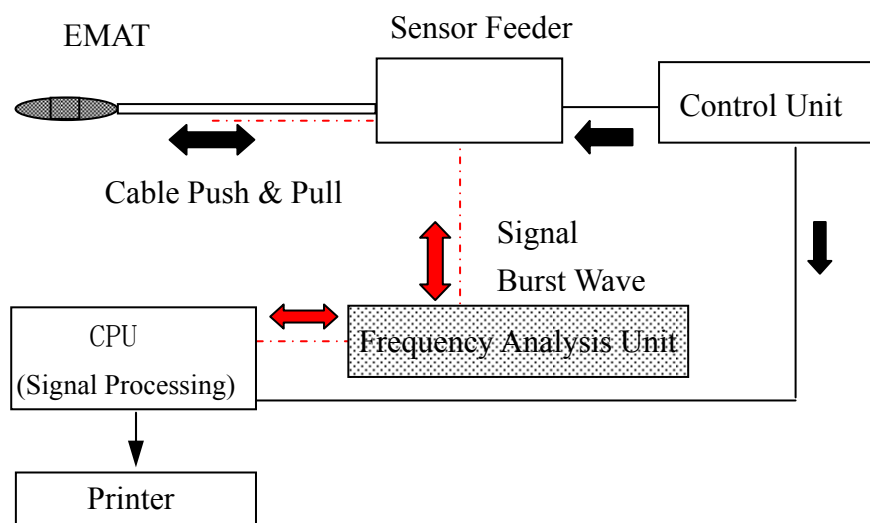


Fig.3.4.1 Measurement system

3.5 検討内容

3.5.1 検討対象設備

対象設備は石油精製・石油化学プラントで汎用的に使用されている空冷式熱交換器のフィン付チューブで材質は炭素鋼製鋼管（STPG370：JISG3454 圧力配管用炭素鋼鋼管で公称肉厚 2.77mm：実測 3.0mm，外径 25.4mm）である。この炭素鋼鋼管にらせん状の溝(幅 0.4mm,間隔 2mm)を設けてアルミニウム製（A1100，厚さ 0.4mm）のフィンが取り付けられている。

3.5.2 事前検討

(1)永久磁石仕様

Fig.3.5.1 は永久磁形状寸法を示す。磁石材質は、ネオジム・鉄・ボロン系の焼結磁石を採用し、各磁石間はスペーサー（材質テフロン）を挿入した。

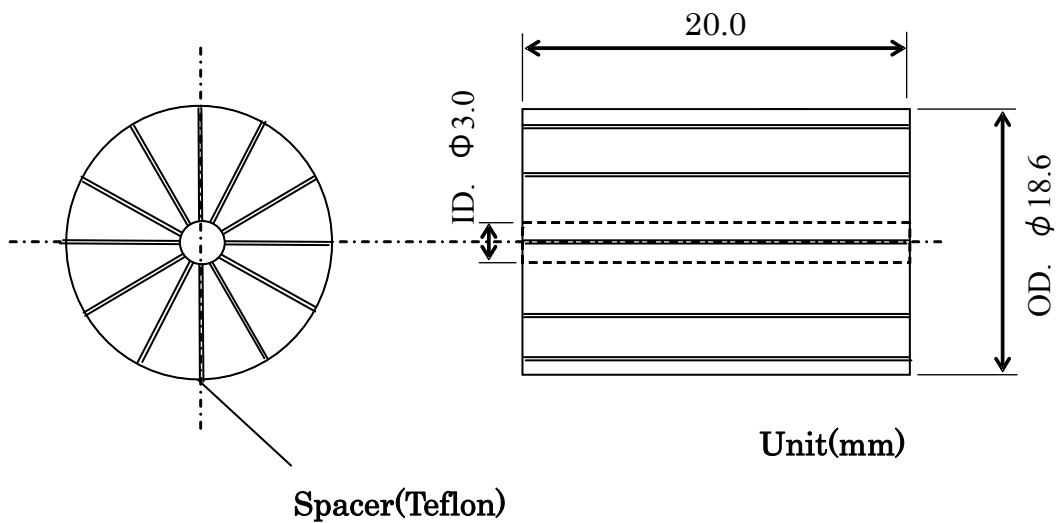


Fig.3.5.1 Actual shape and dimensions

(2)EMAT 仕様

Fig.3.5.2 は EMAT 各部の寸法を示す。

磁石外周に径 0.2mm エナメルワイヤーを 10mm 幅で巻いて、受信部の軸方向長さを 10mm とした。チューブ内面との磁石間のクリアランスは片側 0.4mm(充填率 96%=EMAT 外径(18.6mm)/フィン付チューブ内径;19.4mm)とした。

又、スケール等の付着があっても支障の無いようにスペーサーを設置し、全長は 96.7mm とした。

(3)永久磁石の分割数

軸対称 SH 波の波長は振動方程式により、EMAT の分割した永久磁石の磁石間隔が半波長となる。したがって、小さな傷の検出感度を高めるには分割数を多くして波長を短くすることが必要だが、分割数を多くすると磁石サイズの縮小化に繋がり磁化力が弱くなることから、8 分割、10 分割、12 分割を選択して最適分割数を決定する事前実験を行った結果、8、10 および 12 分割すべてに高いノイズ信号スペクトルを示した。

代表例として Fig.3.5.3 は 8 分割の EMAT 単独信号のノイズ信号スペクトルを示す。EMAT 単体の共振による振幅ピークがフィン付チューブからの共鳴ピークの近傍にあるとノイズ信号となるので、理想は EMAT 単体のスペクトルが発生しないことであるが、本研究では振幅が 3.0V 以上のスペクトルをノイズ信号と定義した。この解決法として Fig.3.5.4 に磁石端面に点線で示した格子状のスリットを施工するとノイズ信号の発生を抑えることができた。

Fig.3.5.5 はスリットを入れた同じ 8 分割の EMAT 単独信号のノイズ信号スペクトルを示す。この様に、磁石端面に破線で示す格子状のスリットを加工すると、良い EMAT 単体の S/N 比が得られた。

スリットを入れるとノイズ信号が低減する件は、EMAT 内の共振は、EMAT の規則的な形状により生じるので、表面のスリットがあると散乱された超音波が他の超音波と位相が合わなくなり、結果的に共振が起こりにくくなったものと推測した。

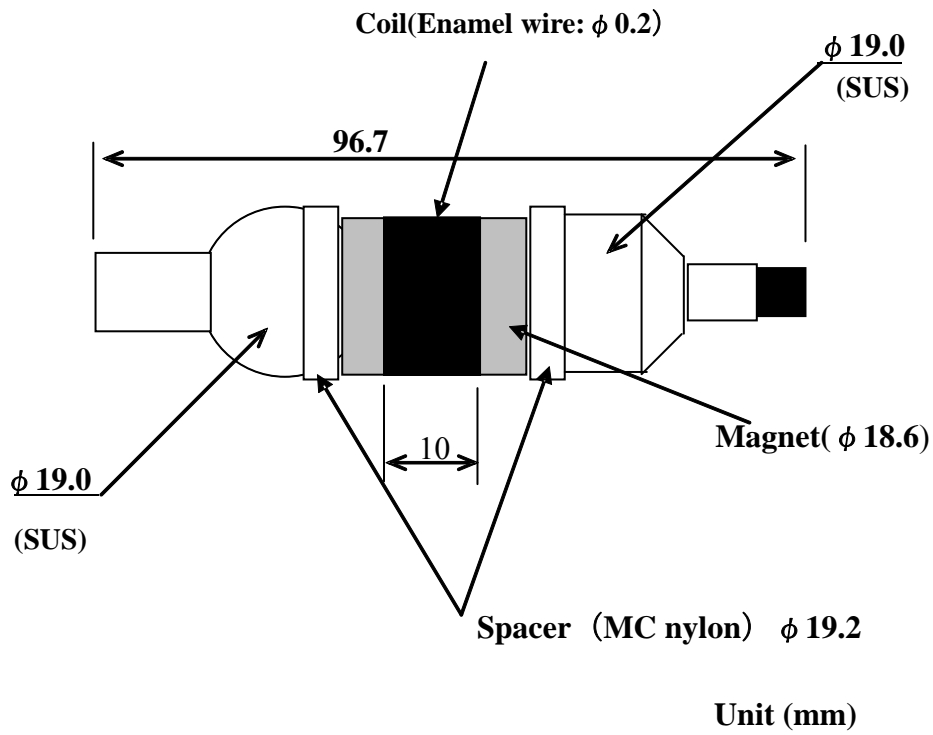


Fig.3.5.2 EMAT Sensor dimensions

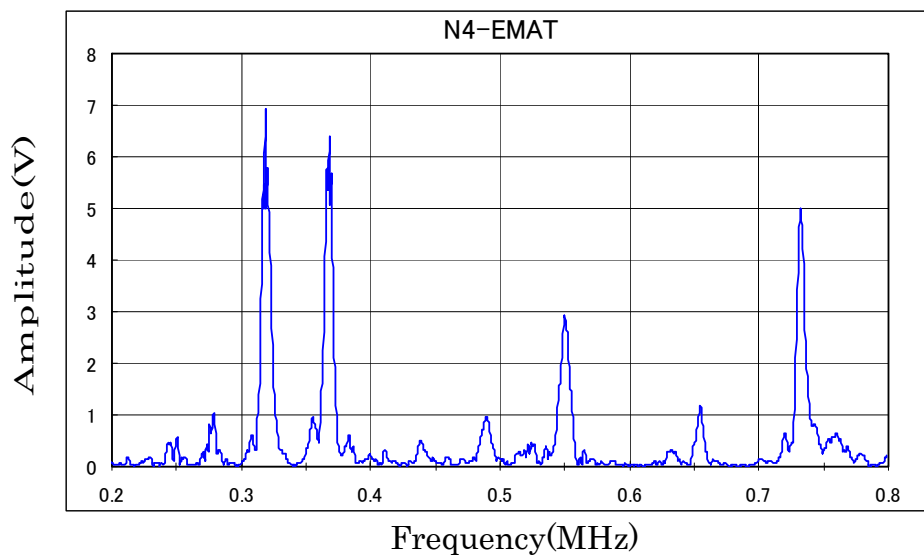


Fig.3.5.3 Resonant spectrum for n=4(8 pieces)

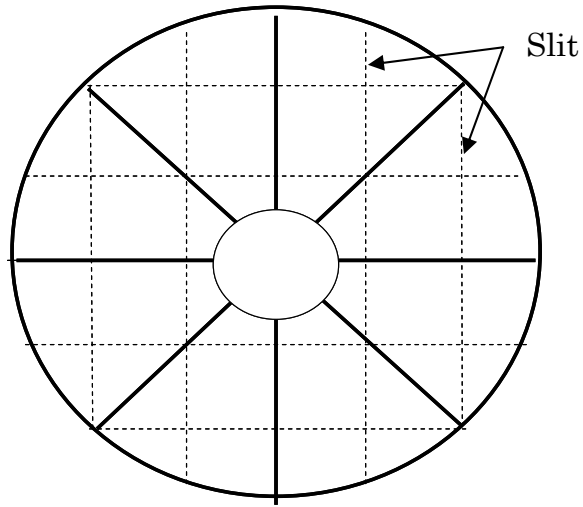


Fig.3.5.4 Configuration of the EMAT

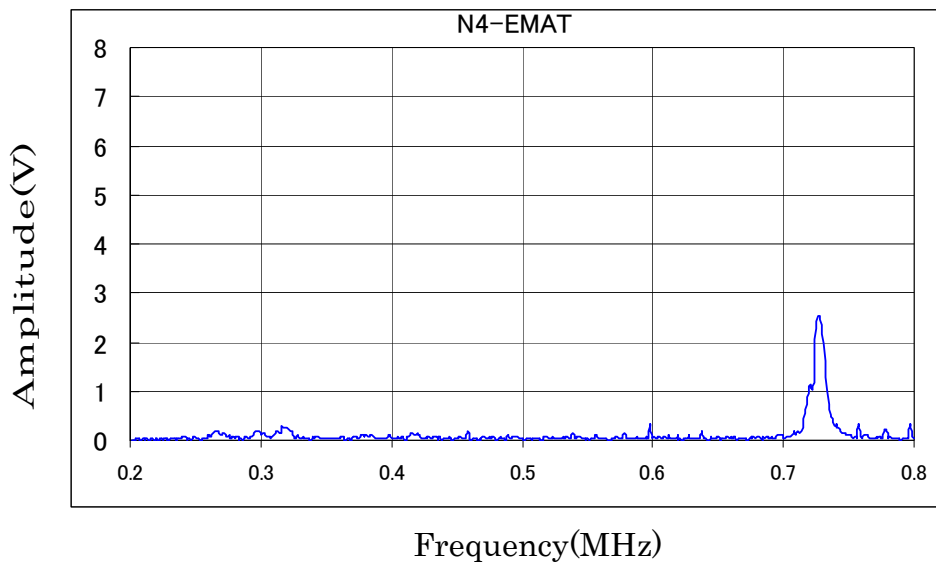


Fig.3.5.5 Resonant spectrum for $n=4$ (8 pieces) with noise suppression

(4)電磁共鳴周波数の確認

EMAT 単体のノイズ信号が抑えられたことを確認した。このため以降の実験は、分割数を大きくした方が小さな傷の検出感度を高められるので、12 分割 EMAT を用い、厚さ 3 mm の素管(フィンが付いていないチューブ)、およびフィン付チューブの新管試験片で共鳴周波数の確認を行った。

Fig.3.5.6 は素管を 0.1~2.0 MHz の範囲で周波数掃引して測定した共鳴周波数測定結果を示す。

Fig.3.5.7 はフィン付チューブ(新管) を上記と同一条件で掃引して測定した共鳴周波数測定結果を示す。

いずれも赤色は試験片の共鳴周波数, 紺色は EMAT 自体の共鳴周波数を示し。EMAT 自体の共鳴周波数は、試験片の共鳴周波数より著しく低いことが確認できた。

・素管の共鳴周波数

振動数方程式の共鳴周波数解は、一次モード共鳴周波数 0.29MHz, 二次モード 0.61 MHz, 三次モード 1.10MHz, 四次モード 1.62MHz となるのに対して、実測の共鳴周波数を図中に記入した。両者は良く一致していることを確認した。

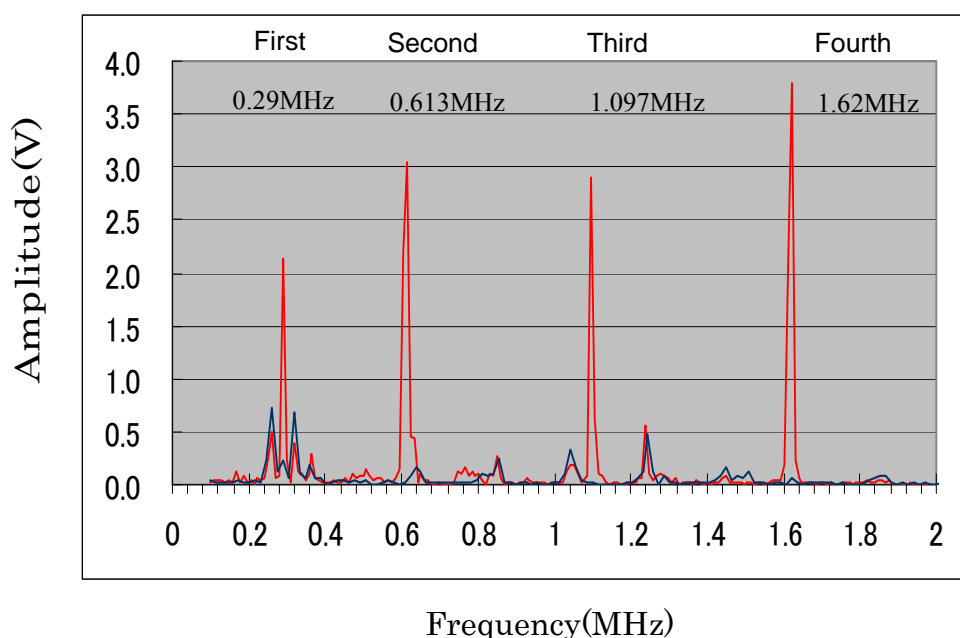


Fig.3.5.6 Measured resonant spectrum for the bare tube

・フィン付チューブの共鳴周波数

素管の場合と感度を同じにして共鳴周波数を測定した結果、高次モードは減衰して得られなかったが、一次モード 0.288 MHz、二次モード 0.593 MHz に明確な共鳴ピークが得られることが判明した。したがって、フィンがあっても電磁超音波法による検査は可能であることが示された。

ピーク値は振動数方程式の解の一次モード共鳴周波数 0.29MHz, 二次モード 0.61 MHz と比べると小さな値を示した。この理由はフィン付チューブ外面側にらせん状のフィン溝（深さ 0.4mm、2mm 間隔）があるので断面積が小さいためである。また、三次以降のピークが出ない理由は、このフィン溝により減衰したものである。これは素管外面にアルミテープを巻くと共鳴周波数が得られなかったことから判断した。

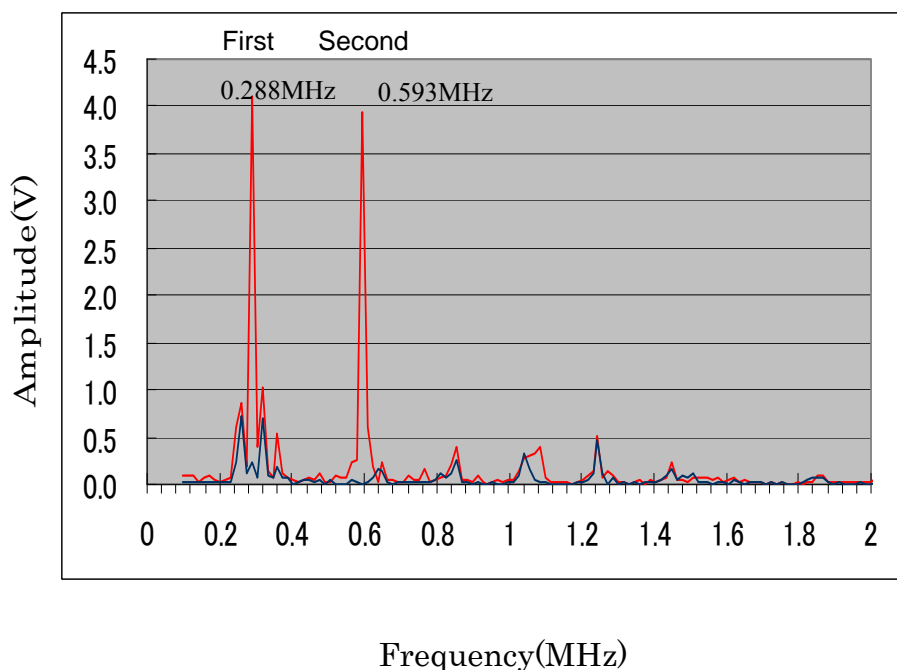


Fig.3.5.7 Measured resonant spectrum for the fin tube

(5)共鳴周波数と板厚の関係

Table 3.5.1 は素管とフィン付チューブ（どちらも新管）の、板厚ごとの二次モードにおける共鳴周波数を示す。

なお、各共鳴周波数の値は同一管を5回測定した平均値を示す。ここで、Fig.3.5.7に見られるとおり共鳴周波数は EMAT 自体のノイズが少ない二次モードを採用した。

共鳴周波数はチューブの板厚が薄くなるに従って高周波数側に明瞭にシフトしており、板厚変化は共鳴周波数を測定することで検出できることが確認できた。

Table 3.5.1 Result of resonant frequency measurements

Thickness (mm)	Resonant frequency (MHz)	
	Bare tube	Fin tube
3.0	0.6022	0.5908
2.8	0.6463	0.6320
2.6	0.6903	0.6732
2.4	0.7344	0.7144
2.2	0.7784	0.7556

3.5.3 人工欠陥試験体

Table 3.5.2 は放電加工により管内面に設けたスリットきずと円形きずの人工きず形状を示す。

上段はきずサイズ (W はスリット幅, Φ は円形の径, d は深さ) 下段は管端からの距離である。このきずは、現在行われている水浸法による超音波探傷法の検出限界値であり、現況の検出精度との比較も兼ねた。

Table 3.5.2 Test specimens and size of artificial flaws

Material	Flaw size&Shape/Distance		
Bare tube	$2\Phi-0.7d$ 100	$2\Phi-1.4d$ 100	$4\Phi-0.7d$ 100
	$2W-0.7d$ 100	$2W-1.4d$ 100	—
Fin tube	$2\Phi-0.7d$ 100	$2\Phi-1.4d$ 100	—
	$2W-0.7d$ 95	$2W-1.4d$ 95	—

(Unit : mm)

3.6 人工欠陥試験体の探傷結果

Fig.3.6.1 はフィン付チューブのスリットきず (2W-0.7d) の共鳴周波数検査結果を示す.

Fig.3.6.2 はフィン付チューブのスリットきず (2W-0.7d) の振幅検査結果を示す.

fig.3.6.3 はフィン付チューブの円形きず (2ϕ -0.7d) の共鳴周波数検査結果を示す.

fig.3.6.4 はフィン付チューブの円形きず (2ϕ -0.7d) の振幅検査結果を示す. スリットきず (2W-0.7d) の場合は, 管端部より 95mm の位置に明瞭な共鳴ピーク周波数および振幅の変化が検出された.

円形きずの場合も 2Φ -1.4d であれば明瞭な共鳴ピーク周波数変化と振幅変化が検出されるが, 2Φ -0.7d と小さい径となると減肉面積が少なくなり, 共鳴ピーク周波数変化は検出されなかったが, 振幅分布では管端部より 95mm の位置に不明瞭ながら欠陥の存在を示す振幅減少が現れており, きず検出できることが判明した. 170mm 付近にも振幅減少が認められるが, センサーのリフトオフ変化による減衰変化 (振幅変化) と同程度であり, きずとは判定しない. このように開発した EMAT はフィン付チューブでも, 水浸法と同等な精度を有することが示された.

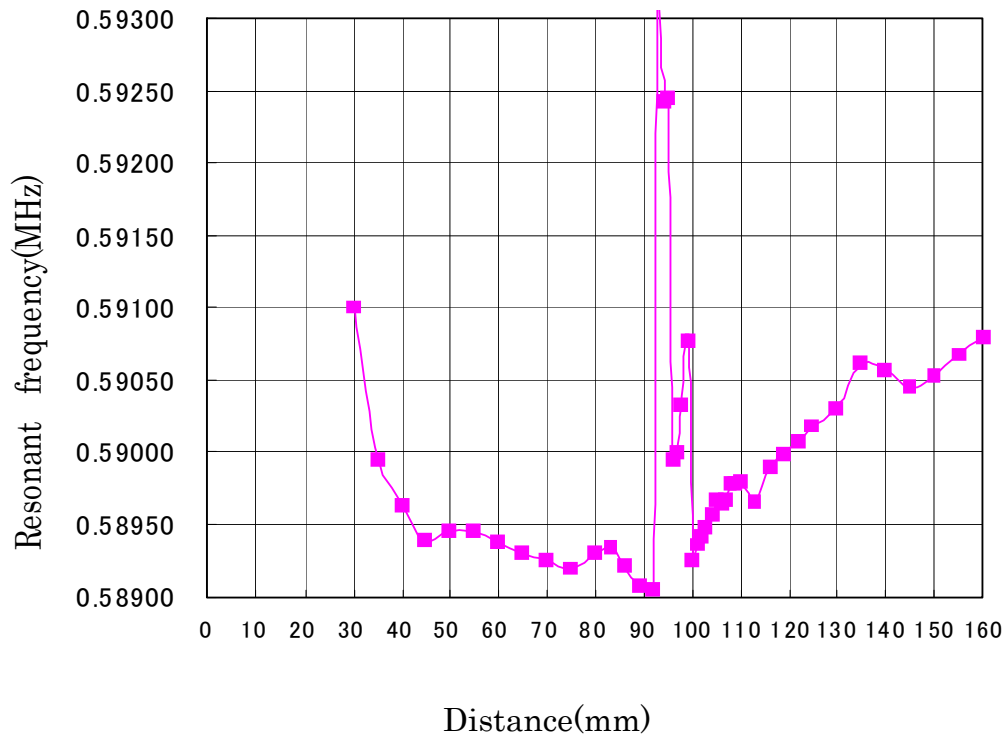


Fig.3.6.1 Distribution of measured resonant frequency(2W-0.7d)

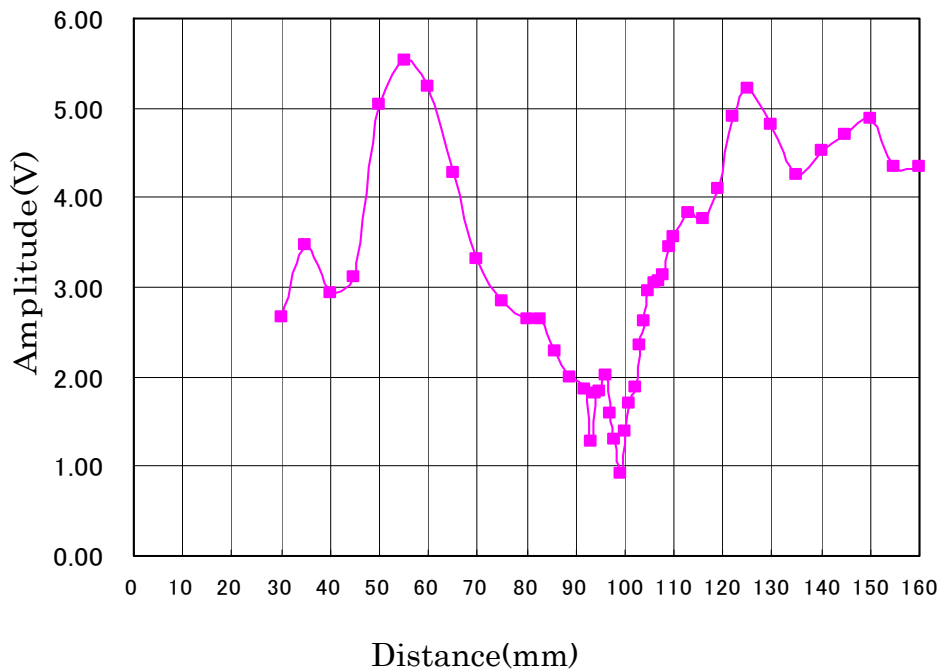


Fig.3.6.2 Distribution of measured resonant amplitude (2W-0.7 d)

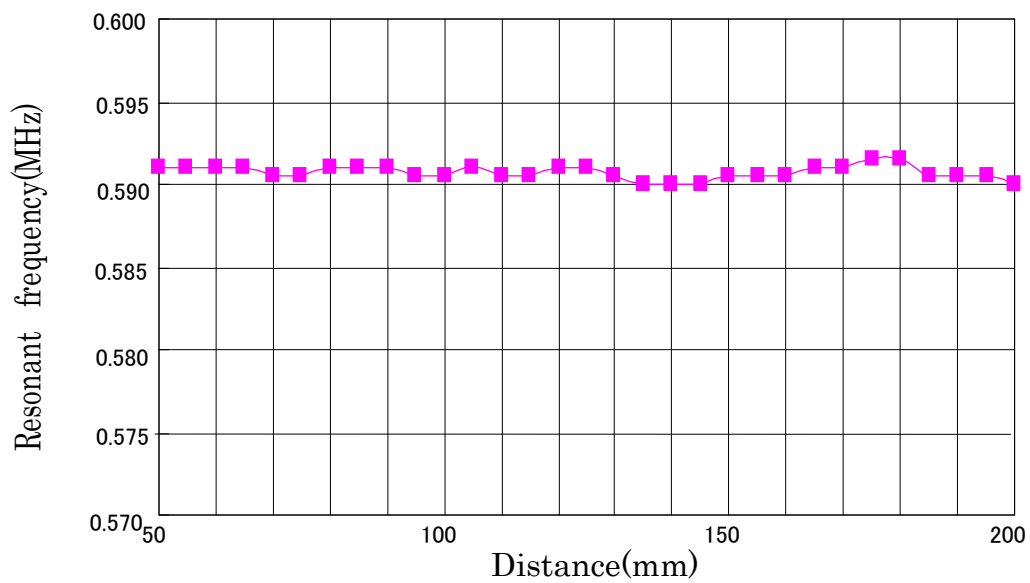


Fig.3.6.3 Distribution of measured resonant frequency ($2\Phi-0.7d$)

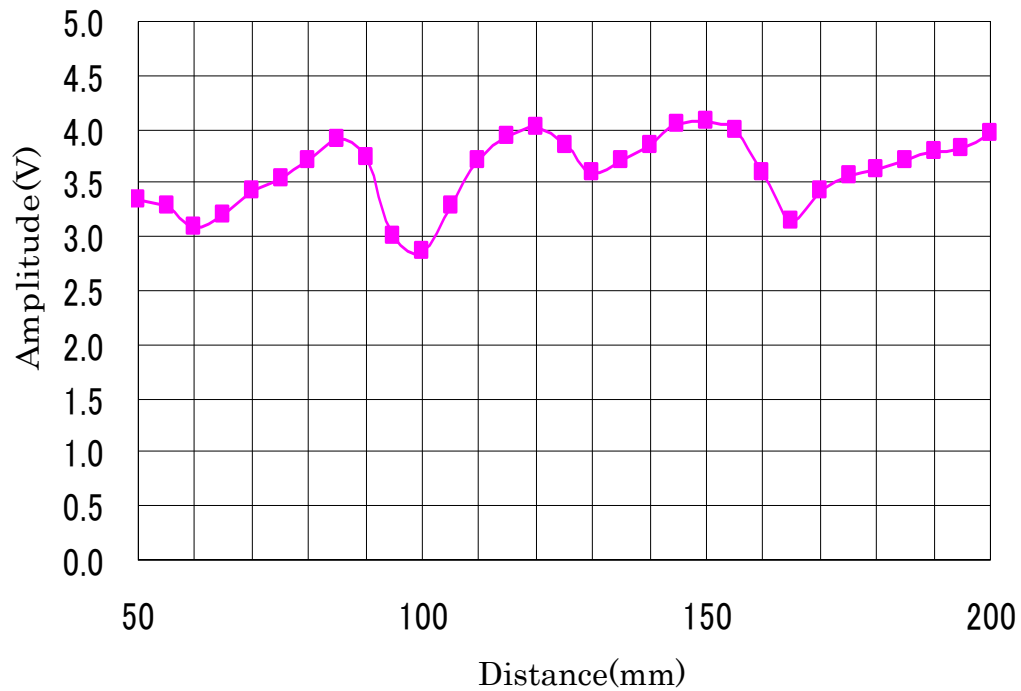


Fig.3.6.4 Distribution of measured resonant amplitude ($2\Phi-0.7d$)

3.7 実証試験

3.7.1 フィン付チューブ仕様

実機からサンプリングしたフィン付チューブ 3 本 (A,B,C) の仕様は、いずれも炭素鋼管 (STPG370 : JISG3454 圧力配管用炭素鋼管、公称肉厚 2.77mm、製作当初の外径 25.4mm) で、フィンはこの炭素鋼管にらせん状の溝(幅 0.4mm、間隔 3mm)にアルミ製フィン (A1100、0.4mm 厚さ) が取付けられている。

製作した新フィン付チューブの内径 19.4mm に対して、実機よりサンプリングしたフィン付チューブ A の内径は 20.7~21.4mm であり、EMAT 磁石外径とのクリアランスは両側で 1.05~1.4mm となり、EMAT の充填率は 89.8%~86.9%である。

3.7.2 探傷結果

Fig.3.7.1 はスイープ周波数の刻み幅を 0.005MHz として測定してえられた各サンプルのフィン付チューブの共鳴周波数を示す。

このように実機でも PPM-EMAT での探傷は明瞭な共鳴ピーク周波数の変化が検出された。この共鳴周波数に相当する肉厚検証のため、各フィン付チューブを半割りして共鳴周波数が得られた位置の肉厚を円周方向にポイントマイクロメータで確認した。

Table3.7.1 は EMAT の肉厚測定値とポイントマイクロメータでの測定値を示す。この様に実機においても、実測結果と EMAT で探傷した値は、かなり良い一致が確認された。

Fig.3.7.2 はサンプル A の半分割りした内側及び外側の外観を示す。内面スケールはほぼ除去された状態で、局部減肉は認められず、全面的に軽微な腐食が発生していた。実測値の肉厚にばらつきはあるが、全体として EMAT で検査された肉厚値が支配的であった。

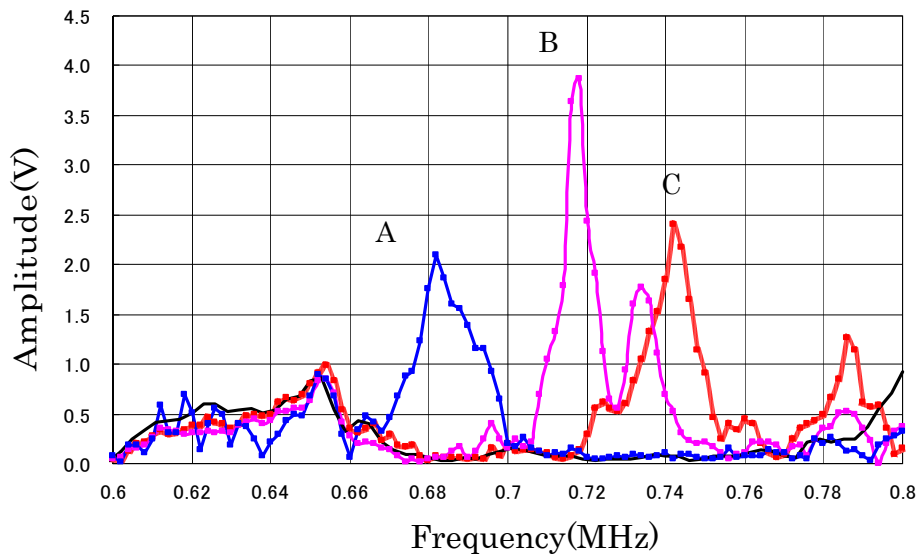


Fig.3.7.1 Resonant frequency (used tube)

Table 3.7.1 Comparisons of EMAT results and actual thickness

Sample	Resonant frequency	thickness by EMAT	Actual thickness
A	0.681MHz	2.5mm	2.1~2.6mm
B	0.714MHz	2.4mm	1.8~2.4mm
C	0.741MHz	2.2mm	1.6~2.2mm

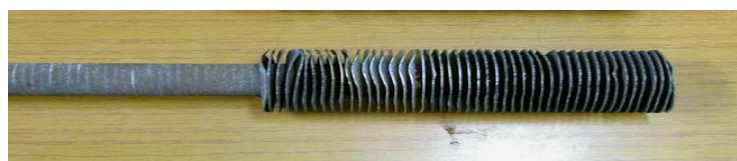


Fig.3.7.2 Used finned tube (inside&outside)

3.7.3 探傷速度

一般的に従来法である水浸法による探傷速度は実績値で15～20mm/秒程度と言われているのに対して、EMATによる実証試験では最大78mm/秒で探傷でき、従来法より約4倍の探傷速度で検査できることを確認された。

3.8 結言

本研究では、フィン付チューブ内面の減肉検査手法として、電磁超音波共鳴法を利用するために電磁超音波センサーを製作し、送受信特性および人工欠陥に対するきず検出能を検討した。得られた結果を以下に示す。

- (1)EMATの磁石端部にスリット加工を施工するとノイズ信号の発生を抑えることができたことにより、かなり良いS/N比が得られることが確認された。
- (2)フィン付チューブ(新管)のスリットきず(2W-0.7d)および円形きず(2φ-1.4d)は本手法により明瞭に検出できることが確認された。
- (3)円形きず(2Φ-0.7d)の場合でも振幅分布では不明瞭ながら検出が出来ることを確認された。このことから、振幅変化と共鳴ピーク周波数両方を一緒に確認することにより、従来法(水浸超音波探傷法)と検出精度は同等以上と判断された。また、実機フィン付チューブでの充填率が87%程度でも、従来法と同等の検出精度があることが確認された。
- (4)フィン付チューブの共鳴周波数を測定した結果、高次モードは減衰して得られなかったが、一次モード0.29 MHz、二次モード0.59 MHzに明確なピークが得られた。
- (5)従来法と比較して本手法では4倍の探傷速度が得られた。したがって、今後、定期検査の工程期間内に本方法により全数検査を行うことができる可能性が示された。

第4章

抜取り検査による熱交換器チューブの信頼性評価

第4章 抜取り検査による熱交換器 チューブの信頼性評価

4.1 緒言

熱交換器は石油精製，石油化学プラントで熱の有効利用を目的に幅広く用いられている。そのためチューブ肉厚は通常1.6～2.77mmとより薄く設計される。また，熱交換器はたった1か所の僅かの洩れでもその全体の機能を失うことから，最大腐食深さの把握が余寿命推定の重要なポイントである。熱交換器チューブの損傷形態は，全面腐食，割れ及び孔食に大別できる。通常，銅製の熱交換器チューブは渦流探傷法試験によりこれら損傷量の検出が行われるが，チューブ材質が炭素鋼の場合，炭素鋼自体が強磁性体のため特有の磁気雑音が発生するので，リモートフィールド法と呼ばれる渦流探法が使用される。

この中で，腐食形態が孔食の場合，原理上，渦流探傷法試験は，直径2mm以下の大きさのきずを検出できない致命的欠陥を有している。現場的には，直径1mm以下の径での開口も多いことから，精度の高い代替え検査方法または評価方法が望まれている。特に循環冷却水環境においては，孔食損傷が支配的であり，余寿命推定できる評価方法が望まれている。

循環冷却水環境とは，冷媒として工業用水を循環利用するもので，プロセス側の要求がない限り，製作コストの関係から，より安価な炭素鋼が使用される。循環冷却水系における障害は，(1)スケール，(2)スライム，(3)腐食に区分され，これらが単独または複合された状態で発生するため，ケミカルの注入や流速，温度管理等の防食管理を行っている。しかし，熱交換器の構造上，チューブ全体の防食管理状況は確認できないことが問題点である。

そこで本章では「腐食現象は本質的に確率的性質を有している」ことと，チューブ内で最も大きく腐食した所が最初に漏えいすることから，統計的に最大値の問題を推測できれば，余寿命予測が可能となることに注目し，Gumbelが1958年に発表した極値確率論²⁸⁾をベースに，実際に長年腐食環境で使用された熱交換器チューブを用いて，極値統計手法における，サンプリング位置，サンプリング方法，サンプリング本数及び検定条件等，最大値予測に関する多くの影響因子と相関を明らかにし，極値統計手法による熱交換器チューブの最大腐食深さを推測する方法を提案する。

4.2 極値概論

(1) 極値概要

Fig.4.2.1 は基本分布と最大値分布及び最小値分布の位置関係模式図を示す。最大及び最小値分布は基本分布の裾野に位置する。孔食損傷のように最大値を論ずる場合は、この最大値の集合に対する 2 重指数型最大値分布 (Gumbel 分布) が用いられる。

Fig.4.2.2 はこの最大値分布を示す。非対象分布で確率関数 y の高領域側に長い裾のを持つのが特徴である。

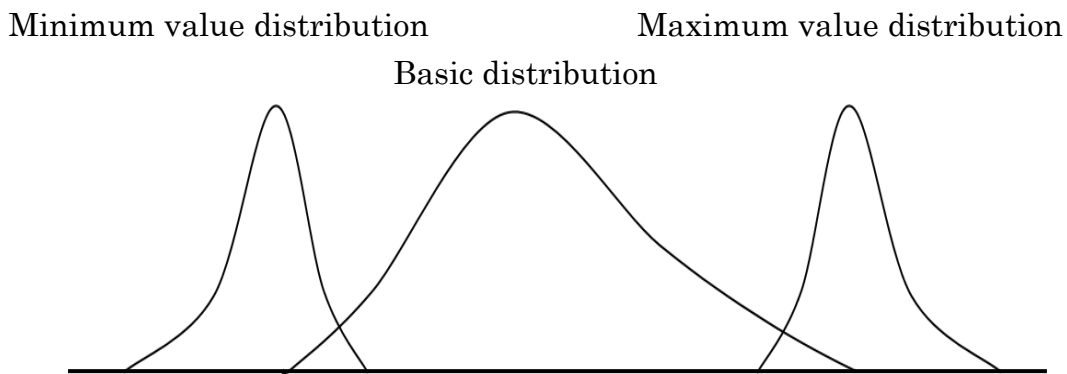


Fig.4.2.1 Relationship between the basic distribution and maximum value distribution (Gumbel distribution)

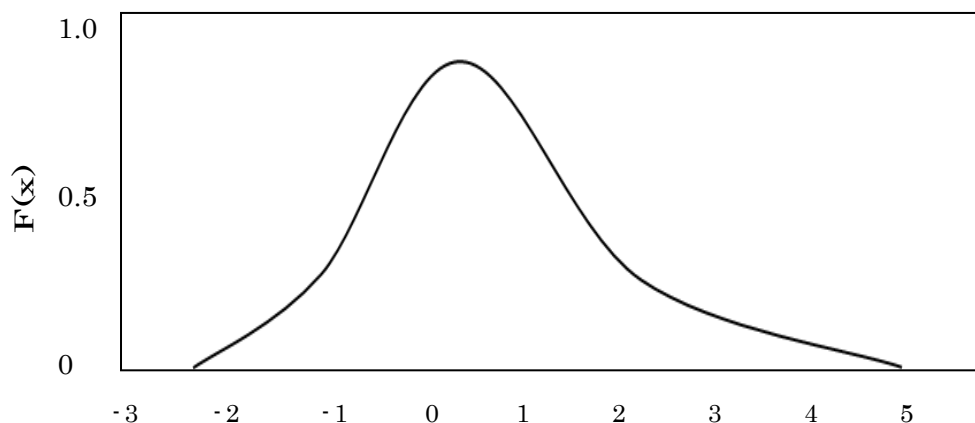


Fig.4.2.2 Profile of probability density function $F(x)$ of maximum value distribution

この分布関数 $F(X)$ は式(4.1)の 2 重指数関数で与えられる。

$$F(X) = \exp [-\exp \{-(X-\lambda)\} / \alpha] \quad (4.1)$$

λ は位置パラメータ, α は尺度パラメータである。

両辺の自然対数を 2 回とると

$$-\ln[\ln F(X)] = (X-\lambda) / \alpha \quad (4.2)$$

ここで基準化変数 Y を $Y = -\ln[\ln F(X)]$ とおけば式(4.2)の分布関数は次のように、傾き $1/\alpha$ 切片 λ の直線式となる。

$$Y = (X-\lambda) / \alpha \quad (4.3)$$

(2) 極値確率紙

Fig.4.2.3 は極値確率紙(Gumbel 確率紙)を示す。

縦軸の一方に基準化変数 Y を目盛り, これに対応する累積確率 $F(X)$ の値を同じ(並行な)座標軸に設け, 横軸に腐食深さ (X) の値を算術目盛りで設けることにより極値確率紙(Gumbel 確率紙)が得られ, 確率紙上の直線が特定 Gumbel 分布を表す。

腐食データがこの極値確率紙上で直線性を示せば, 腐食データは極値分布に従うことになる。

ここで, 確率紙上で $Y=0$, $F(X)=\exp(-1)=0.368$ に対応する X の値が λ (位置パラメータ)を示し, 直線の勾配 $(X-\lambda) / Y$ の値が α (尺度パラメータ)を示す。右側の縦軸に示した T は, ある測定値 X が観測される順番の期待値であり「再現期間」と呼ばれ累積分布との関係は次式で表される。

$$T = 1 / \{1-F(X)\} \quad (4.4)$$

ちいさな面積 (S) の試料の最大深さの分布関数 F から, 大きな面積 (S) の試料の最大腐食深さを推定するには, 大きな面積の試料は小さな試料の集合と考える。熱交換器チューブの場合は, 解析対象の(チューブ本数×長さ)/サンプルピッチで表される。

腐食深さの推定は, 再現期間の値から, 直線の交点に当たる位置が最大腐食深さとなる。

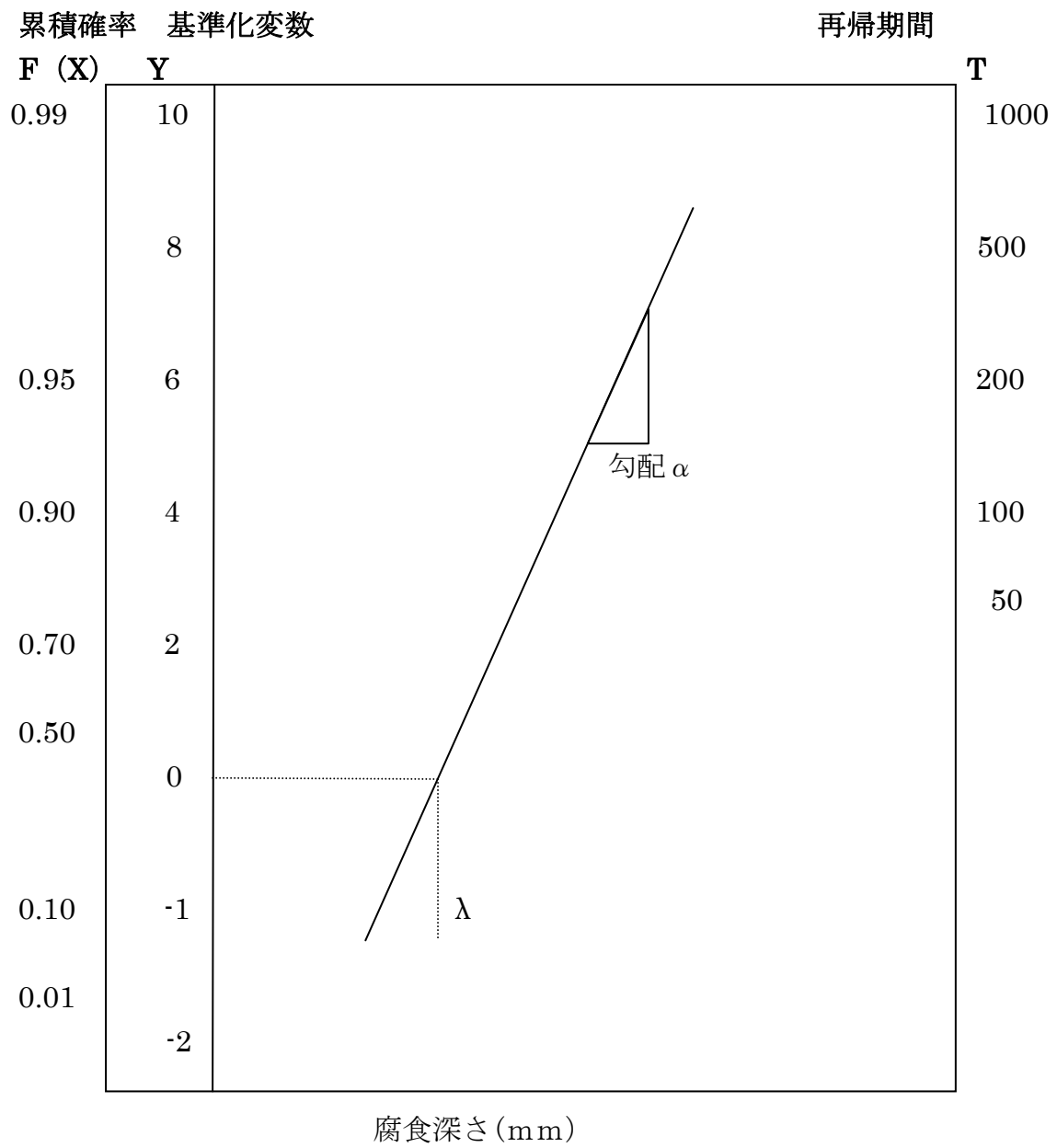


Fig. 4.2.3 A Gumbel probability graph

4.3 検討方法

Fig.4.3.1 は抜取り検査精度に影響を与える因子を示す。

チューブ内面側の冷却水腐食によりスクラップにする予定だった熱交換器を用いて全チューブを半割りして実際の腐食深さを測定し、1本毎に評価を行ってサンプリング位置、サンプリング方法、サンプリング本数及び検定条件等、最大値予測に関する多くの影響因子と相関を調査した。

Fig.4.3.2 は腐食状態を調査した熱交換器の配列図、Table4.3.1 は主な仕様と履歴を示す。

この熱交換器のチューブ側を流れる冷却水は入口パス（1パス⇒2パス⇒3パス⇒出口パス(4パス)）の順で各パスを流れる

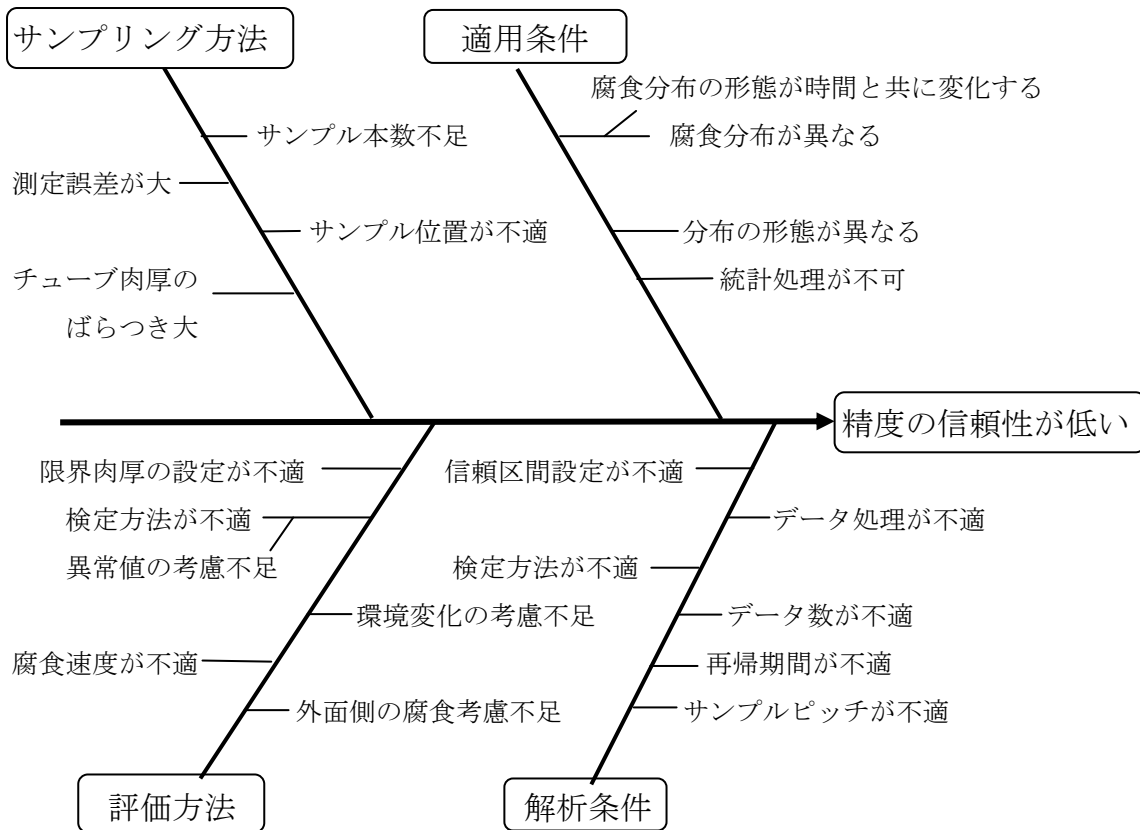


Fig.4.3.1 The factor which affects random inspection precision

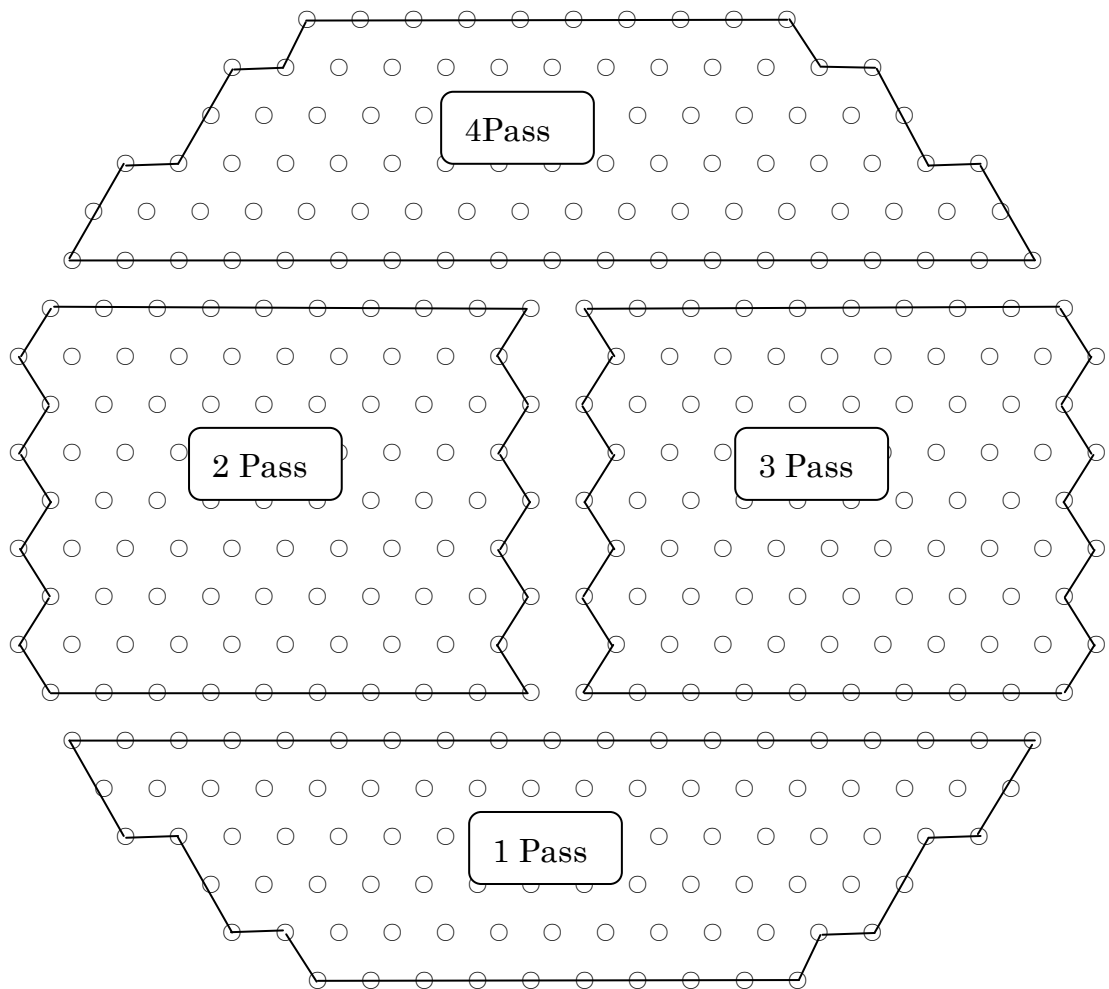


Fig.4.3.2 Arrangement of tube in a heat exchanger

Table 4.3.1 Main specifications and history

チューブ主仕様 及び履歴	タイプ	固定管板タイプ
	流体	Tube側 循環冷却水
	設計圧力/温度	0.5MPa /60℃
	材 質	STB340
	外 径	25.4mm
	公称肉厚	2.77mm
	チューブ長さ	3,500mm
	総 本 数	364 本
	使用年数	8.5 年
	必要最小肉厚	0.4mm

(1)測定手順

- (a)全チューブサンプリング(364 本)
- (b)切断(縦方向に半割) サンプル数は $364 \times 2 = 728$ 本
- (c)各チューブを洗淨(サンドブラスト)
- (d)各チューブを 10mm ピッチ毎に, 最大腐食深さを計測.

固定管板の部分は対象外なので, 実質チューブ長さ 3300mm より, データ総数は $728 \times (3300/10) = 246,792$ 点

測定は, ポイントマイクロメータで計測 (先端針径 0.1mm)

測定誤差は, 事前確認実験結果 $\pm 0.1 \sim 0.2$ mm

(同一チューブを 3 人で計測. 日を改めて再度同じチューブを 3 人で計測)

(2)解析条件

- (a)チューブ原肉厚は公称肉厚の 6%増とした. 理由はチューブ製作時は公称肉厚プラス 10%を下限界として製作されるので, その 2σ とした.
- (b)限界肉厚は必要最小肉厚の 50%とした. 必要最小肉厚は材料の許容応力ベースから算出された値であり, 引張応力ベースで 4 倍の安全率を有している. 本来, 限界肉厚は流動応力ベースで設定すべきだが, 測定誤差や, 製作時のキズ等も考慮して設定した.

なお, 当時, 米国の NBIC(National Board Inspection Code)も, チューブの場合, 限界肉厚は必要最小肉厚の 50%としていた.

(3)腐食進展速度

循環冷却水環境の場合, 次式のような指数式で与えられる.

$$C = X/Y_y^n \quad (4.4)$$

ここで, C : 腐食率

Y_y : 使用年数

X : 推定最大腐食深さ

n : 定数 (一般的に 0.3~0.5)

4.4 実験結果

4.4.1 統計モデル

Fig.4.4.1 はサンプルデータを正規分布(Normal distribution), ワイブル分布(Weibull distribution), 極値分布 (Extreme value distribution) で表示した結果を示す.

一般的に多くの腐食分布は正規分布に従うと言われているので, 循環冷却水の腐食分布を確認した所, 正規及びワイブルの場合は2本の直線で近似されるのに対して極値の場合は1本の直線で近似されていることが確認できた. このことから腐食分布は極値分布と対応していることが示された.

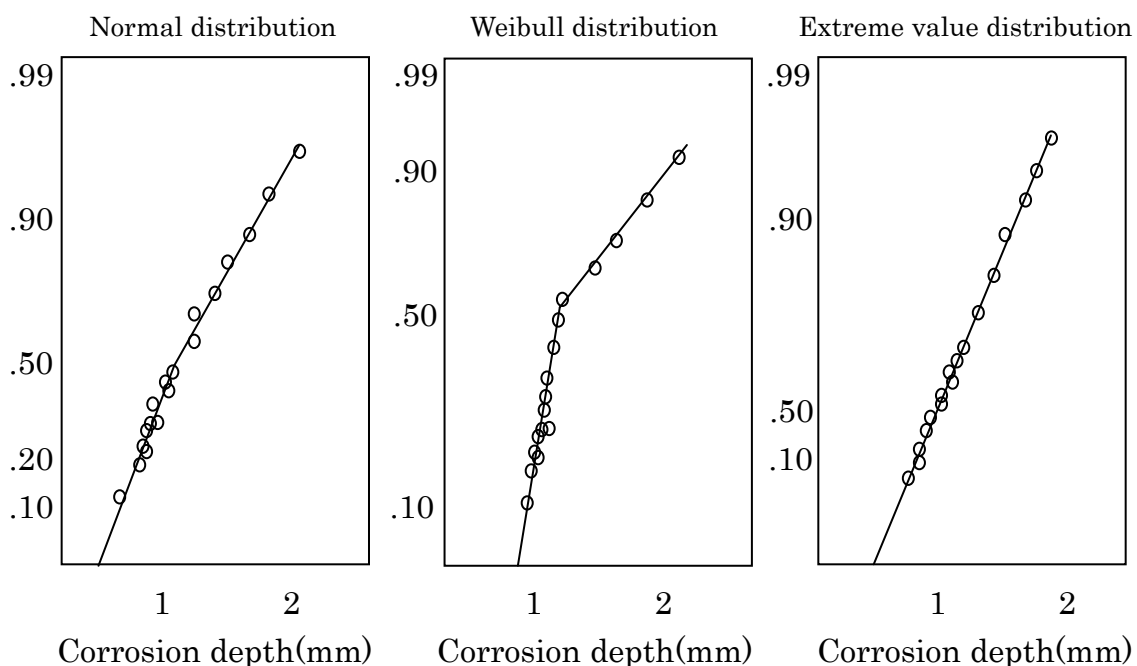


Fig.4.4.1 Comparisons of probability distributions among Normal, Weibull and Extreme value distributions

4.4.2 サンプル位置

Fig. 4.4.2 はサンプリング位置による極値解析結果の差異を示す。この様にパスの内周部からサンプリングして評価した場合は、最大及び最小評価のばらつきが少なくなることを示した。これより最適母集団はパスの内周部と言える。

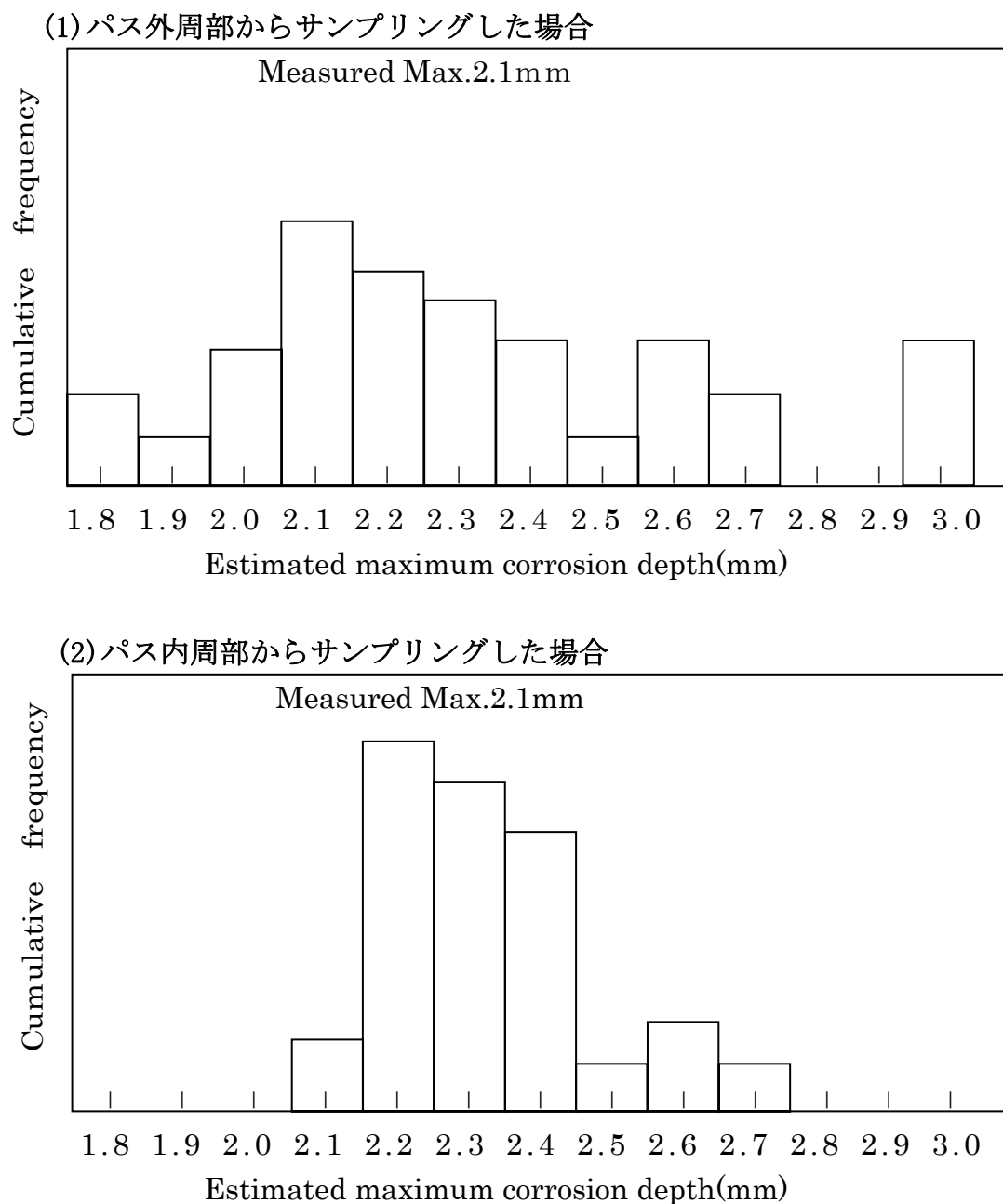


Fig. 4.4.2 Comparison of cumulative frequencies according to different sampling positions

(3) サンプルパス位置

サンプリングパスは、循環冷却水環境の場合、腐食は温度が高い出口パスの方が最も腐食し易い環境にあるので、この位置からサンプリングした。

4.4.3 サンプリング本数

チューブの腐食分布が極値分布に従うことが解析の前提条件だが、実際には色々な要因（測定検定データの信頼性、製作時のキズ、清掃不足、腐食の進展速度が位置によって異なる等）により従わないこともある。調査結果、極値分布に従う確率は以下となり、3本以上サンプリングすれば高い確率で評価ができ、さらに、前項の最大、最小値分布から平均化することで最大値の推測信頼性は上がると判断される。

・ 1本 63.0～88% ・ 2本 88.0～98.5% ・ 3本 98.5～99.9%

さらに、数多くサンプリングすれば、信頼性は更に上がるが、逆にコストアップとなるので、1パス当たり3～5本が適当であると判断される。

4.4.4 検定

(1) 分布検定

極値分布に従うか否かの検定は下記に設定した

- ・ 信頼区間は、 1.5σ
- ・ 適合度は K.S 検定の 5%危険率で判定。

(2) 測定データの分布幅検定

Fig.4.4.3 は測定データの分布幅と最大腐食との相関を示す。

測定データの分布幅が小さい場合、経験上、極値解析の推定値と実測値との差異が大きく、非常に安全サイドまたは危険サイドの評価となる。そこで、実機との最大腐食との相関を調査した結果、測定データの分布幅が 0.75mm 以上であれば、極値解析の値と実測最大値間のばらつきは $\pm 0.2\text{mm}$ の間に入り、良い相関が得られた。この意味することは、測定データのばらつきが小さいことは、腐食分布が全面腐食形態であることを意味するものであり、最大値を解析する極値統計手法は使用できないことを示している。

なお、ここでの、妥当性判定は実測値と推定最大腐食深さとの差が 1σ 以内を妥当性良好とした。

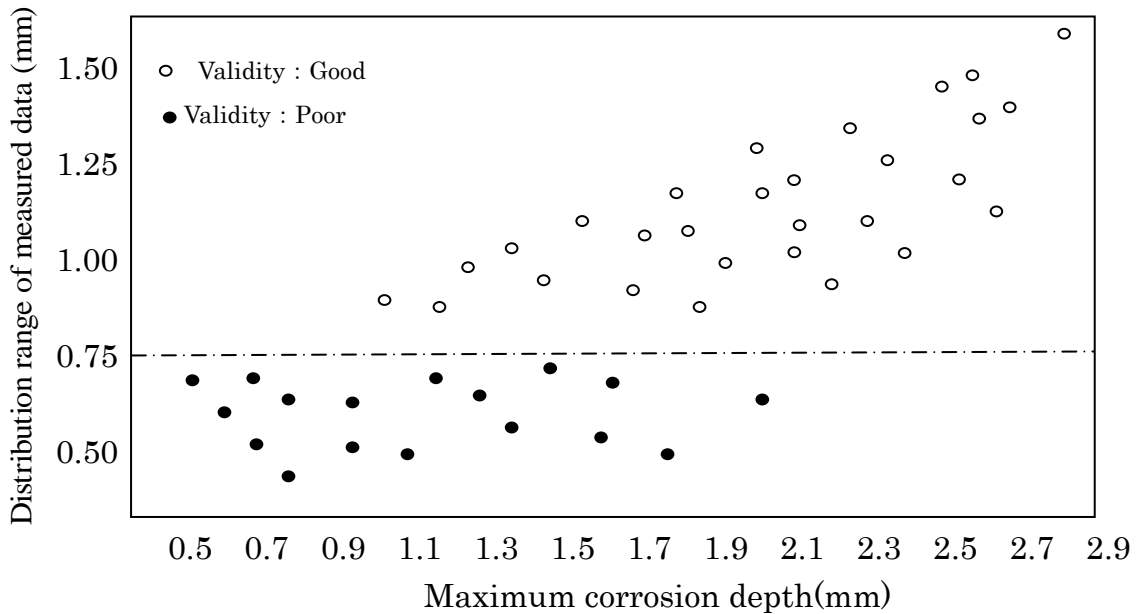


Fig.4.4.3 Relationship between corrosion depth and distribution range of measured data

(3)回帰直線

MVLUE (Minimum Variance Unbiased Linear order Statistics Estimator) 法を採用. 採用理由は, 直線回帰の方法として MVLUE 法, 最尤法, モーメント法, 最小二乗法等があるが, MVLUE 法は中央値に重みをおいて回帰しているのに対して, 最小二乗法等らは全データに対して均等に重みをおいて回帰するので, 最大値を推測する場合は推定精度が悪いと報告されている文献⁽²⁹⁾によった.

(4)採用データ数

最適採用データ数は, 加瀬⁽²⁹⁾によって報告されている数値の 20~50 データを採用した.

(5)再帰期間

大きな面積の試料は小さな試料の集合と考えるが, まったく同じ環境では無いので, 再帰期間の値は大きくなるほど精度は低下傾向となる. 今回は, 加瀬や腐食防食協会^{29,30)}が推奨している値の 500~8000 間とした.

4.5 推定値と実測値との比較

Fig.4.5.1 は解析結果例を示す。Table4.5.1 は解析結果と実測との比較例を示す。

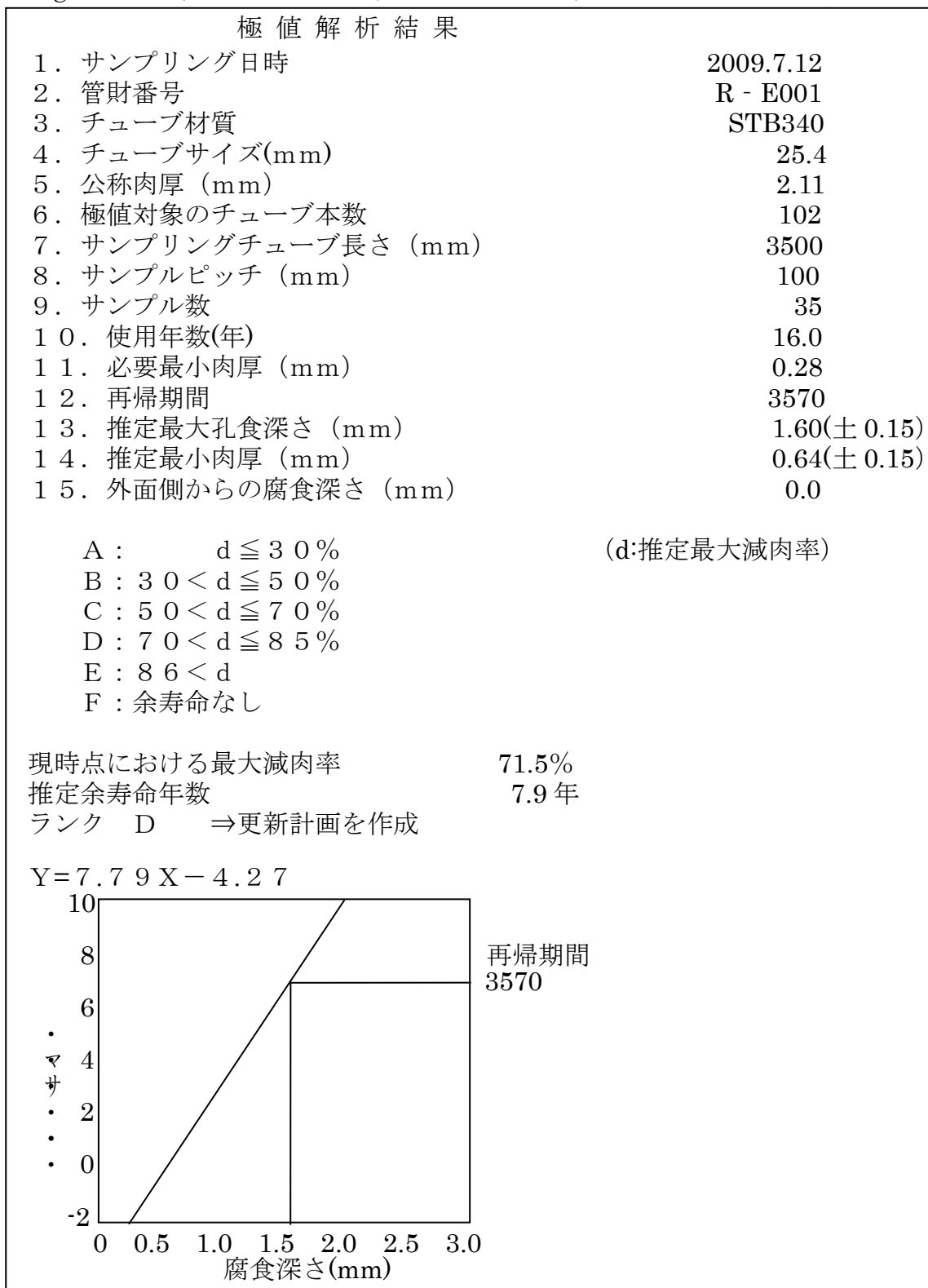


Fig.4.5.1 An analysis result example

Table 4.5.1 An example of comparison between estimate extreme value and actual value

Item	Estimated extreme value	Actual value
A	1～12 point leak	3 tube leak
B	1～ 4 point leak	2 tube leak
C	1～ 4 point leak	1 tube leak
D	1～ 2 point leak	After 1 months 1 tube leak
F	1～ 7 point leak	1 tube leak
G	1～ 9 point leak	1 tube leak
H	1～15 point leak	2 tube leak
I	1～ 2 point leak	1 tube leak
J	1～ 8 point leak	1 tube leak
K	1～30 point leak	3 tube leak
L	1～ 4 point leak	After 2 months 2 tube leak
M	1～ 3 point leak	After 2 months 1 tube leak
N	After 6 months 1 point leak	After 5 months 1 tube leak
O	After 2 months 1 point leak	After 8 months 1 tube leak
P	After 3 months 1 point leak	After 3 months 1 tube leak

ここで、極値解析の推定値は洩れ箇所及び余寿命を示し、実績値は洩れたチューブの本数を及び時期を示した。1本のチューブに多数の洩れ箇所がある場合や、1箇所しか洩れが無い場合もあるが、漏えい防止の観点から数値は異なっても、最大深さの推定結果は良く適合していることを示した。

なお、今までの実績から、推定精度のばらつきは0.5年以内に入っている。

4.6 結言

本研究から得られた結果は以下のとおりである。

- (1) サンプル母集団の採り方によって、推定精度は大きくばらつくことを示し、下記方法で行えば実機との比較で腐食深さは $\pm 0.2\text{mm}$ のばらつき範囲、余寿命は ± 0.5 年以内の精度まで推定可能とした。
 - ① サンプル位置は腐食量が大きい最終出口パス。
 - ② 最終出口パスの中のサンプル位置はパス内周部とする。
 - ③ サンプル本数は1パス当たり3から5本をとり、最大推測値を平均化させる。
 - ④ 測定データ分布幅は 0.75mm 以上であること。
 - ⑤ 再帰期間は500～8000
 - ⑥ 直線回帰方法はMVLUE法。
 - ⑦ 測定データは20～50データ/本数。
 - ⑧ 漏えい限界値も必要最小肉厚ではなく、その1/2を採用。
 - ⑨ 製作誤差も考慮し、元肉厚は公称肉厚の6%増の値を採用
 - ⑩ 腐食進展速度は指数式を採用（係数nは0.3～0.5）

- (2) 本手法確立後、保全検査の方法をマニュアル化し循環冷却水の全熱交換器チューブ設備に運用した結果、平成元年に連続運転中におけるチューブ漏えいトラブルゼロ件を達成し、さらにその後もPM (Productive Maintenance)管理対象の機器は漏えいトラブルゼロを22年間継続している。平成元年以前は、実際の圧力設備(出光石油化学,千葉工場)で、毎年3～4件チューブ洩れトラブルが発生し、設備の運転を止めて補修しており、年間約1億円程度の機会損失を出していた。

- (3) 寿命予測をしなければならない材料を選定するよりも、腐食しない高級材料を選定する方が重要という考え方もあるが、この様な方式を採用すると初期投資費用が高額となるので、ライフサイクルコストミニマムの観点から本手法は極めて有効な手法であり、推奨する。

第 5 章

供用中における圧力設備の安全裕度評価

第 5 章 働供用中における圧力設備の 安全裕度評価

5.1 緒言

日本の多くの石油精製・石油化学プラントは 1970 年代の高度成長期に建設された設備を中心に、30 年を超えて稼動している経年化プラントも数多くあり、一部の機器では 40 年に達している。このような、さまざまな履歴、特徴を持つプラントの安全、安定操業を維持していくことは、重要な課題となってきた。

プラントの圧力設備の安全性を確保するためには、その設計、製作技術が重要である。国内の圧力設備の設計、製作は圧力容器関連四法（高压ガス保安法、労働安全衛生法、電気事業法、ガス事業法）によって性能規定化された技術上の基準が定められ、日本工業規格（JIS）により設計の仕様規定が制定されている。この JIS 規格は、国際的な圧力設備の設計規格であるアメリカ機械学会（American Society of Mechanical Engineers: ASME）Boiler and Pressure Vessel Code と整合性が取られている。

設計、製作に並ぶ重要な技術がプラントの維持技術である。維持技術は、検査、評価、補修・取替えの 3 本柱から成っている。検査とは、供用中に発生した損傷を検出するための非破壊検査技術であり、評価とは、検査で検出された損傷が、設備の健全性に影響するかどうかを破壊力学的観点から評価を行う技術である。この評価を供用適性評価（Fitness For Service: FFS）と呼ぶ。補修・取替えとは、供用適性評価の結果、健全性に影響すると判断された損傷について補修・取替えを行う技術である。これらの技術は、個々の圧力設備に対し、一律のメンテナンスを行うのではなく、設備の種類、履歴、損傷の種類、部材の強度に応じた最適な判断指標を提供するものである。

国内の石油精製・石油化学工業の圧力設備分野では、これらのプラント維持技術について設備の使用状況等に応じた体系的な規格の作成、運用を目指している。その中でも、石油連盟/石油化学工業協会主催の供用適性評価研究会（FFS

研究会)では, ASME とアメリカ石油協会(American Petroleum Institute: API) とが合同で作成した維持規格 API 579-1/ASME FFS-1⁽³⁸⁾ (以下, API/ASME FFS-1) に参画し, FFS 評価についてさまざまな活動を行っている。

本研究では, FFS 評価の導入を目指すにあたって, まず石油精製・石油化学工業における圧力設備の設計基準と維持基準の関係を整理する。次に, FFS 評価のうち減肉損傷評価について技術背景を調査し文献等から今まで明確でなかった安全裕度を評価する。更に, 破壊試験および実機での減肉を有限要素法(Finite Element Method: FEM)により検証比較を行い, 圧力設備の安全裕度を明らかにすることを目的としている。

5.2 設計基準と維持基準

FFS 評価を含む維持基準の導入を目指すためには, 設計基準の考え方との関係を整理する必要がある。一般的な思想として, 「モノは製作時のままでなければならぬ」という考え方が存在する。しかし, モノは必ず損傷, 劣化を生じる。本質的には損傷, 劣化を避けられないモノを安全かつ継続的に供用していくための基準が維持基準である。ここでは圧力設備の設計基準と維持基準に分けてそれぞれどのような思想で安全を確保しているのかを述べる。

5.2.1 設計基準

圧力設備の設計基準は, 公式による設計(Design by rule)と解析による設計(Design by analysis)に分類される。公式による設計では, 起こりうる全ての破壊モードを想定せずに塑性崩壊で代表させて大きい安全係数(Safety factor: S)を設定し, 他の破壊モードに対する安全性を確保している。圧力設備の塑性崩壊とは, 荷重を負荷していったときに, シェルが全断面降伏して荷重の増加が無い状態で変形が進行しうる状態である。ここでの安全係数(S)とは, 基準強度(σ_c)を確定値としたとき, 許容応力(allowable stress σ)を次のように制限する係数のことである。

$$\sigma = \frac{\sigma_c}{S} \quad (5.1)$$

一方, 解析による設計では, 起こりうる全ての破壊モードを想定し, 詳細応力解析を実施して, 応力制限と温度制限を行い, 公式による設計よりも安全係数を小さく設定できる。

Fig. 5.1.1 は公式による設計，解析による設計の例として国内の設計規格である JIS B8265⁽⁸⁸⁾，B8266⁽⁸⁴⁾，B8267⁽⁸⁵⁾ の非クリープ域での基準応力と安全係数を示す．なお， σ_{uts} は材料の引張強さ， σ_{ys} は材料の降伏応力である．

設計基準において許容応力式に定義されている安全係数は，運転状態の予測に基づいて設定されるものであり経験的なものである．全ての破壊モードに対して安全性を確保するために大きなマージンを取らざるを得ないが，許容応力という一律の考え方を導入することで，設計に必要な圧力設備の肉厚が一意に決まり，労力を軽減できるという利点もあり，これを安全率としている．

Fig.5.1.1 で言えば，引張応力の $1/4$ ， $1/3.5$ ， $1/3$ が相当する．

$$\begin{array}{ll} \text{JIS B8265} & \sigma_{B8265} = \min \left[\frac{\sigma_{uts}}{4}, \frac{\sigma_{ys}}{1.5} \right] \quad (\text{Design by rule}) \\ \text{JIS B8266} & \sigma_{B8266} = \min \left[\frac{\sigma_{uts}}{3}, \frac{\sigma_{ys}}{1.5} \right] \quad (\text{Design by analysis}) \\ \text{JIS B8267} & \sigma_{B8267} = \min \left[\frac{\sigma_{uts}}{3.5}, \frac{\sigma_{ys}}{1.5} \right] \quad (\text{Design by rule}) \end{array}$$

Fig.5.1.1 Normative stress and design factor

5.2.2 維持基準

維持基準の役割は設計時の予測が正しかったかどうか確認し、安全、安定操業を継続していくことである。実績データを集めることで、想定する破壊形態をある特定の破壊モードに特定して安全係数を設定する。したがって、全ての破壊モードを考慮した設計基準と維持基準の安全係数は異なる値となる。さらに、「基準強度に対する安全係数」という考え方自体も維持基準では見直され、破壊モードや損傷の種類等に応じて合理的な安全確保の考え方が採用される。

API/ASME FFS-1⁽³⁸⁾における減肉損傷評価では、破壊モードを塑性崩壊に特定し、安全確保を評価する指標として、残存強度係数（Remaining Strength Factor: RSF ）を用いる。

$$RSF = \frac{P_{DC}}{P_{UC}} \quad (5.2)$$

ここで、 P_{DC} は減肉損傷を受けた設備の塑性崩壊荷重、 P_{UC} は健全な設備の塑性崩壊荷重である。 RSF は減肉損傷を受けた設備の塑性崩壊に対する強度がどれだけ残存しているかを表すものである。例えば $RSF=0.8$ とは、減肉損傷を受けた設備に80%の強度が残存していることを表しており、言い換えると20%強度が低下したといえる。 RSF を最大許容運転圧力（Maximum Allowable Working Pressure: $MAWP$ ）という概念と組み合わせることで次のように設備の安全性評価を行う。

t_c 決定の決定

式(5.3)、(5.4)のどちらかを利用して評価に用いる肉厚 t_c を算出する。 t_c は将来における健全な部位の実肉厚を表す。

$$t_c = t_{nom} - LOSS - FCA \quad (5.3)$$

$$t_c = t_{rd} - FCA \quad (5.4)$$

ここで、 t_{nom} は公称肉厚、 $LOSS$ は建設から評価時までの一様減肉量、 t_{rd} は減肉から離れた位置での肉厚、 FCA は将来腐食しろである。

$MAWP$ の決定

次式により $MAWP$ を求める（設備が円筒容器の場合）。

$$MAWP = \frac{\sigma_a E t_c}{R + 0.6 t_c} \quad (5.5)$$

ここで、 σ_a は設計時の許容応力、 E は設計時の溶接継手効率、 R は内半径である。この $MAWP$ の意味するところは減肉損傷を受けていない設備を想定した

ときの仮の最大許容運転圧力である。

$MAWP_r$ の決定

次式により減肉損傷を受けた設備の最大許容運転圧力 (reduced permissible Maximum Allowable Working Pressure: $MAWP_r$) を定義する。

$$MAWP_r = MAWP \quad \text{for } RSF \geq RSF_a \quad (5.6)$$

$$MAWP_r = MAWP \frac{RSF}{RSF_a} \quad \text{for } RSF < RSF_a \quad (5.7)$$

ここで、 RSF_a は RSF の許容値である。

API/ASME FFS-1⁽³⁸⁾では減肉損傷を受けた圧力設備は $MAWP_r$ の圧力以下で運転することが許される。式(5.6)は、 $RSF \geq RSF_a$ である限り、減肉損傷を受けていない設備と同じ最大許容運転圧力を $MAWP_r$ として定めるものである。つまり、 RSF_a の強度が残存していれば安全性に問題は無いと考える。式(5.7)は、 $RSF < RSF_a$ のときは減肉損傷を受けていない設備の $MAWP$ に対し、 RSF を乗じることによって減肉損傷による強度低下分を $MAWP_r$ に転嫁し、 RSF_a で除することによって許容されている強度低下分を $MAWP_r$ に上乘せするものである。これは、 $RSF < RSF_a$ となった減肉においても $MAWP_r$ を低下させることにより、 $RSF = RSF_a$ のときと同等の塑性崩壊荷重に対する安全マージンを確保するものである。

API/ASME FFS-1⁽³⁸⁾において RSF_a は保守的な値として 0.9 としている。この値の意味するところは、「維持基準では減肉損傷を生じることによる 10%強度低下を許容する」である。API/ASME FFS-1⁽³⁸⁾では 10%の根拠として、設計基準における一次局部膜応力の定義を挙げている。ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sec. VIII Div.2⁽⁴⁴⁾では次の記述がある。なお、国内の設計基準である JIS B8266⁽⁸⁴⁾にも同様の以下の記述がある。

「設計荷重によって生じる一次局部膜応力強さに対する許容値は $1.5kS_m$ とする。ここで局部とは $1.1S_m$ を越える一次膜応力強さの範囲が子午線方向に $1.0\sqrt{RT}$ 以内でその領域から子午線方向に $2.5\sqrt{R_mt_m}$ の範囲内に $1.1S_m$ を越える一次膜応力強さが存在しない場合をいう。ここに、 S_m は材料の許容応力（設計応力強さ）、 k は許容応力に乗じる割増係数、 R は当該部の法線半径（中立面から中立軸までの法線距離）、 t は当該部の最小厚さ、 R_m 、 t_m は一次局部膜応力強さが S_m を超える部分の法線半径の平均及び最小厚さの平均。」

このように、設計基準では局部周辺で膜応力が 10%上昇する範囲は無視して

おり、 $RSF_a=0.9$ は設計基準と整合を取る形で説明がされている。

5.3 減肉損傷の供用適性評価

前項では設計基準と維持基準の関係を整理し、維持基準における減肉損傷の安全性評価方法について述べた。本項では、減肉損傷評価で重要である減肉損傷を受けた圧力設備の塑性崩壊荷重について述べる。ここでは設備の形状を円筒容器、荷重は内圧のみと仮定する。

5.3.1 健全な容器の塑性崩壊

健全な容器は、シェルにかかる応力が流動応力に達したときに塑性崩壊すると考える。塑性崩壊荷重 P^U は薄肉円筒を仮定し、内径基準で考えたとき、流動応力 σ_{flow} 、内径 D_i 、肉厚 t を用いて、以下の式で表される。

$$P^U = \frac{2t}{D_i} \sigma_{flow} \quad (5.8)$$

また、厚肉円筒を仮定したときには以下の Nadai⁽⁷⁵⁾が提案した式がある。

$$P^U = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{flow} \ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right) \quad (5.9)$$

ここで、 R_o は外半径、 R_i は内半径。流動応力は、一般には降伏応力 σ_{y_s} と引張強さ σ_{uts} の平均値 $(\sigma_{y_s} + \sigma_{uts})/2$ が用いられるが、材料毎や破壊試験の結果とよく合うように種々の提案がある。

5.3.2 軸方向貫通き裂を有する円筒容器の塑性崩壊

減肉を有する円筒容器の塑性崩壊荷重推定手法の基礎は、貫通き裂を有する耐圧円筒の解析に基づいたものである。軸方向に貫通き裂を有する円筒の内圧による破壊時の周方向応力は、き裂を含む平板から得られる破壊応力より低く円筒は平板より弱い。これは、円筒は内圧による円周方向応力を受けるだけでなくき裂のまわりで膨れ (bulging) を生じるような曲げを受けるためである。Folias は、軸方向貫通き裂を有する薄肉円筒の応力拡大係数の解析^(55,56)を行い、円筒の破壊応力と平板の破壊応力の関係を理論的に見出した。

$$\sigma_H^* = \sigma^* M^{-1} \quad (5.10)$$

$$M = \left[1 + 1.61 \frac{C^2}{Rt} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.11)$$

ここで、 σ^*_H は円筒容器の破壊応力、 σ^* は平板の破壊応力、 C は軸方向き裂長さの1/2、 R は内半径、 t は肉厚である。 M は Stress amplification factor, Bulging factor, もしくは, Folias factor と呼ばれ、材料特性には依存せず、円筒とき裂の形状によって定まるものである。Folias^(55,56)は応力拡大数計算を元にした弾性計算により M を求めたが、Hahn⁽⁵⁷⁾は、靱性が中程度、もしくは高靱性の材料にも適用するために、塑性域を考慮した破壊応力についても、Foliasの導いた M を元に提案している。その中で、Hahn⁽⁵⁷⁾が提案した高靱性材料の円筒の破壊応力 σ_f については流動応力を用いて以下のように表される。

$$\sigma_f = \sigma_{flow} M_t^{-1} \quad (5.12)$$

$$M_t = \left[1 + 1.61 \frac{C^2}{Rt} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.13)$$

Hahn の提案した高靱性材料の破壊応力式は、係数 M_t に Folias の提案した Bulging factor と同様の式を採用している。この他にも M_t には種々の提案がなされている。

5.3.3 表面き裂を有する円筒容器の塑性崩壊

Fig.5.3.1は軸方向に生じた表面き裂モデルを示す。貫通き裂を有する円筒容器の塑性崩壊に対し、表面き裂を有する円筒容器の塑性崩壊は貫通き裂の解析での M_t を用いて定式化される。大規模降伏条件下で破壊する耐圧円筒の破壊応力は全体崩壊の式と局部崩壊の式の2種類が存在する。

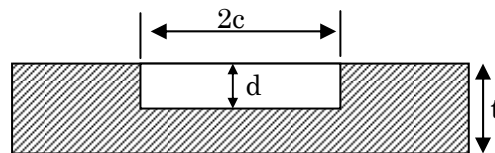


Fig. 5.3.1 Longitudinal crack-like flow model

破壊応力 σ_f^* は次式で表される.

$$\sigma_f^* = \sigma_{flow} M_s^{-1} \quad (5.14)$$

M_s は表面き裂に対する形状補正係数であり M_t を用いて表される. 局部崩壊式と全体崩壊式は次式で表される.

・局部崩壊式

$$M_s = \frac{1 - \frac{1}{M_t}(1 - R_t)}{R_t} \quad (5.15)$$

・全体崩壊式

$$M_s = \frac{1}{R_t + \frac{1}{M_t}(1 - R_t)} \quad (5.16)$$

$$R_t = 1 - \frac{d}{t} \quad : \text{残存肉厚比}$$

ここで, R_t は残存肉厚比, d はき裂深さ, t は肉厚である. 両者の大きな違いは $d \rightarrow t$ のときの M_s の挙動である. 局部崩壊式の M_s は $d \rightarrow t$ で $M_s \rightarrow \infty$ となり破壊応力は 0 に収束する. 全体崩壊式の M_s は $d \rightarrow t$ で M_t となり破壊応力は貫通き裂の破壊応力値に収束する. 表面き裂の場合, 局部崩壊荷重に達すると板厚を貫通して貫通き裂の状態になる. 全体崩壊荷重に達すると円筒胴は軸方向にも破壊する.

5.3.4 減肉を有する円筒容器の塑性崩壊

Fig.5.3.2 は円筒容器の減肉形状を長手方向に投影したモデルを示す。

減肉形状を長手方向に投影したき裂と等価と考えると、き裂が減肉に変わっても塑性崩壊荷重の算出式は基本的に変わらない。ただし、き裂においては[局部崩壊＝表面き裂の貫通]、[全体崩壊＝容器の軸方向破壊]と区分することができたが、減肉では「き裂の進展」という概念が無いため、こういった区分ができない。また、き裂を有する円筒容器の塑性崩壊を表す式を、三次元的広がりを持つ減肉を有する円筒容器の塑性崩壊を表す式としてそのまま扱うことは、必ずしも現実に近い結果が得られるとは限らない。したがって、減肉を有する円筒容器の塑性崩壊を表現するために、式(5.13)における M_s に対応する係数を見出す必要がある。

API/ASME FFS-1 が M_s に対応する係数として採用した考え方は式(5.2)で定義した *RSF* を用いた方法である。 M_s^{-1} が *RSF* に対応する。API/ASME FFS-1 では規格に採用する *RSF* 式を定めるために合計 32 種類の評価式を挙げ最適な手法を検討した。次頁にその検討内容を示す。

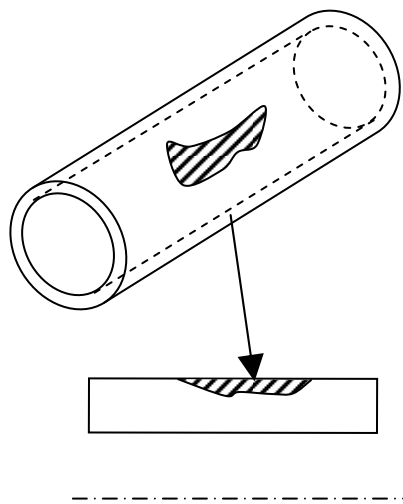


Fig. 5.3.2 Projection of local thin area in cylindrical component

(1)破壊試験，FEM 解析結果の収集

1000 近い破壊試験，FEM 解析結果を収集し，容器形状，減肉形状，破壊圧力を整理した。

(2)塑性崩壊荷重の算出

(1)で整理したそれぞれの試験，解析条件（容器形状，減肉形状）に対し，32 種類の評価方法によって RSF を算出し塑性崩壊荷重を求めた。減肉を有する圧力設備の塑性崩壊荷重は式(5.2)から次式を導いて求めた。

$$P_{DC} = P_{UC} \times RSF \quad (5.17)$$

ここで，健全な圧力設備の塑性崩壊荷重 P_{UC} については(5.8)や(5.9)で示した流動応力を用いる方法を採用し，API/ASME FFS-1 では，Svensson の提案する式を用いている。

$$P_{UC} = \sigma_{uts} \left(\frac{e}{n} \right)^n \left(\frac{0.25}{n+0.227} \right) \cdot \ln \left[\frac{R_o}{R_i} \right] \quad (5.18)$$

ここで， n は材料の加工硬化指数である。Svensson の式は Nadai の式の変形であり，近似的に流動応力を引張強さと加工硬化指数を用いて求めたものである。

(3)破壊試験，FEM 解析結果と RSF 算出式から求めた塑性崩壊荷重との比較

(1) で収集した試験，解析結果と (2) で算出した塑性崩壊荷重を比較して 32 種類の方法から最も試験と解析結果に合致する式を検討した。

上記の検討によって採用された RSF は以下の式である (API/ASME FFS-1 Part5 Level 1)。

$$RSF = \frac{R_t}{1 - \frac{1}{M_t}(1 - R_t)} \quad (5.19)$$

ここで，

$$R_t = \frac{t_{mm} - FCA}{t_c} \quad : \text{残存肉厚比}$$

a)円筒容器の場合

$$M_t = 1.0010 - 0.014195\lambda + 0.29090\lambda^2 - 0.096420\lambda^3 + 0.020890\lambda^4 \\ - 0.0030540\lambda^5 + 2.9570(10^{-4})\lambda^6 - 1.8462(10^{-5})\lambda^7 + 7.1553(10^{-7})\lambda^8 \\ - 1.5631(10^{-8})\lambda^9 + 1.4656(10^{-10})\lambda^{10} \quad (5.20)$$

b)球形容器の場合

$$M_t = \frac{1.0005 + 0.49001\lambda + 0.32409\lambda^2}{1.0 + 0.50144\lambda - 0.011067\lambda^2} \quad (5.21)$$

$$\lambda = \frac{1.285s}{\sqrt{Dt_c}} \quad (5.22)$$

t_{mm} : 最小測定肉厚

FCA : 将来腐食しろ

s : 軸方向減肉長さ

t_c : 減肉部から離れた場所での健全な肉厚

D : 容器の内径

式(5.19) は、表面き裂の局部崩壊式(5.15)の M_s の逆数と同じ形をしている。ただし M_t については、Jannele⁽⁷¹⁻⁷³⁾らが行った弾塑性解析結果をフィッティングすることで導出されている。

5.3.5 曲げ荷重に関する評価

これまで内圧を受ける設備についての評価手法を述べたが、曲げ荷重を受ける設備についても評価を行う必要がある。API/ASME FFS-1 Part 5 では、Level 1 評価においては、曲げ荷重を受ける設備は適用不可としているが、Level 2 評価では、曲げ荷重の影響を評価するために材料力学に基づいた断面係数による評価式を与えている。内圧による周方向応力、内圧、運転荷重および地震力による軸方向応力より算出されたミーゼス相当応力によって評価している。

本報では詳細を割愛するが、API/ASME FFS-1 の曲げ荷重に関する評価によって、地震荷重に対する評価を行うことが可能である。

5.4 従来の研究(文献)からの安全裕度評価

前項では、減肉損傷評価で重要である減肉損傷を受けた圧力設備の塑性崩壊荷重について述べた。API/ASME FFS-1 は、き裂評価を減肉損傷評価へ拡張するために破壊試験や FEM シミュレーション結果から経験的に算出式を定めている。これらは API RP579 Fitness For Service 作成の中心的人物である Osage らにより論文 WRC Bulletin 465⁽⁶¹⁾や WRC Bulletin 505⁽⁷¹⁾及び WRC LLL (WRC505 のドラフト)^(72,73)に検討結果が記載されているので、これらの文献から安全裕度について述べる。

尚、本項では安全率及び安全係数と類似する二つの用語を使い分けている。それぞれの定義は以下の通りである。

- ・安全率；設計規格で引張強度から許容応力を設定する際に使用する応力の低減の程度。1999 年以前の ASME⁽⁴³⁻⁴⁴⁾は 4.0,1999 年以降の ASME は 3.5。日本では高圧ガス保安法が 2002 以降は一部 3.5 としているが、その他の法律は 4.0 のままである。
- ・安全係数；破壊試験による実破壊圧力と、強度計算上の最高許容圧力 (MAWP) の比 (破壊圧力/MAWP)。その容器の実際の破壊までの余裕度を表す。

5.4.1 破壊安全性の検証

以下の手順で FFS 手法の技術的妥当性検証を行う。

- ・きずのある容器の FFS 評価 (残存強度係数 RSF を求める)
- ・破壊圧力と最高許容圧力 MAWP の予測
- ・実物の破壊圧力、有限要素解析結果 (引張破断強度まで負荷) との比較

(1)WRC Bulletin 465⁽⁶¹⁾

Fig.5.4.1 は 各 FFS 手法ごとの再定格 MAWP と破壊圧力の比を示す。このような実機破壊試験のデータのサンプルはガスパイプラインから腐食した部分を取り出し破裂試験に供した。その数は 107 である。

また、Table 5.4.1 はこれらのデータの統計量 (平均値, 標準偏差, 最小値, 最大値) を示す。Fig.5.4.2 はこのデータから上述と同じ 95%予測下限を試算した値を示す。

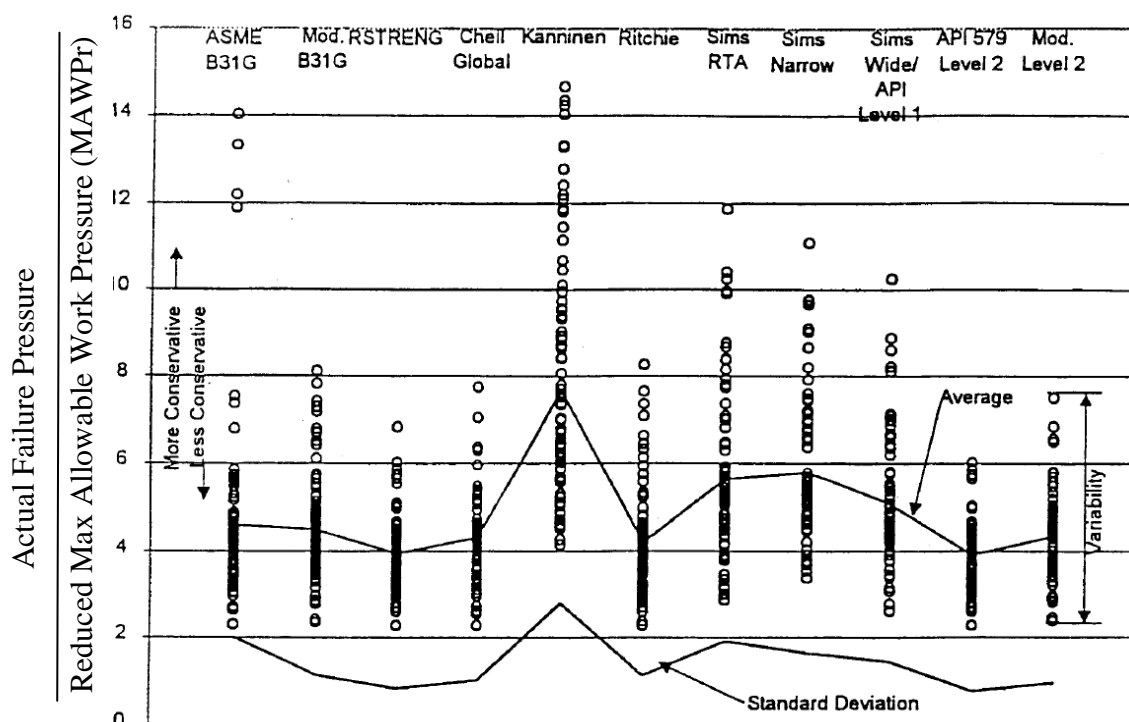


Fig. 5.4.1 Ratio of Burst Pressure to Re-Rated MAWP by WRC465

Table 5.4.1 Burst test results statistics in WRC465

Model	平均值 μ	標準偏差 σ	Min.	Max.	95%予測下限 $\mu - 1.964\sigma$ (追加)
ASME 31G	4.62	2	2.29	14.02	0.692
Mod. B31G	4.56	1.17	2.35	8.12	2.26212
RSTRENG	3.94	0.85	2.28	6.84	2.2706
Chell	4.31	1.04	2.28	7.75	2.26744
Kanninen	7.69	2.84	4.13	14.26	2.11224
Ritchie	4.19	1.15	2.28	8.25	1.9314
Sims RTA	5.63	1.93	2.88	11.84	1.83948
Sims Narrow LTA	5.49	1.64	3.38	11.08	2.26904
Sims Wide LTA	5.05	1.47	2.63	10.25	2.16292
API 579 Level 1	5.05	1.47	2.63	10.25	2.16292
API 579 Level 2	3.9	0.77	2.28	6.04	2.38772

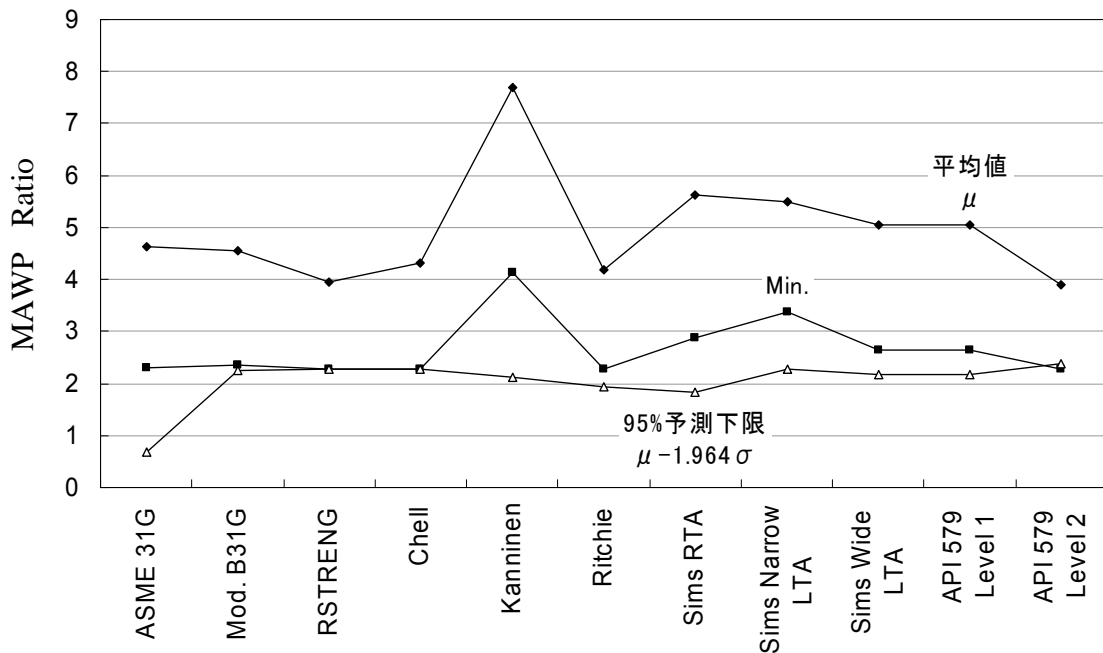


Fig. 5.4.2 MAWP ratio statistics by data in WRC465

以上の結果，ASME B31G（ばらつきが大きい）を除き，破壊圧力に対する再定格 MAWP の安全係数マージンは概ね 2 倍以上である。

(2)WRC Bulletin 505⁽⁷¹⁾

WRC505 ではさらに実機破壊試験並びに FEM 解析も実施している。

(a)きずのある容器のFFS評価

Table 5.4.2 はいままで検討された 32 種類の FFS 手法を示す。

これらの手法を使用して MAWP を計算するための RSF を求めている。なお，Method1～25 は WRC LLL に記載された手法であり Method26～32 はその後 WRC505 において追加検討された手法である。

Method 8 (API510) と Method 9 (API653) は測定肉厚のみ求める方法のため，測定肉厚から直接再定格 MAWP を求める。

Table 5.4.2 LTA Assessment methods

Method	Description
1	API-579 Section 5, Level 1 Analysis · B31.G surface correction, rectangular area, API level 1 Folias factor
2	API 579 Section 5, Level 2 Analysis · B31.G surface correction, effective area, API level 2 Folias factor
3	API 579 Section 5, Level 2 Analysis · B31.G surface correction, exact area, API level 2 Folias factor
4	Modified B31-G Method · B31.G surface correction, 0.85dl area, AGA Folias factor
5	Modified B31-G Method (RSTRENG) · B31.G surface correction, effective area, AGA Folias factor
6	Modified
7	Original B31-G Method · B31.G surface correction, parabolic exact area, B31-G Folias factor
8	Thickness Averaging · API 510, 8 th Edition
9	Thickness Averaging · API 653, 2 nd Edition
10	British Gas Single Defect Method · B31.G surface correction, exact area, BG Folias factor
11	British Gas Complex Defect Method · B31.G surface correction, exact area, BG Folias factor
12	Chell Method · Chell surface correction, exact area, B31-G Folias factor
13	Osage Method - Chell surface correction, effective area, D/t dependent Folias factor
14	API-579 Level 1, Hybrid 1 Analysis · Chell surface correction, rectangular area, API level 1 Folias factor
15	API-579 Level 2, Hybrid 1 Analysis · Chell surface correction, effective area, API level 2 Folias factor
16	API-579 Level 1, Hybrid 2 Analysis · Chell surface correction, rectangular area, BG Folias factor
17	API-579 Level 2, Hybrid 2 Analysis · Chell surface correction, effective area, BG Folias factor
18	API-579 Level 1, Hybrid 3 Analysis · Chell surface correction, rectangular area, JO Folias factor
19	API-579 Level 2, Hybrid 3 Analysis · Chell surface correction, effective area, JO Folias factor
20	Battelle Method · B31.G surface correction, rectangular area, Battelle Folias factor
21	BS 7910 Appendix G (Isolated Defect) · B31.G surface correction, rectangular area, BG Folias factor
22	BS 7910 Appendix G (Grouped Defect) · B31.G surface correction, rectangular area, BG Folias factor
23	Kanninen Equivalent Stress - B31.G surface correction, rectangular area, shell theory Folias factor
24	Shell Theory Method · Chell surface correction, exact area, shell theory Folias factor
25	Thickness Averaging · API 579, Level 1
26	Thickness Averaging · API 579, Level 2
27	Modified API 579 Section 5, Level 2 Analysis - B31.G surface correction, rectangular area, Modified API Folias factor
28	API 579 Section 5, Level 2 Analysis - B31.G surface correction, effective area, Modified API Folias factor
29	Janelle Method · rectangular area
30	Janelle Method · effective area
31	Fitnet Analysis - B31.G surface correction, rectangular area, B31-G Folias factor
32	Fitnet Analysis - B31.G surface correction, effective area, B31-G Folias factor

Note 1: Method 8 と 9 で平均肉厚法を採用している以外は、全て RSF を求める。

Table 5.4.3 Safety factor calculated by each design code

Design Code	Equipment	F_{ys}	F_{uts}
ASME Section VIII, Division 1(Post 1999)	Pressure Vessels	2/3	2/7
ASME Section VIII, Division 1(Pre 1999)		2/3	1/4
ASME Section VIII, Division 2		2/3	1/3
AS 1210		1	1/4
BS 5500		1	1/2.35
CODAP		1	1/3
ASME B31.1	Power Piping	2/3	1/4
ASME B31.3	Process Piping	2/3	1/3
ASME B31.4	Liquid Piping	0.72	1
ASME B31.8, Class 1, Division I	Gas Piping	4/5	1
ASME B31.8, Class 1, Division II		0.72	1
ASME B31.8, Class 2		3/5	1
ASME B31.8, Class 3		1/2	1
ASME B31.8, Class 4		2/5	1
API 620	Atmospheric Storage Tanks	3/5	3/10
API 650	Low-Pressure Storage Tanks	2/3	2/5

※) 表中, ASME B31.4, B31.8 の F_{uts} (引張強度ベースの安全率)=1 となっているのは, 引張強度では規定せず, 降伏応力のみで許容応力を規定していることを意味する.

• 許容応力 σ_a の計算

Table 5.4.3 は設計コード毎の安全係数を示す. この様に 設計コードごとに安全率等が異なるため σ_a や σ_a の関数である RSF 及び再定格 MAWP も異なる.

• 残存強度係数 RSF の計算

上記で計算した σ_a と Table 5.4.1 に示す各 FFS 手法により RSF を計算する.

(b) 破壊圧力及びMAWPの予測

Table 5.4.4 は上記で求めた σ_a と RSF を用いて破壊圧力ならびに MAWP を予予測する方法を示す. 再定格 MAWP に用いる許容残存強度係数 RSFa は, 0.7, 0.75, 0.8, 0.85, 0.9, 0.95 及び 1.0 である.

Table 5.4.4 Prediction method for rupture and allowable pressure

	健全な容器	きずのある容器	
	予測値	予測値	破壊試験
破壊圧力	$P_0 = \frac{t\sigma_{uts}}{R}$ (薄肉円筒の式)	$P_0^f = RSF \times P_0$	P^f
最大許容 使用圧力 MAWP	$MAWP_0 = \frac{t\sigma_a}{R+0.6t}$ (ASME VIII-1 の式) (特定則も同じ)	再定格 MAWP $MAWP_0^f = \frac{RSF}{RSF_a} \times MAWP_0 (RSF < RSF_a)$ $= RSF \times MAWP_0 (RSF \geq RSF_a)$	

※ 変数，数式の形状の見かけは比較しやすさを考慮して各引用文献から変えている。

(c) 破裂試験およびFEM解析結果の比較

Table 5.4.5 は破裂試験および FEM 解析結果が記載されたデータベースの概要を示す。Failure Ratio と MAWP Ratio を式 (5.23) と(5.24)で定義し，実物容器の破裂試験と FEM 解析結果の 1,000 ケース近いデータサンプル数(旧版では 842 件⁽⁷²⁾，最新版では 775 件⁽⁷³⁾ (著者の一人である J.L.Janelle 氏による。および ASME PVP2000 の同様文献⁽⁷⁴⁾では破裂試験 309 件+FEM 解析 518 件となっている)と比較している。

• Failure Ratio

各 FFS 手法の正確さそのものの検証。この比が 1.0 以上かつ限りなく近づく，かつ，ばらつきが少ないほど，予測精度が高いと言える。

$$Failure_Ratio = \left(\frac{\text{破裂試験の破壊圧力}}{\text{予測された破壊圧力}} \right) = \frac{P^f}{P_0^f} \quad (5.23)$$

• MAWP Ratio

各 FFS 手法によって得られる MAWP の安全係数の検証。最新版の WRC LLL⁽⁷³⁾においては，再定格 MAWP の算出に用いる手法は Method 2 に統一されている。

$$MAWP_Ratio = \left(\frac{\text{破裂試験の破壊圧力}}{\text{再定格MAWP}} \right) = \frac{P^f}{MAWP_0^f} \quad (5.24)$$

Fig.5.4.3 は解析結果の整理方法を示す。

Table 5.4.5 LTA database description

Database Identification	Database Description
LTA_1	“Continued Validation of RSTRENG”, prepared for PRC International by J.F.Kiefner, P.H.Vieth, and I.Roytman - 192 Cases - Complex shaped defects in pipes subject to burst tests
LTA_2	“Final Reports of Research for MPC Fitness-For-Service Phase I Sponsored Studies of Local Thin Areas”, prepared for The Materials Properties Council - 52 Cases - Defects in two pressure vessels subject to burst test
LTA_3	“Failure of Corroded Line Pipe (1) - Experimental Testing”, by B. Fu and D. Q. Vu - 65 Cases - Machined defect subject to burst tests
LTA_4	“Failure of Corroded Line Pipe (2) - Numerical Analysis”, by B. Fu and J. P. Noble - 518 Cases - FEA Models run to ultimate stress
LTA_Burst	Composed of databases 1-3
LTA_FEAI	Composed of 32 FEA calibration cases from database LTA_4

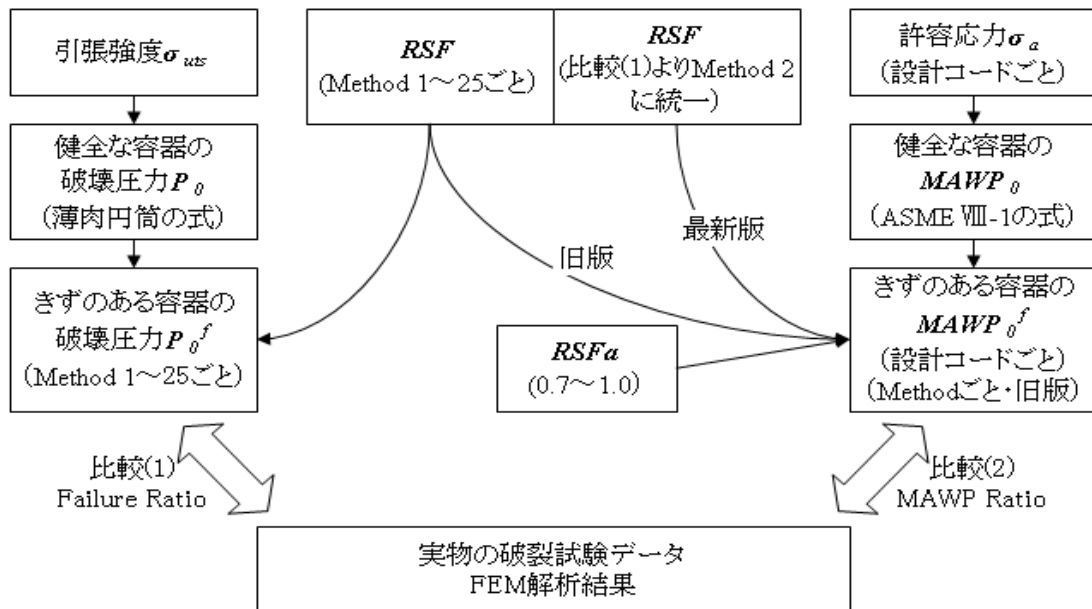


Fig. 5.4.3 The rearranging method of the analysis result

5.4.2 FF手法の検証

Table 5.4.6 は各 FFS 手法の比較を示す。これら手法の中で、Method 2、即ち API579 Section 5, Level 2 による手法の Failure Ratio の平均値は 1.0209 でほぼ 1 に近く、標準偏差も 0.1498 で全 32 手法中最小レベルである、したがって API579 Section 5, Level 2 に採用されている本手法が最も正確で適切であると言える。

Table 5.4.6 Failure Ratio Statistics for Method Validation

Table 16 – Failure Ratio Statistics for Method Validation

Method	Mean Failure Ratio	Failure Ratio Standard Deviation	Failure Ratio Upper 95% Prediction Limit	Failure Ratio Lower 95% Prediction Limit
1 - API 579 Section 5, Level 1 Analysis - B31.G surface correction, rectangular area, API level 1 Folias factor	1.1962	0.3072	1.7997	0.5927
2 - API 579 Section 5, Level 2 Analysis - B31.G surface correction, effective area, API level 2 Folias factor	1.0209	0.1498	1.3151	0.7267
3 - API-579 Section 5, Level 2 Analysis - B31.G surface correction, exact area, API level 2 Folias factor	0.9967	0.1479	1.2871	0.7063
4 - Modified B31.G Method - B31.G surface correction, 0.85dl area, AGA Folias factor	0.9852	0.1938	1.366	0.6045
5 - Modified B31.G Method (RSTRENG) - B31.G surface correction, effective area, AGA Folias factor	1.0099	0.145	1.2946	0.7251
6 - Modified B31.G Method - B31.G surface correction, exact area, AGA Folias factor	0.9878	0.1441	1.2709	0.7047
7 - Original B31.G Method - B31.G surface correction, parabolic area, B31-G Folias factor	1.0129	0.2882	1.579	0.4468
8 - Thickness Averaging - API 510, 8 th Edition	1.1023	0.256	1.6052	0.5994
9 - Thickness Averaging - API 653, 2 nd Edition	1.195	0.2918	1.7682	0.6218
10 - British Gas Single Defect Method - B31.G surface correction, exact area, BG Folias factor	1.0586	0.2364	1.523	0.5942
11 - British Gas Complex Defect Method - B31.G surface correction, exact area, BG Folias factor	1.0755	0.1954	1.4594	0.6917
12 - Chell Method - Chell surface correction, exact area, B31-G Folias factor	0.9957	0.2061	1.4005	0.591
13 - Osage Method - Chell surface correction, effective area,	0.9192	0.1654	1.244	0.5944

尚、表中では、Method 3 や Method 6 の平均値はさらに 1 に近く標準偏差も小さいが、これらは exact area 法を用いており実際に機器で観察される複雑な断面形状の減肉の評価の場合には精度が低下することから不採用としている。

全体としては Effective method 法を採用している Method 2 が実用面を含めて最も優れていると言える。

- exact area（実面積）法；

実際の減肉形状の断面積をそのまま用いて RSF を求める方法。形状変化の激しい減肉形状の影響を受けにくい。なだらかな減肉と局部的に深い減肉でも面積が同じなら RSF は同じになり、局部的に深い減肉の影響を考慮できない。

- effective area（有効面積）法；

局所的な RSF を求め、その最小値を全体の RSF としている。形状変化の激しい減肉形状の影響を考慮できる。

設計コード毎の MAWP Ratio を各 FFS 手法について検証する。尚、WRC LLL の旧版と最新版ではデータ整理の方法が異なっているため、以下に各々の概要を述べる。

(1) WRC LLL 旧版によるデータ整理⁽⁷²⁾

Fig.5.4.7 と Fig.5.4.8 は box and whisker plot（箱ひげ図）の概念を示す。WRC LLL 旧版⁽⁷²⁾ および ASME-PVP2000 発表分⁽⁷⁴⁾では box and whisker plot（箱ひげ図）によって整理している。が WRC LLL では Fig.5.4.8 のように整理し、各設計コード毎かつ Method 1～25 ごとの多数の図が収録されている。

Fig.5.4.9 は ASME Section VIII, Division 2 による許容応力を用いた全破裂試験結果との比較を示す。

この様に、API 579 の局部減肉評価手法である Method 1～2 では概ね 95%以上のデータが 2 倍以上の安全係数を持っていることが判る。

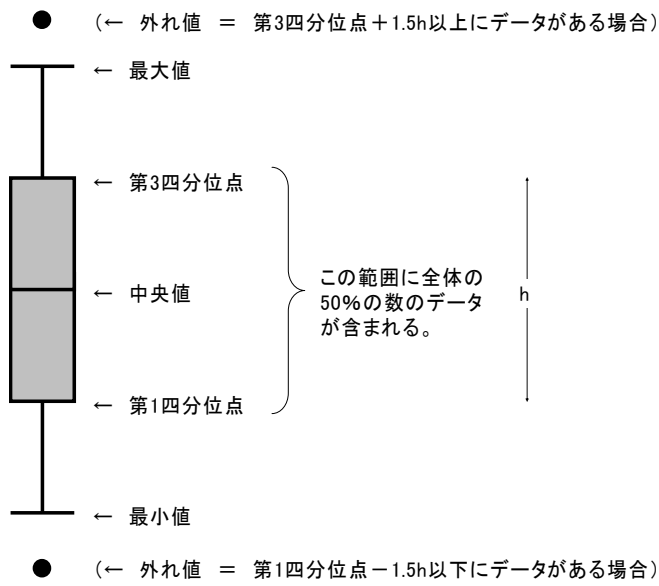


Fig. 5.4.7 General description of box plot

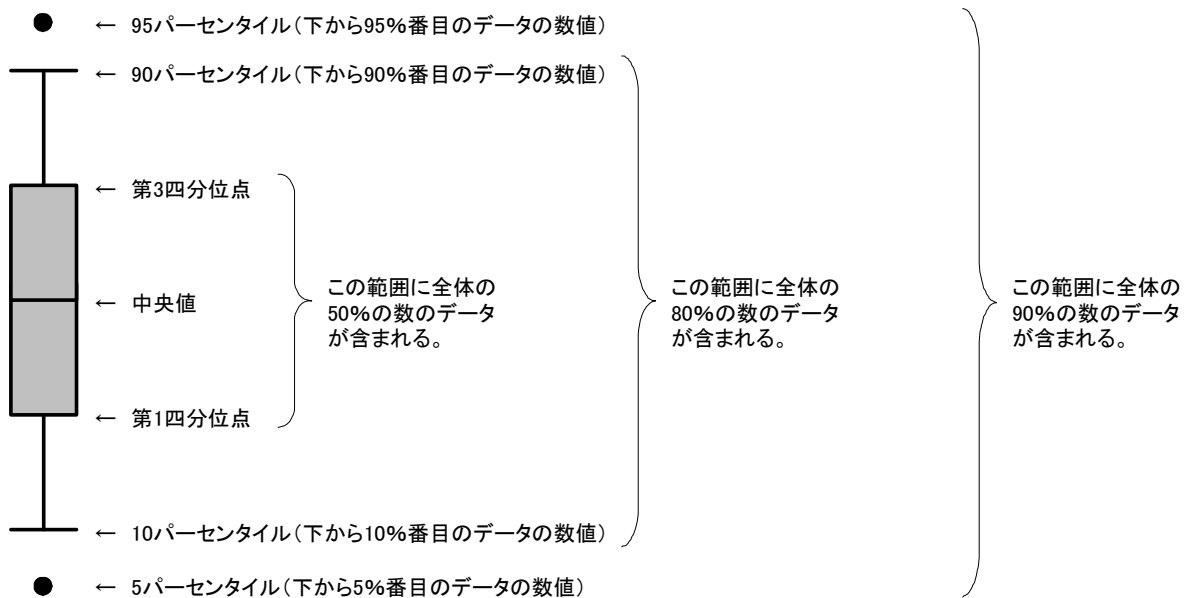


Fig. 5.4.8 Description of box plot in the draft WRC LLL

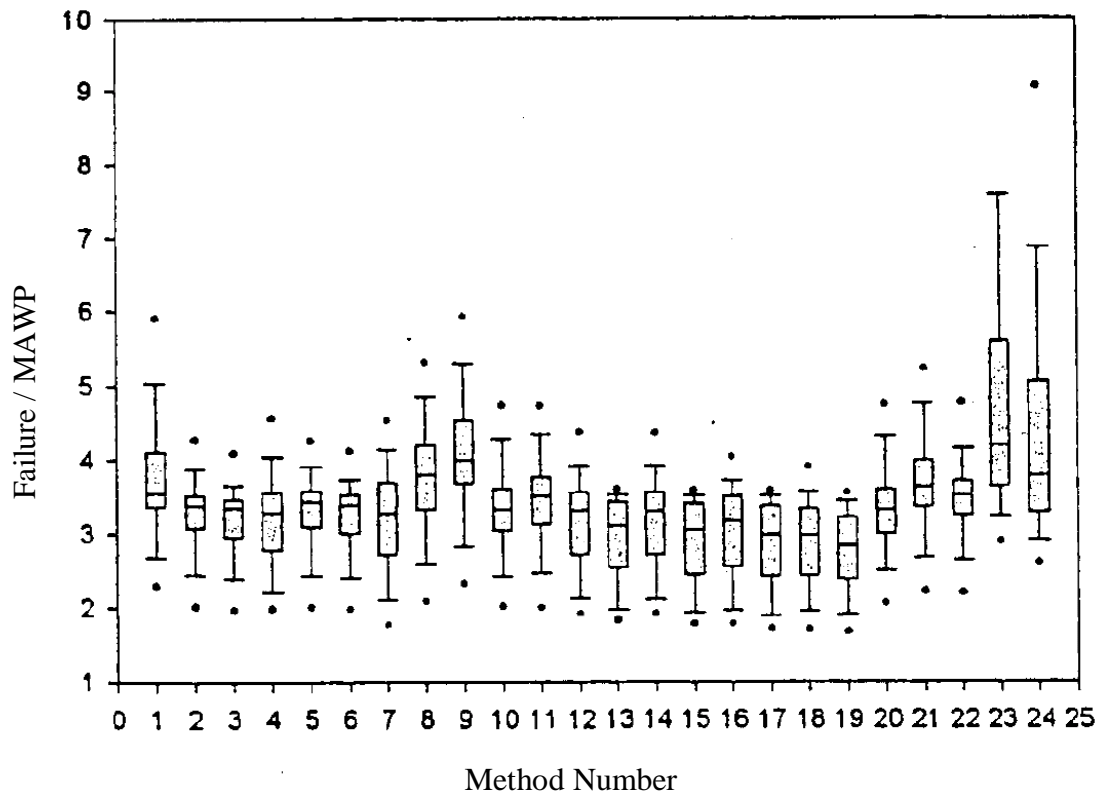
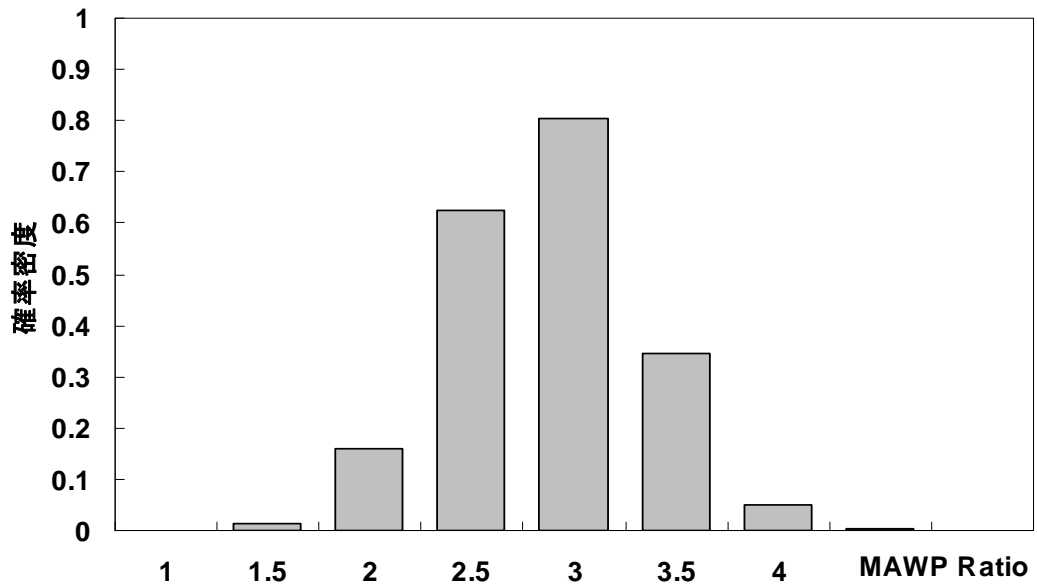


Fig. 5.4.9 Comparison between MAWP and Actual Burst Pressure
(ASME VIII-2,RSFa=0.9)

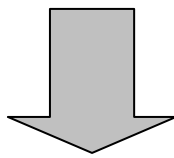
(2)WRC LLL 最新版によるデータ整理⁽⁷³⁾

Fig.5.4.10 は 95%予測区間の母集団分布の概念図を示す.

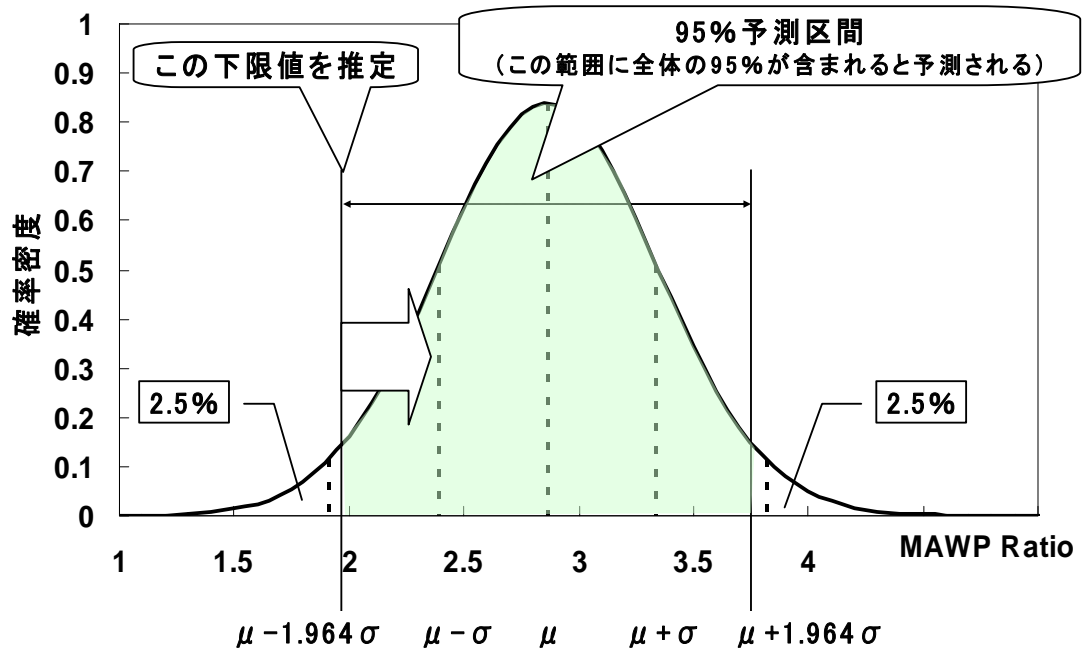
WRC LLL 最新版⁽⁷³⁾は RSF を求める手法として Failure Ratio による比較で精度が高いと確認された Table5.4.6 の Method 2 (API579 Level 2, effective area 法)に統一している. 更にそれぞれの MAWP Ratio に対応するデータ数の分布が正規分布に近づくと仮定し, 検証に用いた既知の実験データ (サンプル) から未知の母集団の真の分布を統計的手法で推定している. すなわち, 「95%予測区間 (全体の 95%が含まれると予想される区間) の下限値 $\mu - 1.964\sigma$ 」を求めている (μ : 平均値, σ : 標準偏差). これは, この下限値以上の範囲に全体の $95+2.5=97.5\%$ のデータが含まれると予想されることを意味する.



(a) サンプルの分布 (イメージ・文献のデータではない)



サンプル (既知) から母集団 (未知) の推定



(b) 推定された母集団の分布

Fig. 5.4.10 Conceptual Diagram for 95 % Lower Limit of MAWP Ratio

その結果として 0.7 から 1.0 までの RSFa に対応した 95%予測下限を示した図を設計コードごとに収録している. Fig.5.4.11 は ASME Section VIII, Division 1 による許容応力が変わった 1999 年 (安全率が 4 から 3.5 に変更) の RSFa と MAWP の関係を示す. Fig.5.4.12 は安全率で再整理した関係を示し, Fig.5.4.13 は RSFa で再整理した関係を示す.

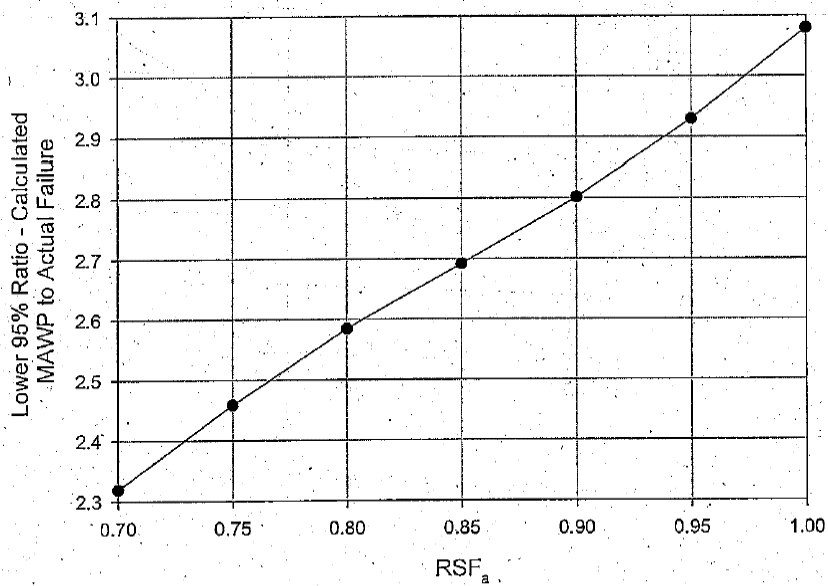


Figure 32 – RSFa vs. MAWP Ratio for ASME Section VIII, Div 1 Pre 1999

(安全率 4.0)

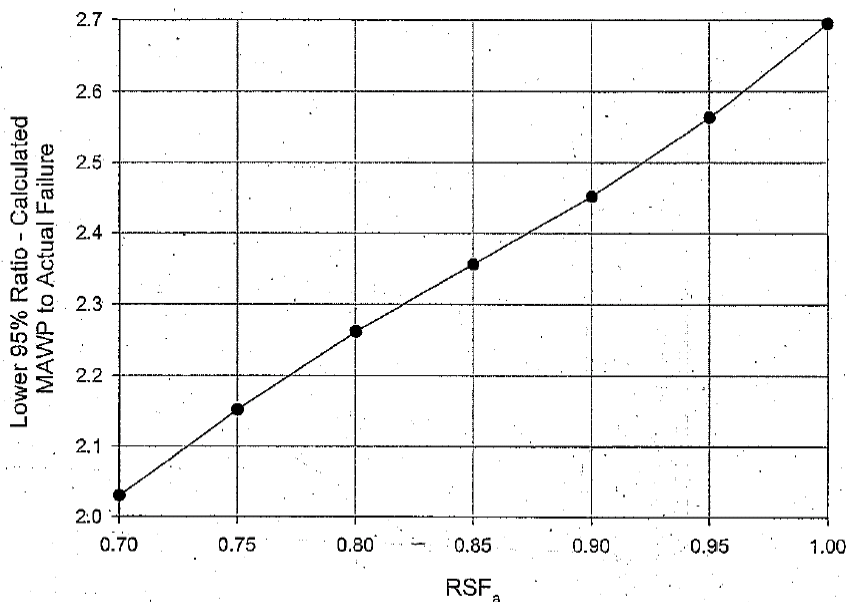


Figure 33 – RSFa vs. MAWP Ratio for ASME Section VIII, Div 1 Post 1999

(安全率 3.5)

Fig.5.4.11 Comparison of MAWP ratio with allowable stress by ASME VIII-1 (upper: Safety Factor=4.0, lower: Safety Factor=3.5)

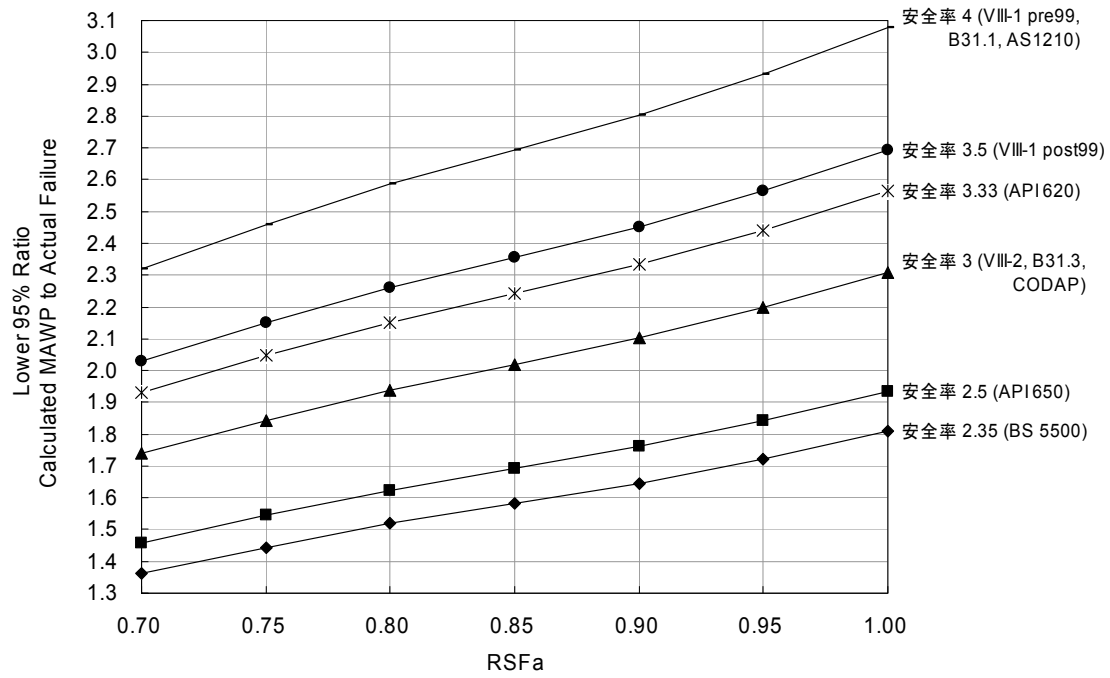


Fig. 5.4.12 Relation between RSFa and MAWP ratio for each safety factor (Tensile strength basis)

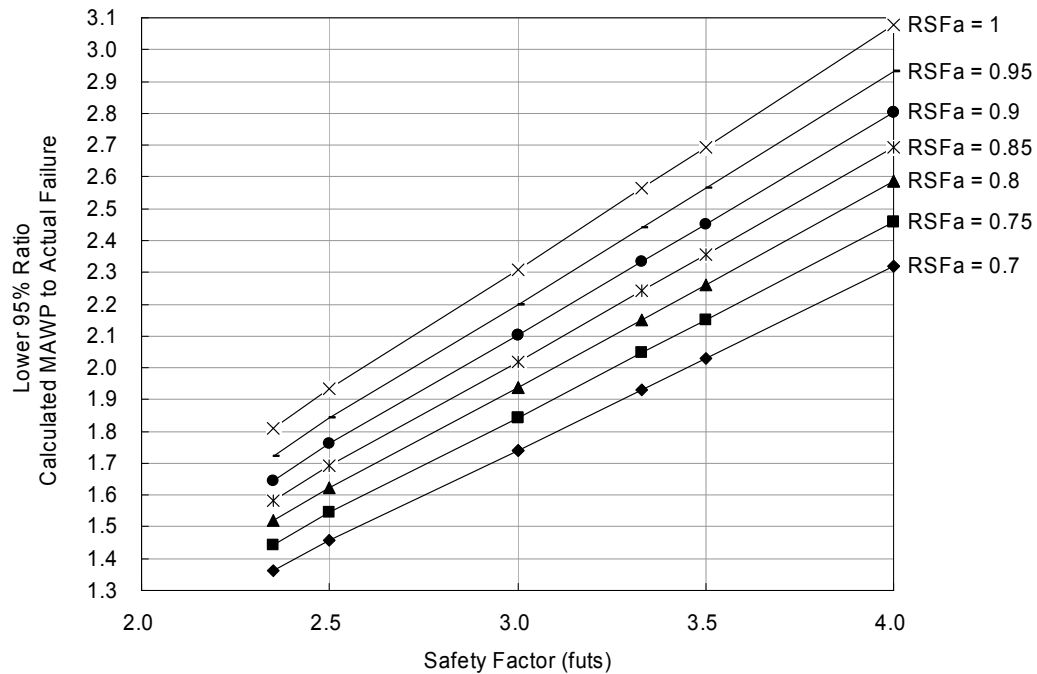


Fig. 5.4.13 Relation between safety factor and MAWP ratio for each RSFa (Tensile strength basis)

Table 5.4.7 は WRC505⁽⁷¹⁾が MAWP Ratio の統計値として平均, 標準偏差, 95%信頼上限・下限を示す. ここで示した数値は ASME Section VIII, Division-1 (安全率 4) の場合である.

Table 5.4.7 MAWP ratio statistics in WRC505

MAWP Ratio vs. Allowable RSF for ASME Section VIII, Division 1 (pre 1999) and ASME B31.1 (pre 1999)

Method	Allowable RSF	Mean MAWP Ratio	MAWP Ratio Standard Deviation	MAWP Ratio Upper 95% Prediction Limit	MAWP Ratio Lower 95% Prediction Limit
1 - API 579 Section 5, Level 1 Analysis - B31.G surface correction, rectangular area, API level 1 Folias factor	0.7	3.8496	0.8788	5.5758	2.1235
	0.75	4.0301	0.9478	5.8919	2.1683
	0.8	4.2236	1.0253	6.2375	2.2096
	0.85	4.4319	1.1069	6.6061	2.2576
	0.9	4.6610	1.1858	6.9902	2.3317
	0.95	4.9079	1.2575	7.3780	2.4378
	1.0	5.1641	1.3249	7.7666	2.5616
2 - API 579 Section 5, Level 2 Analysis - B31.G surface correction, effective area, API level 2 Folias factor	0.7	3.4419	0.5716	4.5646	2.3191
	0.75	3.5509	0.5560	4.6431	2.4587
	0.8	3.6780	0.5564	4.7709	2.5850
	0.85	3.8218	0.5751	4.9513	2.6922
	0.9	3.9952	0.6075	5.1885	2.8019
	0.95	4.1939	0.6435	5.4580	2.9299
	1.0	4.4107	0.6778	5.7422	3.0793
3 - API-579 Section 5, Level 2 Analysis - B31.G surface correction, exact area, API level 2 Folias factor	0.7	3.3769	0.6030	4.5614	2.1924
	0.75	3.4780	0.5792	4.6157	2.3403
	0.8	3.5978	0.5687	4.7150	2.4806
	0.85	3.7349	0.5766	4.8675	2.6024
	0.9	3.9011	0.6017	5.0830	2.7192
	0.95	4.0944	0.6339	5.3396	2.8493
	1.0	4.3060	0.6671	5.6163	2.9957
4 - Modified B31.G Method - B31.G surface correction, 0.85dl area, AGA Folias factor	0.7	3.3822	0.7606	4.8761	1.8883
	0.75	3.4912	0.7449	4.9544	2.0281
	0.8	3.6227	0.7425	5.0812	2.1641
	0.85	3.7702	0.7574	5.2578	2.2826
	0.9	3.9405	0.7861	5.4846	2.3964
	0.95	4.1336	0.8264	5.7568	2.5104
	1.0	4.3468	0.8693	6.0542	2.6393

5.4.3 検証結果の考察

Fig.5.4.14 は破壊圧力（理論値）と破壊圧力（実際）との精度や安全係数の概念図を示す。

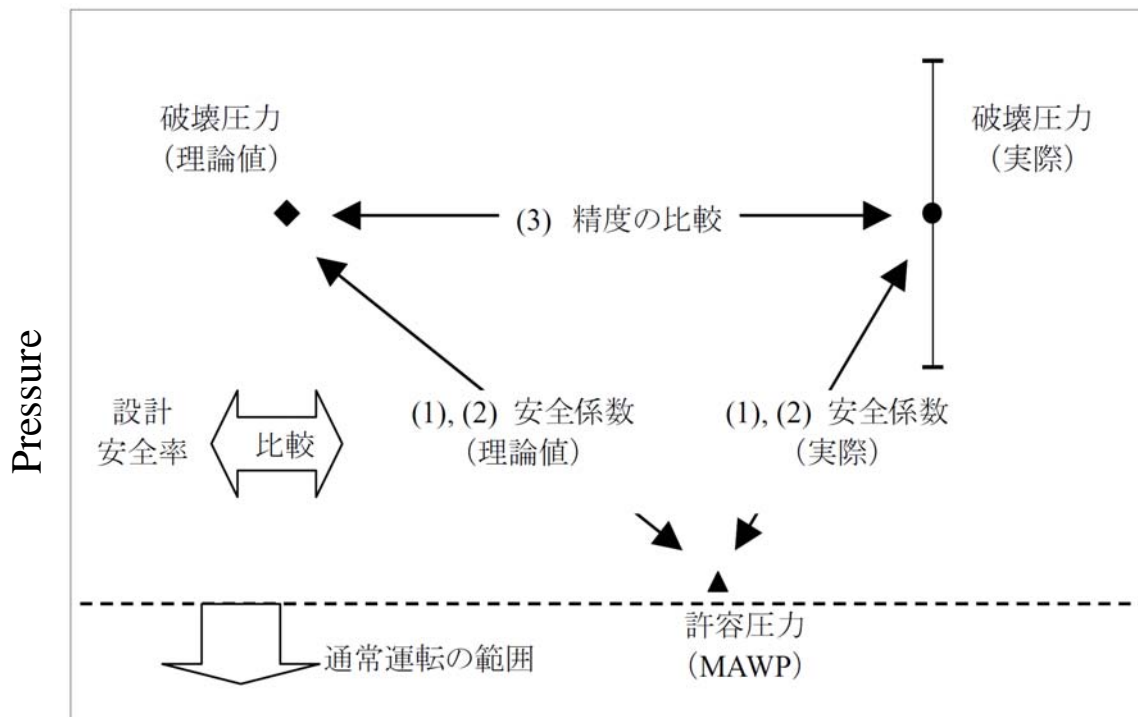


Fig. 5.4.14 Conceptual diagram for pressure comparison meaning of (1), (2) and (3) is referred to 4.1

(1) 健全な容器の安全係数

WRC LLL で Osage らが使用した数式（応力として引張強度 σ_{uts} を使用）を用いた場合，健全な容器の破壊圧力と許容圧力の比（MAWP ratio）を考えると理論的には以下のとおりほぼ設計時の安全率と等しいことが予想される。

$$\text{健全な容器の破壊圧力 } P_0 = \frac{t\sigma_{uts}}{R} \quad (5.25)$$

$$\text{健全な容器の許容圧力 } MAWP_0 = \frac{t\sigma_a}{R+0.6t} \quad (5.26)$$

$$MAWP \text{ Ratio} = \frac{P_0}{MAWP_0} = \frac{t\sigma_{uts}}{R} \cdot \frac{R+0.6t}{t\sigma_a} = \frac{\sigma_{uts}}{\sigma_a} \left(1 + 0.6 \frac{t}{R}\right) \approx \text{安全率} \quad (5.27)$$

ここで上記の(5.27)において，例えば内径 $R=1,000\text{mm}$ ，肉厚 $t=10\text{mm}$ の容器の場合， $1+0.6(t/R)=1.006$ である。

一方，ASME Section VIII Div. 1 により安全率 4.0 で設計・製作された実物

の容器の破裂試験を実施したレポート⁽⁶⁵⁾では、試験容器の安全係数は理論値（安全率）4.0 に対して 3.0~4.5 のばらつきで平均 3.7 であり、その下限値は理論値に対して約 75%程度であったと報告されている。

(2) きずのある容器の安全係数

一方、きずのある容器の破壊圧力と許容圧力の比（MAWP ratio）を考えると理論的には以下のとおりであり、 RSF_a の分だけ目減りした値となる。

まず、きずのある容器の破壊圧力 P_0^f は

$$P_0^f = RSF \times P_0 \quad (5.28)$$

また、きずのある容器の許容圧力 $MAWP_0^f$ は

$$MAWP_0^f = \frac{RSF}{RSF_a} \times MAWP_0 \quad (5.29)$$

したがって、式 (5.28) 及び (5.29) より

$$\frac{P_0^f}{MAWP_0^f} = RSF_a \times \frac{P_0}{MAWP_0} \approx RSF_a \times \text{設計時の安全} \quad (5.30)$$

従って安全率 4.0、 $RSF_a=0.9$ とした場合、きずのある容器の MAWP ratio は $0.9 \times 4.0 = 3.6$ と理論上はなるはずである。

ところが、実際には再定格 MAWP と実物の破壊圧力の間に 2~6 倍のばらつきがある。ASME Section VIII, Division1 設計の容器の場合、その 95% 予測下限値は 2.8 であり理論値に対して約 77%であった。

ところで、Osage らによる WRC LLL では破壊圧力の予測式(5.25)で引張強度 σ_{uts} を用いているが、実際の破壊は流動応力支配である。流動応力の定義には諸説があるが、ラインパイプのように高降伏応力鋼材に当てはまる $\sigma_f = 1.1 \sigma_{ys}$ 、ならびに一般的に知られている流動応力 $\sigma_f = (\sigma_{uts} + \sigma_{ys})/2$ を σ_{uts} の代わりに用いて破壊圧力の予測値を再計算した。例えば、圧力容器材料としてよく使用される A516Gr.60 の場合、引張強度 $\sigma_{uts} = 415 \text{ MPa}$ 、降伏強度 $\sigma_{ys} = 220 \text{ MPa}$ なので、安全率 4 の場合許容応力 $\sigma_a = 415/4 = 104 \text{ MPa}$ となり、流動応力ベースの破壊圧力（予測）はそれぞれ以下の(a)及び(b)の通りとなる。

尚、ここにおいては P_0 、 P_0^f は引張強度に基づく破壊圧力とする。

(a) 健全な容器の場合

破壊圧力の予測（流動応力 $\sigma_f = 1.1\sigma_{ys}$ ベース）は、

$$P_0' = \frac{t\sigma_f}{R} = \frac{1.1t\sigma_{ys}}{R} = 1.1 \left(\frac{\sigma_{ys}}{\sigma_{uts}} \right) \frac{t\sigma_{uts}}{R} = 1.1 \left(\frac{\sigma_{ys}}{\sigma_{uts}} \right) P_0$$

$$= 1.1 \left(\frac{220}{415} \right) P_0 = 0.58P_0 \quad (5.31)$$

安全係数の理論値（流動応力 $\sigma_f = 1.1\sigma_{ys}$ ベース）は

$$\frac{P_0'}{MAWP_0'} = \frac{1.1t\sigma_{ys}}{R} \cdot \frac{R+0.6t}{t\sigma_a} = 1.1 \frac{\sigma_{ys}}{\sigma_a} \left(1 + 0.6 \frac{t}{R} \right) \approx 1.1 \frac{\sigma_{ys}}{\sigma_a} = 1.1 \frac{220}{104} = 2.33 \quad (5.32)$$

(b) きずのある容器の場合

破壊圧力の予測（流動応力 $\sigma_f = 1.1\sigma_{ys}$ ベース）は、

$$P_0^f = RSF \times P_0' = RSF \times 1.1 \left(\frac{\sigma_{ys}}{\sigma_{uts}} \right) P_0 = 1.1 \left(\frac{\sigma_{ys}}{\sigma_{uts}} \right) P_0^f = 0.58P_0^f \quad (5.33)$$

安全係数の理論値（流動応力 $\sigma_f = 1.1\sigma_{ys}$ ベース）は、

$$\frac{P_0^f}{MAWP_0^f} = RSF_a \times \frac{P_0'}{MAWP_0'} = 0.9 \times 2.33 = 2.09 \quad (5.34)$$

また、 $\sigma_f = (\sigma_{uts} + \sigma_{ys})/2$ を用いた場合は、 $\sigma_f = (415 + 220)/2 = 317.5 = 1.44\sigma_{ys}$ となる。Table 5.4.8は安全率4.0、 $RSF_a = 0.9$ 、A516 Gr.60の場合の値を示す。

Table 5.4.8 Predicted burst pressure of A516 Gr.60 compared with actual burst test (Safety Factor = 4.0, $RSF_a = 0.9$)

	健全な容器				容器の破裂試験	きずのある容器			容器の破裂試験
	理論値			理論値		理論値			
ベース	引張強度 σ_{uts}	流動応力 $\sigma_f = 1.1\sigma_{ys}$	流動応力 $\sigma_f = (\sigma_{uts} + \sigma_{ys})/2$		引張強度 σ_{uts}	流動応力 $\sigma_f = 1.1\sigma_{ys}$	流動応力 $\sigma_f = (\sigma_{uts} + \sigma_{ys})/2$		
破壊圧 (A)	P_0	$0.58P_0$	$0.76P_0$		$RSF \times P_0$	$RSF \times 0.58P_0$	$RSF \times 0.76P_0$		
許容圧 (B)	$MAWP_0$	$MAWP_0$	$MAWP_0$		$\frac{RSF}{RSF_a} \times MAWP_0$	$\frac{RSF}{RSF_a} \times MAWP_0$	$\frac{RSF}{RSF_a} \times MAWP_0$		
安全係数 (A/B)	4.0	2.33	3.05	3.0	3.6	2.09	2.74	2.8	

この結果を見ると、より実際の破壊に近い流動応力ベースで再評価した安全係数（理論値）に比較し実物の破壊試験でのばらつきの下限はそれと同程度または十分大きな数値となっている。従って今回採用しようとしている減肉評価方法は十分に安全であると言える。

Fig.5.4.15はこれらの模式図を示す。この図から分かる通り健全な容器もきずのある容器も安全係数（破壊圧力とMAWPの比）はほぼ同じような分布を示しており、平均値で見た場合には健全な容器ときずのある容器はほとんど遜色がない。従ってFFSによる減肉評価方法は十分に安全であると言える。

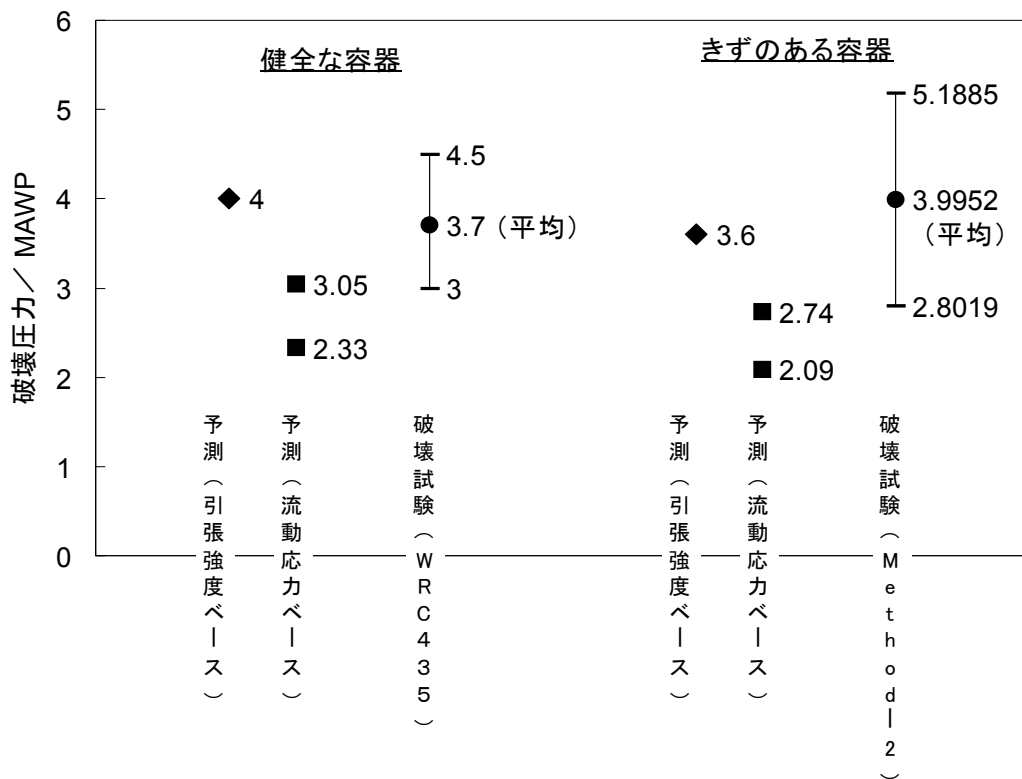


Fig. 5.4.15 Comparison of safety factor in between vessels with or without flaw (safety factor = 4.0, $RSFa = 0.9$, A516Gr.60) / burst pressure result of vessels with flaw is from WRC505 Table 5.4.8 (ASME VIII-1, Pre 1999)

また、式 (5.29)を展開した次式から明らかなように、そもそも、きずのある容器の許容圧力 (MAWP) には既に安全率が含まれている。

$$\begin{aligned}
 MAWP_0^f &= \frac{RSF}{RSF_a} \times MAWP_0 = \frac{RSF}{RSF_a} \times \frac{t\sigma_a}{R + 0.6t} \\
 &= \frac{RSF}{RSF_a} \times \frac{t(\sigma_{uts} / \text{安全率})}{R + 0.6t} = \left(\frac{1}{\text{安全率 (4など)}} \right) \frac{RSF}{RSF_a} \times \frac{t\sigma_{uts}}{R + 0.6t}
 \end{aligned}
 \tag{5.35}$$

このように安全率を含んだMAWPと破壊圧力を比較した結果で、ばらつきは小さく、なおかつFig.5.4.15で示されているように2倍以上の余裕がある。従ってFFSによる減肉評価方法は十分に安全であると言える。

(3) きずのある容器の破壊圧力の予測値と実験値の比較 (Failure ratio)

Fig.5.4.16 は WRC505 が公表した破壊圧力の予測値と実験値の比較 (Failure ratio) の統計処理結果として、平均値、標準偏差、95%予測下限・上限数字を図式化したものを示す。API579 Section 5, Level 2 相当である Method 2 については破壊圧力の予測と実験の比較 (Failure ratio) の 95%予測下限値ならびに上限値はそれぞれ 0.73 ならびに 1.3 であり、平均は 1.02。ばらつきの標準偏差 σ は 0.15 である。

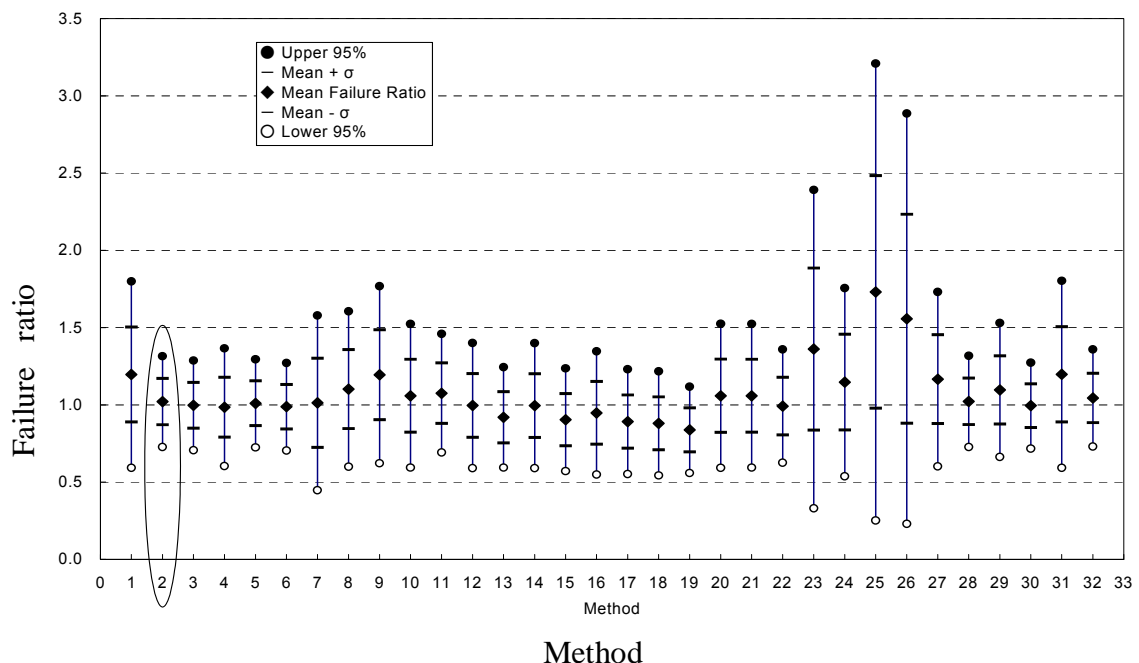


Fig. 5.4.16 Failure Ratio (Actual/Prediction) of each Method

以上より実際の破壊圧力を予測する手法としての **Method 2** は予測値と実験値の比がほぼ 1.0 であることから本手法は十分正確であると言える。尚、下限値で見ると 0.7 となり実験値が予測値を下回っている。比較的低下圧力で破壊に至った要因として次の点が考えられる。

- (a)材料強度のばらつき
- (b)塑性崩壊以外のモードによる試験片の破壊，即ち低い靱性材料の結果からの不安定破壊
- (c)予測時の解析方法による減肉寸法の測定方法や予測式の精度の差
- (d)実際の破壊で支配的になっていると思われる流動応力ではなく，引張強度 σ_{uts} を基準にしていること。

ここで流動応力とは，

流動応力 $\sigma_f = (\sigma_{uts} + \sigma_{ys})/2$ (A516 Gr.60 の場合 $\sigma_f = 1.44\sigma_{ys}$ 程度) を用いて計算し直した破壊圧力の予測と実験の比 **Failure Ratio** 式(5.1)と (5.36)

より

$$Failure_Ratio \text{ (改)} = \frac{\text{破裂試験の破壊圧力}}{\text{予測された破壊圧力}} = \frac{P^f}{P_0^f} = \frac{P^f}{1.44 \left(\frac{\sigma_{ys}}{\sigma_{uts}} \right) P_0} = \frac{Failure_Ratio}{1.44 \left(\frac{\sigma_{ys}}{\sigma_{uts}} \right)} \quad (5.36)$$

例えば，圧力容器材料としてよく使用される A516Gr.60 の場合，引張強度 $\sigma_{uts} = 415 \text{ MPa}$ ，降伏強度 $\sigma_{ys} = 220 \text{ MPa}$ (いずれも規定強度の最小値) なので，式(5.36)の分母は約 0.76 となる。

$$1.44 \left(\frac{\sigma_{ys}}{\sigma_{uts}} \right) = 1.44 \left(\frac{220}{415} \right) = 0.76 \quad (5.37)$$

したがって，Osage らの予測式で 0.73 であった破壊圧力の予測値と実験値の比は，本来は $0.73/0.76 = 0.96$ 程度，すなわちほぼ 1.0 になるはずであろうと予測され，FFS 評価式は十分安全性が確保されていると判断できる。

$$Failure_Ratio \text{ (改)} = \frac{Failure_Ratio}{1.44 \left(\frac{\sigma_{ys}}{\sigma_{uts}} \right)} = \frac{0.73}{0.76} = 0.96 \quad (5.38)$$

したがって，基準としている強度の違いから，圧力容器設計規格で規定する安全率 (4.0 あるいは 3.5) は実際の破壊マージンを直接示すものではない。

一方，きずのある容器に対して維持規格が最低限確保しておくべき余裕度の値については多くの見解があるが，当該圧力容器が MAWP 以下での運転を保障されるべく装置システムが設計されていること，欠陥部位が構造不連続部位から

十分離れていること、および適切な検査や管理が実施されることを前提とすれば、Fig.5.4.15 に示した様に MAWP に対して 2.8 倍以上の余裕度が実用上問題のない値であることは、関係各方面に同意していただけると考える。

5.5 国内の破壊試験に基づく検証

5.5.1 国内の破壊試験結果と API/ASME FFS-1 の評価結果との比較

API/ASME FFS-1 では実物の容器の破裂試験ならびに FEM 解析結果より評価しているが、詳細の生データを確認出来ていないので、内圧荷重、曲げ荷重、内圧と曲げの複合荷重を付加した円筒容器の国内破壊試験データから API/ASME FFS-1 の安全裕度を調査した。

Fig.5.5.1 は国内破壊試験結果をの安全裕度を示す。ここで、データ数は合計 49 であり、図中の①は H10 高圧ガス保安協会データ⁽⁷⁸⁾、②は H2 高圧ガス保安協会データ⁽⁷⁸⁾、③は H4 大阪府高圧ガス保安協会データ⁽⁷⁸⁾、④は JFE エンジ試験データ⁽⁷⁹⁾、⑤は H18 茨城県高圧ガス施設設備維持基準策定事業によるデータ⁽⁸⁰⁾である。

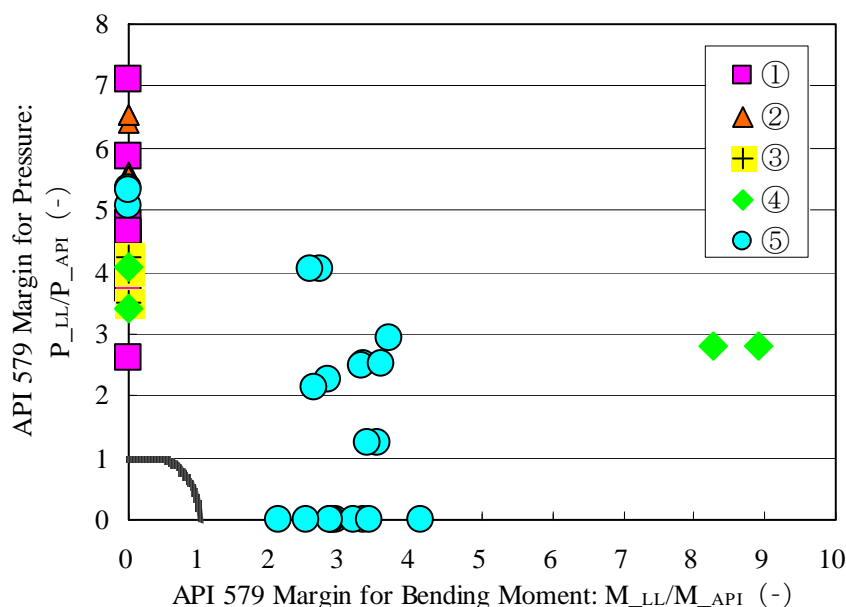


Fig. 5.5.1 Safety margin of API/ASME FFS-1 part

横軸は曲げモーメントに対する安全裕度，縦軸は内圧に対する安全マージンである．破壊試験に対する安全マージンは曲げモーメントに対しても，内圧に対してもおおよそ 2 倍以上あることが分かる．

Fig.5.5.2 は内圧のみで破壊したデータを集め，軸方向の減肉長さ λ で整理した図を示す． λ が大きいと言うことは，減肉の軸方向長さが大きいことであり， λ が小さい言うことは，減肉の軸方向長さが小さいことである．結果，安全マージンは λ に依存しないという結果になった．このことは，様々な減肉形状において安全マージンが十分維持できていることを示している．

以上、国内データからの検証結果も、API/ASME FFS-1 の検討結果と同様な安全裕度があることが確認できた．

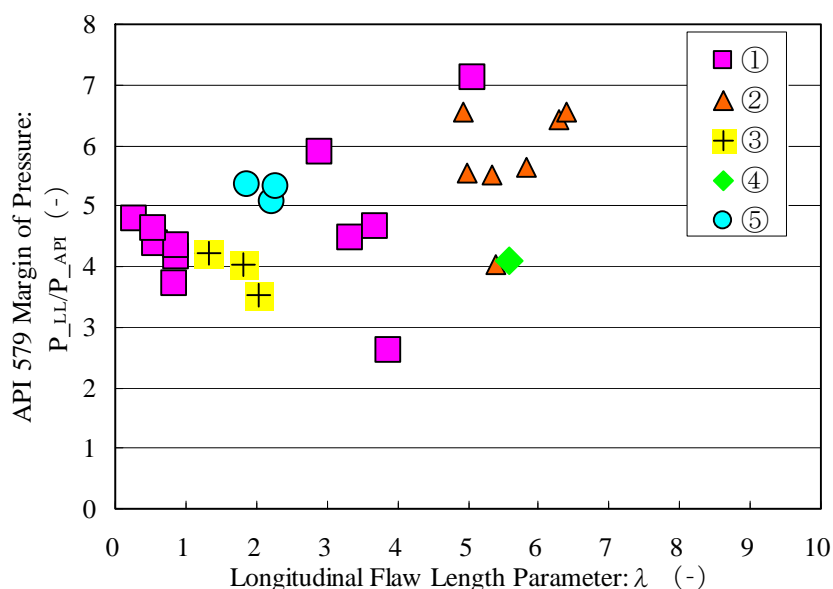


Fig. 5.5.2 Safety margin of API/ASME FFS

5.6 有限要素解析

供用適性評価技術の国内導入を目指していくために重要なことは、国内でも破壊試験や有限要素解析を蓄積していき、国際規格の検証を実施していくことだと考える。また、これらの結果は損傷評価手法が今後発展していくときにも検証データとして有効である。本項では実際に減肉が認められた配管に対して有限要素応力解析を行い、安全裕度を検証した。

5.6.1 FFS 解析

(1) 解析対象配管

Table 5.6.1 は解析対象の配管仕様を示す。

Fig.5.6.1 は当該配管（呼び径：2B 配管，運転圧力：18.9MPa，運転温度：70℃，内部流体：水素ガス）における運転中の放射線透過検査でエルボ及び水平部の下側に認められた外面腐食状況を示す。

放射線透過検査では 2ヶ所に著しい減肉が認められたが，解析対象は減肉が大きい減肉部 1 とした。

Table 5.6.1 Specifications of modeled pipe

Geometry	—	Pipe(2B)
Outside diameter	D	60.5 mm
Operation pressure	P	18.9 MPa
Operation temperature	T	70 °C
Material	—	STS480(JIS G 3445)
Minimum required thickness	t_{min}	4.5 mm (By high pressure gas safety law ,allowable stress at 75°C is 102N/mm ²)
Nominal thickness	t_{nom}	8.7 mm (Sch160)
Future corrosion allowance	FCA	It is assumed 0 mm.
Design code	-	High pressure gas safety law

(2) FFS 合格限界となる減肉寸法の算出

FFS では、減肉の範囲と厚さに応じて合否が決定される。減肉のモデル化については減肉範囲を決定した後、減肉の厚さを可変して合格限界を求める。

(3) 減肉寸法

FFS 規定では格子状の検査グリッドを切り、その交点の肉厚測定に基づいて、長手、周方向ごとの最小値を投影して結んだ線図（Critical thickness profile; CTP という）により減肉をモデル化して計算する。Fig.5.6.2 は減肉部 1 の配管を周方向に 38 分割し、ポイントマイクロメータで 5mm ピッチ格子で全面計測した測定値を示す。最小肉厚は 1.11mm であった。

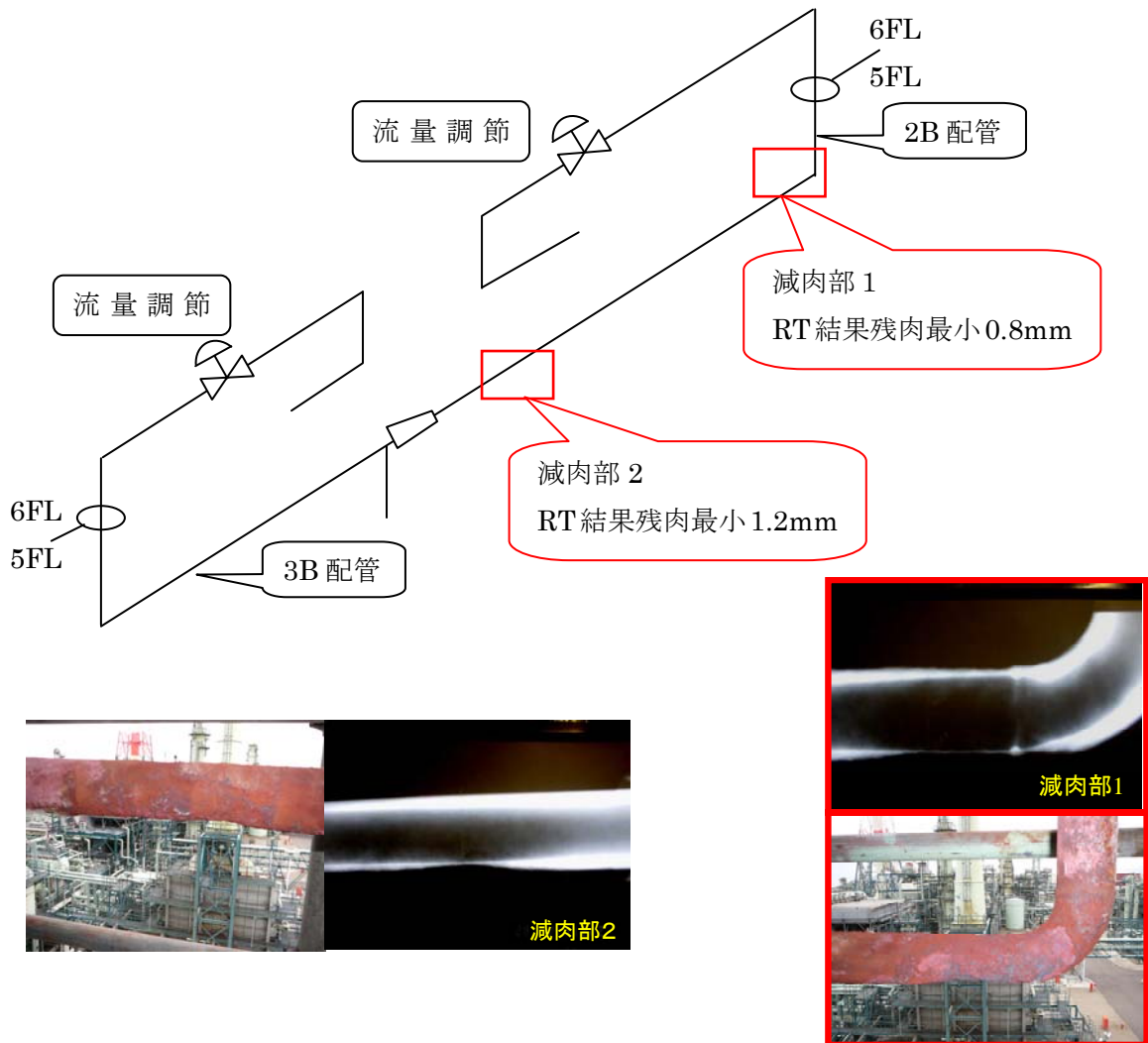


Fig.5.6.1 Location of corroded pipe

肉厚測定結果

	肉厚最小値: 1.11 mm															背側															腹側								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	
直管部端部:1	8.21	8.16	8.00	7.48	7.72	7.65	7.16	6.85	6.66	6.57	6.17	5.30	5.56	6.39	7.68	8.00	8.26	8.27	8.57	7.70	7.74	7.94	8.49	8.31	8.67	8.59	8.76	8.70	8.65	8.51	8.99	8.76	8.66	8.63	8.75	8.46	8.48	8.42	
2	8.39	7.99	7.79	8.14	7.97	7.48	6.89	6.40	6.35	7.27	7.06	6.58	5.96	6.97	7.81	8.20	8.42	8.65	8.65	8.25	8.02	8.54	8.45	8.51	8.68	8.71	8.62	8.73	8.56	8.60	8.85	9.00	8.78	8.79	8.97	8.94	8.99	8.61	
3	8.08	8.09	8.08	8.29	8.19	7.31	7.54	7.26	6.24	6.94	6.78	6.91	7.33	7.02	8.09	8.30	8.27	8.42	8.71	8.64	8.51	8.55	8.59	8.63	8.70	8.72	8.76	8.62	8.41	8.52	8.91	8.79	8.70	8.78	8.79	8.59	8.50	8.42	
4	8.43	8.29	8.20	8.16	7.70	7.44	7.63	7.45	7.07	6.50	7.33	6.95	6.85	7.84	8.14	8.29	8.25	8.43	8.71	8.32	8.52	8.57	8.46	8.55	8.69	8.66	8.77	8.66	8.60	8.75	9.13	8.80	9.04	8.68	8.78	8.60	8.56	8.41	
5	8.27	8.20	8.23	8.05	8.17	7.60	7.33	7.24	6.70	7.10	7.56	7.38	7.49	7.51	8.45	8.52	8.46	8.59	8.56	8.45	8.31	8.42	8.58	8.60	8.84	8.77	8.64	8.45	8.59	9.01	8.81	9.00	8.75	8.74	8.56	8.50	8.55	8.50	
6	8.48	8.09	8.21	8.30	8.07	7.34	6.47	6.28	6.90	6.79	7.24	7.53	8.15	7.45	8.14	8.45	8.39	8.75	8.74	8.22	8.49	8.45	8.49	8.43	8.64	8.63	8.77	8.60	8.57	8.60	8.92	8.84	8.84	8.81	8.77	8.53	8.38	8.64	
7	8.59	8.04	8.25	8.10	8.15	7.64	7.50	6.62	6.60	6.63	6.85	7.54	7.69	7.64	7.68	8.12	8.41	8.30	8.88	8.73	8.39	8.54	8.57	8.44	8.54	8.79	8.84	8.86	8.74	8.56	8.91	9.03	8.69	8.83	8.84	8.89	8.65	8.49	
8	8.62	8.29	8.26	8.15	7.86	7.56	7.67	6.64	6.87	6.50	7.08	6.85	7.10	7.29	7.78	8.10	7.99	8.92	8.32	8.15	8.32	8.23	8.61	8.64	8.92	8.66	8.76	8.66	8.46	8.48	8.92	8.93	8.62	8.64	8.90	8.80	8.68	8.57	
9	8.42	8.21	8.27	8.24	7.99	7.45	7.80	6.99	6.49	7.08	6.98	6.37	6.82	7.26	7.88	8.00	8.26	8.89	8.45	8.52	8.23	8.09	8.31	8.53	8.65	8.69	8.70	8.63	8.54	8.49	8.92	8.93	8.62	8.64	8.90	8.80	8.68	8.57	
10	8.50	8.14	8.29	7.97	7.29	7.40	7.30	6.51	6.26	6.87	6.78	6.88	6.77	6.51	6.57	7.43	8.42	8.60	8.79	8.16	7.86	7.84	7.94	8.48	8.60	8.70	8.61	8.69	8.54	8.40	8.94	8.91	8.65	8.67	8.86	8.82	8.60	8.64	
11	8.40	8.09	8.11	8.14	7.30	7.50	7.32	6.29	6.49	6.87	7.07	6.57	6.13	5.74	6.39	6.72	8.00	7.93	8.06	8.13	7.82	7.78	8.16	8.12	8.51	8.57	8.47	8.38	8.50	8.43	8.48	8.92	8.96	8.64	8.66	8.81	8.80	8.68	8.64
12	8.67	8.03	7.95	7.73	7.37	7.38	7.64	6.70	6.36	6.38	6.73	6.49	5.90	5.49	5.88	6.19	7.51	7.36	7.30	7.14	7.40	8.42	8.08	8.16	8.43	8.47	8.70	8.56	8.52	8.34	8.90	9.06	8.51	8.60	8.72	8.85	8.73	8.35	
13	8.77	8.22	7.99	7.38	7.35	7.18	7.29	6.67	6.41	6.73	5.40	5.13	6.04	5.47	5.65	6.54	7.41	7.15	7.48	7.38	7.29	7.79	7.86	8.28	8.31	8.39	8.55	8.42	8.76	8.45	8.89	9.03	8.67	8.65	8.61	8.89	8.64	8.68	
14	8.77	7.13	7.36	7.47	6.69	6.77	6.93	6.82	6.40	6.97	6.10	5.19	5.25	6.13	6.02	6.42	7.13	7.10	4.68	7.16	7.46	7.35	7.91	7.98	8.06	8.13	8.38	8.40	8.45	8.27	8.76	8.93	8.58	8.65	8.72	8.92	8.57	8.68	
15	8.44	7.55	7.97	7.41	6.71	6.31	6.27	6.43	6.21	6.67	6.12	4.62	5.22	5.05	6.94	6.45	7.10	7.12	7.32	6.71	7.15	7.42	7.51	7.90	8.05	8.23	8.34	8.54	7.92	7.44	8.88	8.71	8.60	8.63	8.61	8.78	8.52	8.39	
16	7.86	7.40	7.98	7.35	6.22	5.98	6.03	6.70	6.41	6.55	5.82	5.35	5.38	5.13	6.43	7.62	7.57	7.01	7.43	7.18	6.98	7.48	7.63	7.98	8.16	7.87	8.00	7.93	7.65	7.97	8.76	8.86	8.52	8.56	8.53	8.84	8.67	8.28	
17	7.68	7.48	7.67	7.05	5.88	5.47	5.98	6.40	6.24	6.44	5.40	5.00	5.41	5.91	6.29	7.14	6.90	7.65	7.82	7.58	7.49	7.29	7.56	7.90	8.16	8.18	7.92	8.00	7.58	7.56	8.48	8.91	8.65	8.62	8.52	8.86	8.64	8.08	
18	8.32	7.80	7.68	6.75	5.75	5.89	5.48	6.29	6.19	6.01	5.22	4.45	5.13	5.87	6.50	6.27	7.17	7.35	8.82	7.44	7.53	8.01	7.84	7.78	7.90	7.78	7.39	7.57	7.61	7.13	8.57	8.92	8.55	8.59	8.98	8.72	8.53	7.86	
19	7.78	7.32	6.91	6.38	5.62	5.31	5.36	5.60	5.77	5.41	5.40	5.52	4.88	5.61	5.89	6.17	7.48	7.38	7.73	7.12	7.69	7.80	7.73	7.75	7.96	7.94	7.23	7.25	7.22	7.64	8.48	8.32	8.00	8.00	8.97	8.85	7.44	7.97	
20	7.41	6.92	6.49	6.35	5.44	4.83	5.25	6.07	5.95	5.39	5.37	4.94	4.57	4.63	5.00	5.58	6.24	7.73	7.57	7.06	7.39	7.81	7.62	7.62	7.70	7.58	7.49	7.02	7.90	7.34	7.96	8.13	7.91	7.91	8.25	7.78	7.21		
21	7.39	6.88	6.56	6.63	5.34	5.16	4.62	4.66	5.02	4.57	4.40	3.91	4.14	4.44	4.66	5.11	4.53	4.78	3.78	3.50	4.28	4.16	4.26	4.73	5.18	5.52	6.09	6.49	4.48	5.30	5.36	6.09	6.48	6.83	5.88	7.80	7.94	7.08	
22	6.92	6.99	6.64	6.29	6.01	5.35	5.11	5.36	5.34	5.21	4.30	4.74	4.73	4.75	3.55	4.94	6.02	6.46	7.40	6.26	6.04	6.37	6.08	6.90	7.10	6.88	7.17	7.80	6.55	6.09	6.46	6.83	5.88	7.63	7.00	7.64	7.42	7.08	
23	6.66	6.12	6.03	5.71	5.41	5.43	5.63	4.93	4.97	5.07	4.48	4.07	4.51	4.23	5.45	5.60	5.77	6.13	6.28	5.18	5.73	5.41	6.12	6.35	7.01	6.86	7.10	6.58	5.93	5.42	6.34	7.15	6.96	7.03	6.68	7.49	7.16	6.39	
24	6.35	6.01	5.63	5.73	5.28	4.81	4.74	4.70	4.70	4.49	4.39	4.25	4.37	4.53	4.91	5.35	5.03	5.63	5.60	4.82	4.52	4.92	6.08	6.56	6.15	6.29	6.10	6.49	6.60	5.18	5.83	6.64	6.43	6.75	6.84	7.09	6.93	7.01	
25	6.10	5.91	5.66	5.63	5.34	5.16	4.62	4.66	5.02	4.57	4.40	3.91	4.14	4.44	4.66	5.11	4.53	4.78	3.78	3.50	4.28	4.16	4.26	4.73	5.18	5.52	6.09	6.49	4.48	5.30	5.36	6.09	6.48	6.83	5.88	7.80	7.94	7.08	
26	6.20	5.67	5.59	5.43	5.41	5.08	4.70	4.95	5.09	4.52	4.45	3.99	4.58	4.04	4.29	4.40	3.93	3.79	3.35	3.14	3.23	3.64	3.31	4.09	4.83	4.81	5.24	5.54	5.77	5.37	5.61	6.24	6.29	6.17	6.85	7.04	7.16	6.82	
27	5.89	5.88	5.75	5.36	5.15	5.11	5.53	4.81	4.53	4.51	4.61	4.29	3.75	3.41	3.14	3.50	3.09	2.62	2.38	3.20	3.19	2.71	2.54	2.81	3.22	3.60	3.96	4.34	4.47	4.99	5.56	6.13	5.19	5.20	6.34	6.69	7.13	7.22	
28	5.96	5.59	5.05	4.89	5.13	5.26	4.87	4.95	5.11	3.99	4.17	3.90	4.72	3.53	3.43	3.36	2.49	2.29	2.67	2.47	1.78	1.89	2.09	2.57	2.88	3.36	3.40	4.08	3.99	4.44	4.95	5.91	5.13	5.19	6.20	6.39	6.66	6.40	
29	5.77	5.63	4.82	4.95	4.76	5.24	5.42	4.99	4.80	4.40	3.65	3.83	4.14	3.80	2.63	2.60	1.61	1.93	2.24	2.05	1.47	1.04	2.53	2.56	2.66	2.35	3.03	3.66	3.60	4.18	4.72	5.27	4.59	5.31	6.13	6.29	6.57	6.82	
30	5.84	5.13	4.71	4.79	5.08	5.72	5.80	5.73	5.42	4.82	4.46	4.36	4.02	3.51	2.41	1.61	1.80	2.93	2.81	1.70	1.83	2.18	1.91	2.16	2.51	3.11	3.22	3.56	3.86	3.71	3.77	4.44	4.17	4.79	5.82	6.26	6.29	6.53	
31	5.89	5.31	4.72	4.99	5.68	6.15	5.21	5.28	5.02	4.15	4.45	4.07	3.69	3.99	2.95	1.65	1.74	2.33	2.51	2.09	1.52	1.95	1.23	1.23	1.46	2.65	2.95	2.35	2.93	3.53	3.63	3.88	4.06	4.45	5.07	5.53	6.44	5.78	
32	5.35	5.19	4.78	4.93	5.68	6.13	5.26	5.19	4.87	3.98	4.62	4.54	3.84	2.88	2.22	1.19	1.13	1.91	2.83	2.00	2.01	1.87	1.66	1.42	1.55	2.14	2.44	2.69	2.67	3.12	4.00	4.66	4.67	4.63	4.94	5.38	6.69	5.66	
33	5.10	5.28	5.65	4.94	5.11	4.91	5.27	5.44	5.07	4.61	4.74	4.67	4.33	2.20	1.71	1.40	1.58	1.66	2.27	2.08	1.90	1.80	2.23	1.92	1.74	2.09	2.47	2.99	2.70	4.28	4.36	4.89	4.89	5.00	4.94	5.18	5.36	4.89	
34	4.77	5.15	5.28	5.47	4.87	4.72	5.10	5.37	5.33	4.57	5.05	4.91	3.57	2.91	1.47	1.11	1.																						

(4)解析評価

FFS 規格では評価できる配管の最小肉厚を 2.5mm 以上と設定している. 本章で扱う事例では最小肉厚 1.1mm のため解析評価対象外で不合格となる. しかしながら, 実運転では漏えいしていないので下述するように配管の漏えい限界応力を求めた.

・漏えい限界応力

漏えいの有無は漏洩の有無は完全弾塑性体を仮定すると、作用応力が流動応力を超えた時点と考えられるので、

流動応力 $\sigma_{\text{flow}} = (\text{規格引張応力} + \text{規格降伏応力})/2$ より

$(480 + 262)/2 = 371 \text{ N/mm}^2$ が配管の破断応力と推定される.

5.6.2 有限要素解析

(1) 解析方法

Fig.5.6.3は解析モデルの要素分割を示し, Fig.5.6.4は境界条件を示している. 解析は弾性体として計算しソルバーは、有限要素法の非線形構造解析プログラム NX Nastran V5.0を用いた. 材料データはTable 5.6.1に示された各値を用いた. Fig.5.6.5はFig.5.6.2に示した肉厚実測を用いた要素モデルを示す. 要素はシェル要素で1メッシュ毎に実測の肉厚を設定し, 要素分割数は2888, 節点数は2926である.

(2)解析結果

Fig.5.6.6 は腐食減肉配管の応力分布を示す. 1.11mm まで減肉が認められた部分の作用応力は 402 N/mm^2 を示した. STS480(@70°C) における規格降伏応力は 262 N/mm^2 なので, 降伏応力の 1.53 倍の応力が作用しても, 漏えいしないことが示された.

また, FFS 評価で得られた流動応力よりも, 1.1 倍高い応力が作用していることが示された.

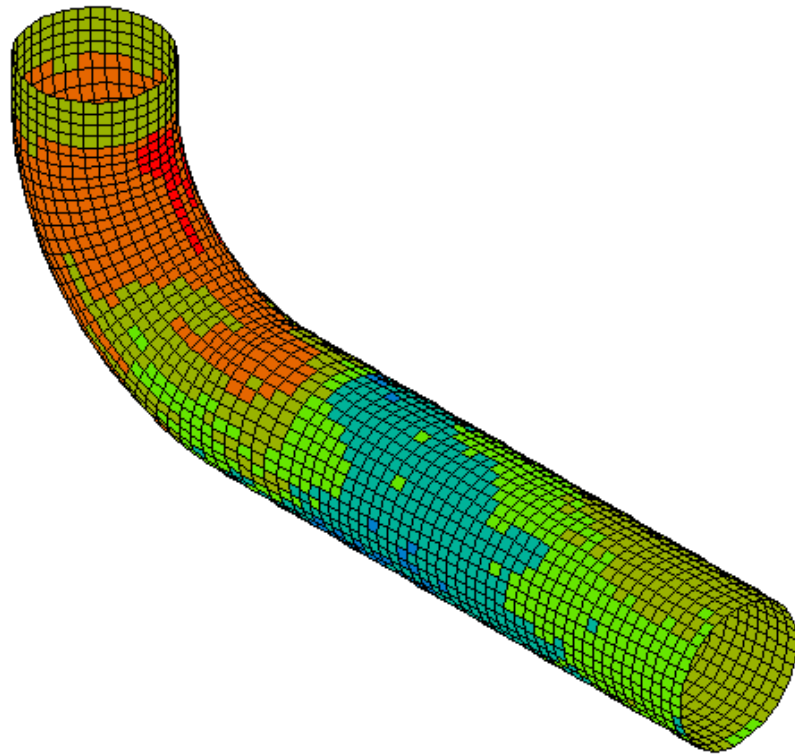


Fig.5.6.3 Models for pipe in FEM calculations

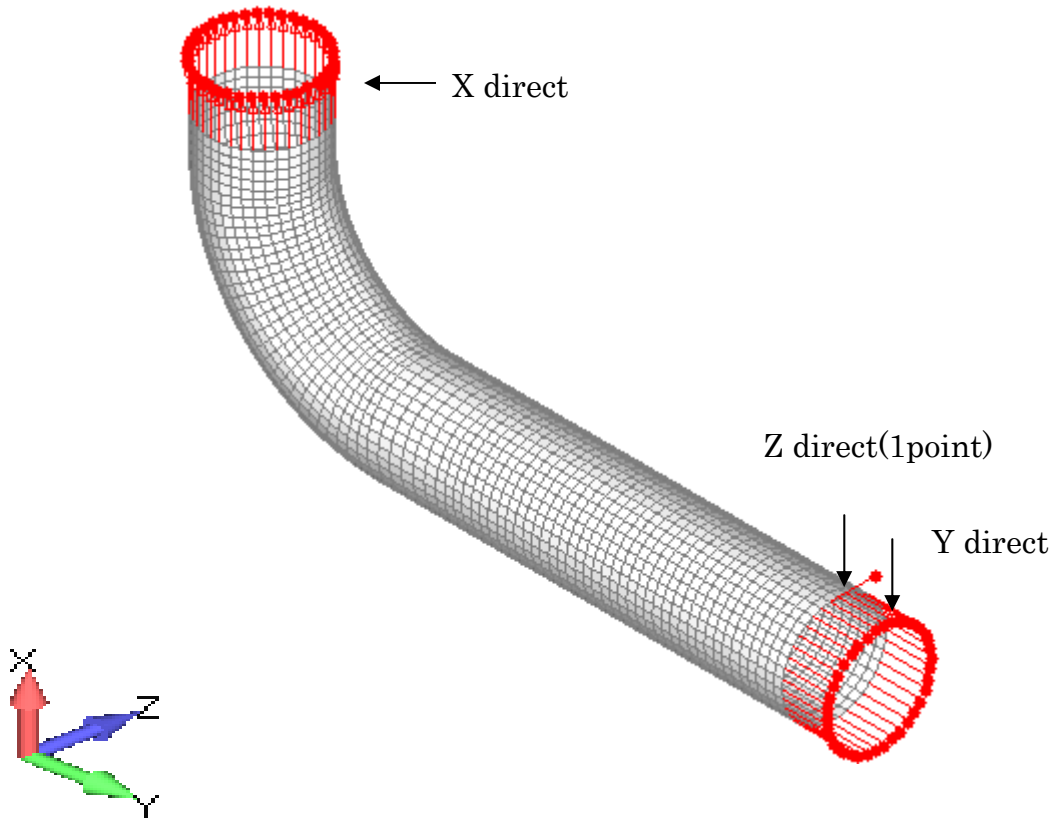


Fig.5.6.4 Boundary conditions for FEM calculations

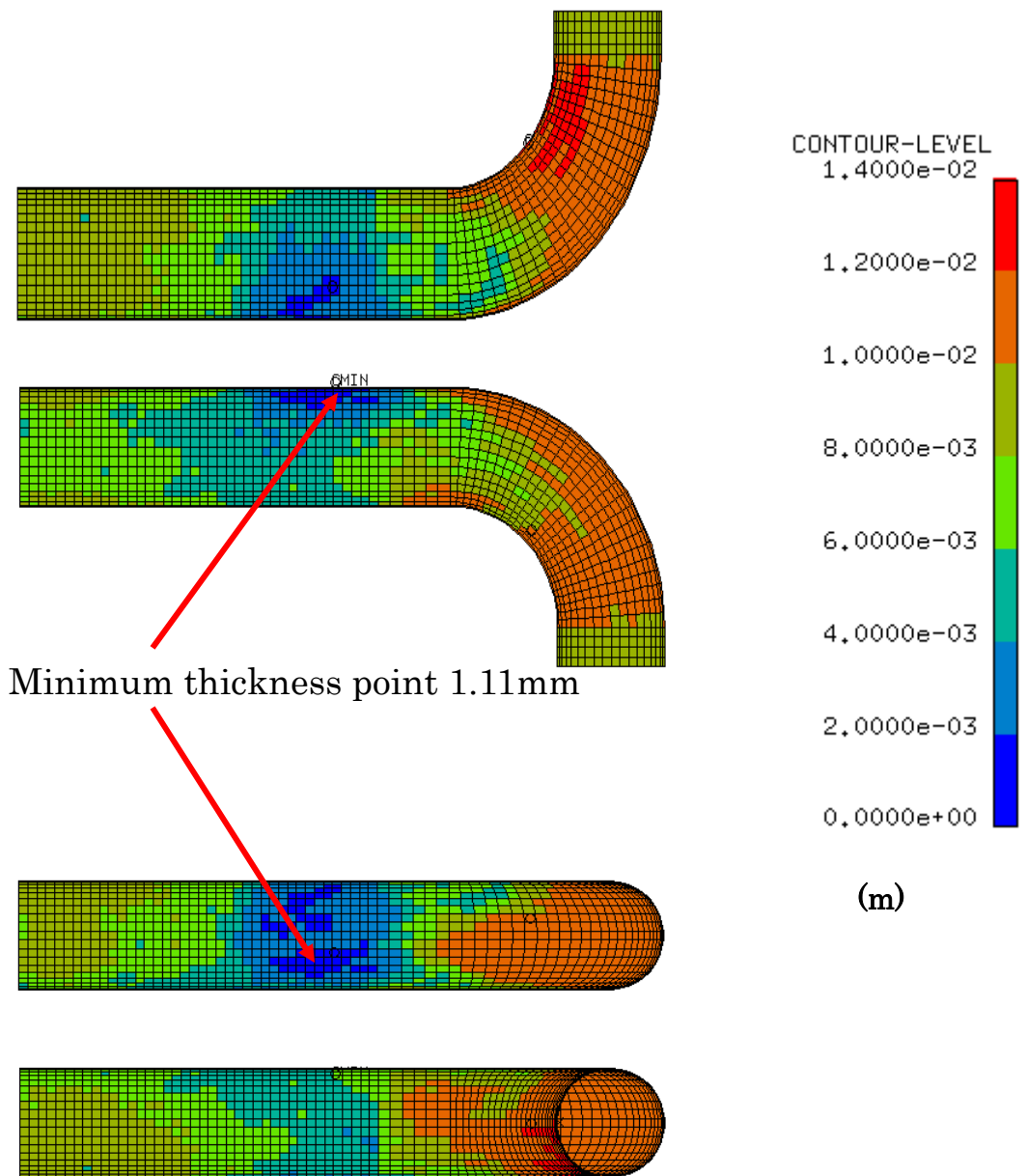


Fig.5.6.5 The thickness distributions at the pipe

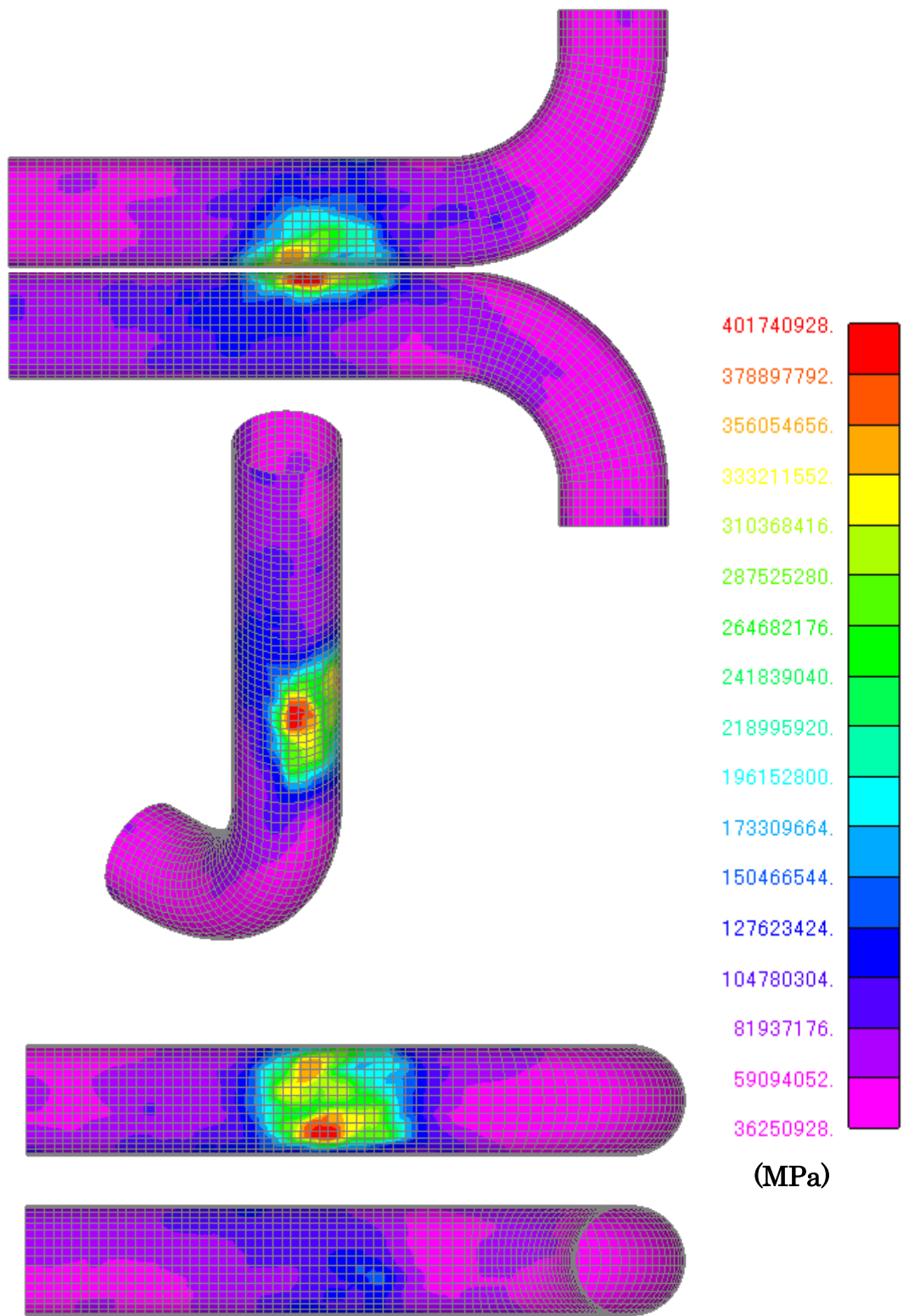


Fig.5.6.6 The stress distributions at the pipe
 (Internal Pressure=18.6MPa)

5.6.3 FFS 解析と有限要素解析との比較

(1) 作用応力と最小肉厚

FFS 評価では 371N/mm^2 が破断応力と推定したのに対して FEM 解析結果は 402N/mm^2 が作用している。

これを実際の最小肉厚値 (t_{\min}) で比較した

- ・ FFS 評価の流動応力ベース

$$t_{\min} = PD / (2\sigma_a \eta - 1.2P) = 18.9 \times 43.1 / (2 \times 371 - 1.2 \times 18.9) = 1.13\text{mm}$$

この値は実測最小肉厚 1.11mm より大きい値である。

ここで、高圧ガス保安法の円筒胴容器の必要最小肉厚 (t_{\min}) の計算式は、式(5.39)の通りである。

$$t_{\min} = PD / (2\sigma_a \eta - 1.2P) \quad (5.39)$$

η : 溶接方法、検査割合による溶接効率

(その他の文字は、前述のとおり)

式(5.39)は配管の最大主応力である周方向応力 ($\cong PD/2t$) を許容応力以下に制限するという計算式であり、最大主応力説に基づいている。しかし、実際の破壊挙動は式(5.40)に示す Mises 相当応力により正確に表現できることが実験的にも証明されている。

$$\sigma_{\text{mises}} = (1/\sqrt{2}) \times ((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2)^{0.5} \quad (5.40)$$

$\sigma_{1\sim 3}$ は各方向の主応力であるが、円筒胴では周方向応力 $= \sigma_1$ 、長手方向応力 $= \sigma_2 = 0.5\sigma_1$ 、板厚方向応力 $= \sigma_3 = 0$ であることから、これらを代入すると、

$$\sigma_{\text{mises}} = 0.866\sigma_1 \quad (5.41)$$

したがって、実際の破壊駆動力は周方向応力の 0.866 倍となる。

- ・ ミーゼス補正をすると

$$t_{\min} = PD / (2\sigma_a \eta - 1.2P) = 18.9 \times 43.1 / (2 \times 371 \div 0.866 - 1.2 \times 18.9) = 0.97\text{mm}$$

この値は実機で漏えいが認められていないことから補正は妥当と判断される。

実用的には、流動応力は JIS 規格降伏応力の 1.5 倍で評価することで対応できる。

(2) 材料の延性による荷重の増加

配管の周方向応力は、内径に比例するため、延性材料の場合、内圧の増加に伴う内径の増大がによる荷重の増加が無視できなくなる。本事例の場合、流動応力ベースでは破断ひずみ (ϵ_{bt}) は 17% となるため、破断直前の内径を D' とすると、破断直前の周方向応力 σ_1' は (5.42) のようになる。

$$\sigma_1' = PD' / 2t = P(1.19D) / 2t = 1.17\sigma_1 \quad (5.42)$$

したがって、破断直前に作用する周方向応力は初期の内径を基準にした場合の 1.17 倍であることから、安全率は小さい側、すなわち $4/1.17=3.41$ となる。しかし、応力増は $1.19 \times 0.866 \sigma_1 = 1.03\sigma_1$ 程度であり破断直前でも Mises で評価すれば、破断ひずみの影響は無視できる。

(3) 本事例検討で求めた安全率

今回の解析で、作用応力が規格降伏応力を超え、流動応力も超えているのに漏えいしない理由は下記の 3 点によるものと推察される。

- (a) FFS 評価で求めた流動応力は規格下限値を用いたが、実際の金属材料の引張応力、降伏応力は、JIS 規格下限よりほとんど 10%~15% 大きい値を示す。
- (b) 降伏応力を超えると変形し加工硬化を生じるが、実際には加工硬化により強度は上昇するが、この影響を無視している。
- (c) 構造が静的構造であることは少なく、不静定構造物であることが多いので、1ヶ所が全面降伏しても荷重再配分が行われる。

5.7 結言

本研究では、まず FS 評価の導入を目指すにあたって、まず石油精製・石油化学工業における圧力設備の設計基準と維持基準の関係を整理した。次に、FFS 評価のうち減肉損傷評価について技術背景を調査し文献等から今まで明確でなかった安全裕度を評価した。更に、破壊試験および実機での減肉を有限要素法応力解析 (Finite Element Method: FEM) により検証比較を行い、以下の結論を得た。

- (1) FFS 評価によって予測された破壊圧力と実験による破壊圧力の比はほぼ 1.0 で、かつ、ばらつきも十分小さく、FFS 手法は十分正確であることを示した。
- (2) 実際の破壊で支配的となる流動応力で検証すると下限値もほぼ 1.0 となっているため、精度に関しては、追加の係数で補正する必要はないことを示した。
- (3) きずのある容器の破壊試験で見られる安全係数[再定格 MAWP と実物の破壊圧力の比 (MAWP ratio)]の下限値は約 2.8 である。これは、健全な容器の破壊試験で見られる安全係数の下限値 (理論値は約 3.0) とほぼ同じであることから、きずのある容器は、健全な容器の破壊に対する信頼性の範囲内を維持していることを示した。さらに国内のきずのある容器の破壊試験検証結果からもこの事実を検証し、曲げモーメントに対しても 2 倍の安全裕度があることを確認した。
- (4) 健全な容器も、きずのある容器も、安全係数 (破壊圧力と MAWP の比) は、ほぼ同様な分布を示しており、平均値で見た場合には、健全な容器と、きずのある容器はほとんど差異がない。したがって、FFS 評価方法は十分に安全であることを示した。
- (5) 定格 MAWP 自体にはそもそも安全率が含まれており、そのように安全率を含んだ MAWP と破壊圧力の比は、ばらつきは小さく、なおかつ 2 倍以上の余裕があるので、本章で採用しようとしている FFS 減肉評価方法は十分に安全であることを示した。
- (6) 配管の有限要素法応力解析から得られた結果、作用応力は流動応力ベースで評価しても十分な安全裕度があることを示した。また、作用応力は規格降伏応力の 1.5 倍程度であれば漏えいしないことも示した。これらの評価は、材料強度を JIS 規格下限としたケーススタディの結果であり、実際の圧力容器の破裂や崩壊に対する安全率はもう少し大きいことが推測される。

第 6 章

ナットの減肉が内圧を受けるフランジ締結体の 強度と密封性能に及ぼす影響

第6章 ナットの減肉が内圧を受ける フランジ締結体の強度と密封性能に及ぼす影響

6.1. 緒言

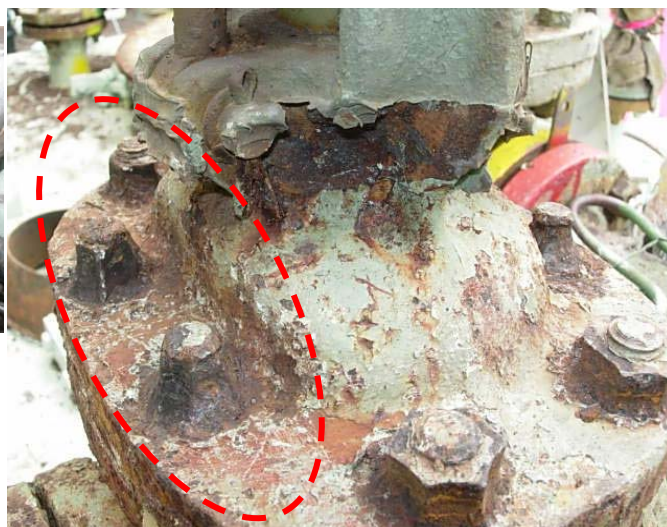
過大な静的引張負荷が作用するボルト結合体の破壊モードは(1)ボルト軸の破断、(2)ボルトのねじ山のせん断破壊(3)、ナットのねじ山のせん断破壊の3種類に分類される。これらの破壊モードのうち、1山当りのせん断面積はボルトよりナットの方が大きいため、同一な材料強度を持つボルトとナットの組合せでは、ボルト側がせん断破壊する。石油精製・石油化学装置の配管や圧力容器に用いられるフランジ締結体においても、多くの場合ボルトとナットとの材料強度は、ほぼ同等としている。

ただし、締付け時には引張荷重の他にねじり荷重も負荷されるので、降伏荷重や引張破断荷重も低下し、せん断破壊荷重も同時に低下する。

この様な状況下、腐食等でナット自体の高さが低くなり、はめあいねじ山がより少なくなれば、はめ合いねじ部でねじ山のせん断破壊が生じる恐れがあるので、限界ナット高さを把握しておくことは、設備管理上、大変重要な管理ポイントである。

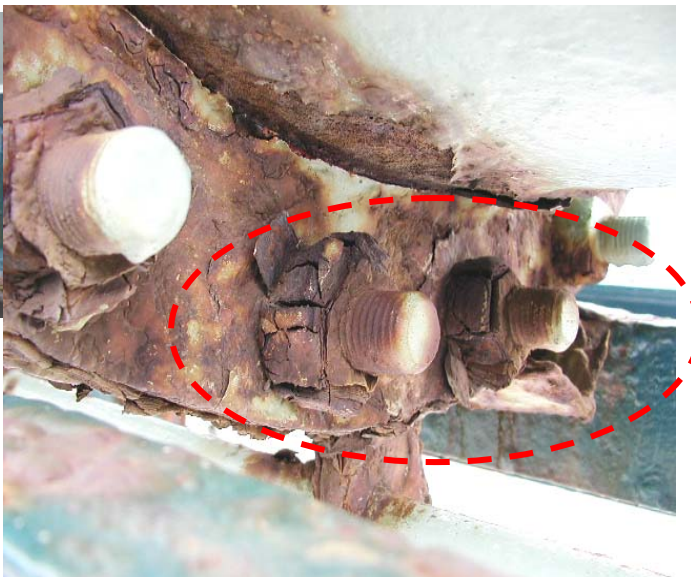
Fig.6.1.1 及び Fig.6.1.2 は実際のナット外面腐食例を示す。ナットが著しく腐食されている。しかし、現行基準では製作時の基準しかなく、必要最小寸法の規準（高さや2面幅の規定）がなく、さらに、ナットの減肉がフランジ締結体の密封性能に関する研究はなされていない。圧力設備の老朽化が進む中、このようなナット減肉に関しては、早急に解決しなければならない課題と言える。本研究では、弾塑性有限要素法解析によるナット高さやナット幅を変えた場合のフランジ締結体の特にボルト・ナット部分の応力解析を行い、破壊モード及び破壊荷重を実験評価することを目的としている。さらに漏えい防止の観点からナットの供用適性評価を行い、今後のフランジ締結体の健全性評価のための基礎資料とすることも目指している。

バルブボンネット部



上記拡大⇒

フランジ部



上記拡大⇒

Fig. 6.1.1 Photograph of corrode nuts in a flange bolted jointed (1)

フランジ部



上記拡大⇒



ナット減肉状況⇒

取替え後⇒



Fig. 6.1.2 Photograph of corrode nuts in a flange bolted jointed (2)

6.2 設計方法

従来、確立されている Alexander の理論を概括し、この理論が本研究に適用できるかを検証する。Alexander⁽²²¹⁾は、ナット高さ とせん断破壊荷重の関係に関して、ISO ナットを用いて静的破壊モード及び破壊荷重を推定し、必要なナット高さを決める計算式を提案している。

Fig.6.2.1 は Alexander ナット高さ と破断荷重の関係を示す。横軸 m がナットの高さ、 $1d$ はボルト呼びねじ径、縦軸が破壊荷重 F を示す。ねじ山のせん断面積は、かみ合い山数に比例して増加するため、十分なナット高さ (Fig.6.3 では $1d$) があれば、ねじ山のせん断破壊は起こらない。この状態からナット高さ m を徐々に減少させると、せん断破壊荷重 F_s はボルト遊びねじ部の破断荷重 $F_b (=Rm \cdot A_s)$ まで減少する。この時点のナット高さを限界ナット高さ m_c としている。

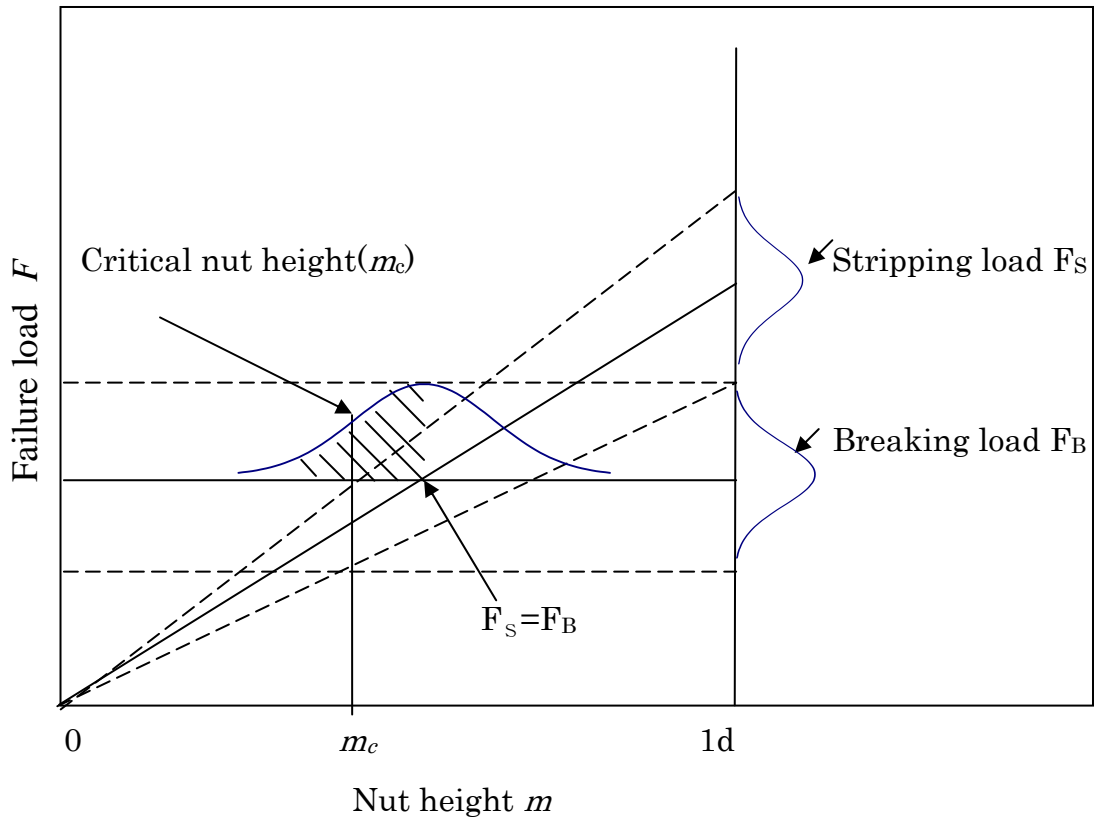


Fig.6.2.1 Relationship between nut height and failure load

Alexander は、このような破壊限界ナット高さ mc の分布を利用して、ボルトとナットのせん断破壊荷重を次式の(6.1)及び(6.2)で提案している.

$$F_{sb}=0.6 \cdot R_{mb} \cdot A_{sb} \cdot C_1 \cdot C_2 \quad (6.1)$$

$$F_{sn}=0.6 \cdot R_{mn} \cdot A_{sn} \cdot C_1 \cdot C_2 \quad (6.2)$$

ここで、

係数 0.6 は、せん断強さと引張強さの比

F_{sb} / F_{sn} : ボルト/ナットのせん断破壊荷重

R_{mb}/R_{mn} : ボルト材料/ナット材料の引張強さ

A_{sb}/A_{sn} : ボルトねじ山/ナットねじ山のせん断面積

これらのせん断面積は、1山当りの面積に山数を乗じて求める

C_1 : ナットの膨張による修正係数

C_2 : ボルトねじ山の曲げによる修正係数

C_3 : ナットねじ山の曲げによる修正係数

この Alexander 理論における、この限界ナット高さ mc については、2面幅が減少する場合には、その影響を大きく見積もりすぎるため、計算結果に大きな誤差を生じてしまうと報告⁽²²⁹⁾されている。しかし、その程度については、研究が全くなされないため不明である。

さらに、Alexander 理論により求めた限界ナット高さ mc は、規定のナット高さより 20%程小さい値となると記載⁽²³⁵⁾されているが、Fig.6.1.1 や Fig.6.1.2 に示すように 20%以上減肉しても漏えいは生じていない。

このように、限界ナット高さについての研究は不十分であり、ナットの減肉が内圧を受けるフランジ締結体の強度と密封性能に及ぼす影響を明らかにすることは、石油精製・石油化学装置の安全運転と圧力設備の著しい信頼性向上が図れるものである。

6.3 実験方法

6.3.1 フランジ仕様

Table 6.3.1 は社団法人石油学会(JPI : The Japan Petroleum Institute) で規定しているフランジスペックでのボルト本数を示している。これから言えることは、例えば、各フランジサイズ間で、ボルト本数は同じになっているので、最も呼び径が大きいフランジが漏れ易い傾向にあるサイズと言える⁽²³⁴⁾。JPI の場合 3B, 8B, 14B 及び 18B(いずれもフランジ呼び径)が漏れ易いサイズと言える。

本研究では、石油精製、石油化学装置で多く使用されているサイズの呼び径 3B、フランジ形状は一体型、ガスケット座は平面座、レーティングクラスは 150 とした。数値詳細は、石油学会規格 JPI-7S-15(石油工業用フランジ ; 2005)⁽²¹³⁾ による。

6.3.2 ボルトとナット仕様

本研究で用いた試験体は、石油精製・石油化学プラントの配管や圧力容器に用いられるフランジ締結体において、水や空気以外のガスや溶液を取り扱う場合のボルトとナットとの組合せは、SNB7 材 (ボルト) と S45C 材 (ナット) のケースが多いのでこの仕様とした。Table 6.3.2 は呼び径 3B フランジのボルトとナットの仕様を示す。Table 6.3.3 及び Table 6.3.4 は化学組成を示す。ここで、化学組成は試験体 3 個の平均値であり、ボルト及びナット共に JIS 規格を満足していることを確認した。Table 6.3.5 は材料特性(密度、ヤング率及びポアソン比)の実測値を示す。これも試験体 3 個の測定結果の平均値を示す。

Table 6.3.1 Relationship between flange size and employed bolt number

Flange nominal diameter	Bolt number
Less than 3B	4
4B~ 8B	8
10B~14B	12
16B~18B	16

Table 6.3.2 Specification of bolt and nut(3B Flange:150LB)

Nut	
Strength classification	8
Form	hexagon nut
Materials	S45C(JISG4051)
Heat-treatment	solution heat treatment
Nut height	16mm
Nut width	26mm
threads	11(25.4mm hit)
Pitch	2.3091mm
root diameter	15.875mm
effective diameter	14.376mm
inside diameter	13.367mm
Bolt	
Nominal diameter	5/8 inches
Form	unified coarse screw thread
Strength classification	8.8
Materials	SNB7 (JISB4107)
Heat-treatment	quenching tempering
Bolt length	100mm

Table 6.3.3 Chemical compositions of bolt

	JISG4107	SNB7
C	0.38~0.48	0.40~0.42
Si	0.20~0.35	0.23~0.25
Mn	0.75~1.00	0.81~0.85
P	0.040 以下	0.014 以下
S	0.040 以下	0.006 以下
Cr	0.80~1.10	0.86~0.88
Mo	0.15~0.25	0.17~0.18

(Unit : Wt%)

Table 6.3.4 Chemical compositions of nut

	JISG4051	S45C
C	0.42~0.48	0.43~0.44
Si	0.15~0.35	0.18~0.21
Mn	0.60~0.90	0.71~0.81
P	0.030 以下	0.017 以下
S	0.035 以下	0.010 以下

(Unit : Wt%)

Table 6.3.5 Material properties of bolt , nut , flange and gasket

	Density g/cc	Young modulus 10 ¹⁰ N/mm ²	Poisson's ratio
Bolt	7.835	21.7	0.28
Nut	7.805	21.1	0.29
Flange	7.800	21.0	0.30
Gasket	—	0.06	—

ここで、ボルト・ナットの形状寸法はJISB0206 (1973) ユニファイ並目ネジ⁽²¹⁵⁾及びJISB0210(1973)ユニファイ並目ネジの許容限界寸法及び公差⁽²¹⁶⁾による。ナットは六角ナットの10割ナット(ナット高さがネジ径の100%)

注：ユニファイねじが使用されている経緯

日本の石油精製・石油化学工業の多くは、米国からの技術輸入で製造されており、当時の建設時はインチサイズのフランジとウイトねじが使用されていた。ところが、ISO (International Organization for Standardization) 規格の強化に伴い、ウイトねじはJIS規格 (Japanese Industrial Standard)から廃止され、また昭和48年のオイルショック以後、大手ボルト製造者がメートルねじとユニファイねじへ移行し、SS400ボルトはウイトねじの生産が中止されメートルねじに切替えられた。しかし、SS400以外のボルトについては、その使用条件(温度 - 圧力範囲) が厳しい事から、メートルねじへの移行はできず、同じインチ系のユニファイねじに取替えられた。所が、1981年にANSIB16.5 (American National Standards Institute) が、ボルト穴径及びボルトをメートル表示に変更し互換性を図れる様に改訂された。これを受けJPIでは1982年(昭和57年)の改定で、ANSIに対してユニファイねじとメートルねじの互換性の有無を問合わせ、互換性がある旨の回答を得た。⁽²¹³⁾ また、現在のJPI-7S-15⁽²¹³⁾もユニファイとメートルの両方が適用ボルトとして記述されている。しかし、日本の石油会社は、前述したように当初からインチサイズのフランジを採用しており、また、ウイトねじからユニファイねじへの変更はJPIの改定前の1975年代前半であるので、現状もユニファイねじが使用されている経緯がある。

6.3.3 実験ナット仕様

各ケース毎にナットの腐食減肉の影響を調べるため、試験片を各4個準備して実験を行った。

Table 6.3.6は6ケースの実験に用いたナット寸法を示す。Fig.6.3.6は実験ナットの外觀形状を示す。

Case1が通常仕様の形状寸法（規格上の現寸法）を示す。このナットの高さを2/3(11mm)と1/3(6mm)にしたケース(Case3, Case5)と、ナット2面幅を1/2(13mm)にしたケース(Case4, Case6)を組合わせた。

Table 6.3.6 Conditions of nut

Designation	Nut height	Nut width
Case1	16	26
Case2	16	13
Case3	11	26
Case4	11	13
Case5	5	26
Case6	5	13

(Unit : mm)



Fig.6.3.6 The photograph of corrosion of the nuts

6.3.4 実験装置

Fig.6.3.7 は実験装置の外観を示す。

ボルトとナットをセットして組込んだ実験装置を作成して材料試験機で荷重をかけた。ロードセル(東京計測 30ton)を用いて作用荷重を測定した。また, Fig.6.5 に示すように圧縮荷重をボルトに引張荷重が発生するように「コの字」型の金型冶具を2つ組み合わせて, 締結体の破壊荷重を計測した。



Fig. 6.3.7 Schematic of experimental apparatus for measuring rupture loads

6.4 有限要素応力解析

実験に用いた各ケース Table 6.3.2 のボルト・ナットをモデル化し有限要素法による弾塑性解析を行った。解析目的は、減肉したナットの破損挙動、ねじ山谷底部の応力分布及び漏えい防止の観点からナットの供用適性評価を行うためのシミュレーションモデルを作成することである。計算を行うソルバーは、有限要素法の非線形構造解析プログラム LS-DYNA V971 を用いた。材料データは Table 6.5 に示された各値を用いた。モデルは形状の対称性を考慮し上下 1/2 モデルを作成し、テトラ要素（四面体）で要素分割を行った(ナット：66928, ボルト：90025)。

Fig.6.4.1 は解析モデルと境界条件を示し, Fig.6.4.2 は要素分割を示している。実験と同様にナット下部の治具当たり面を上方向に強制変位させて解析した。

弾塑性 FEM 解析に使用した降伏条件は von Mises を用い, ボルト JIS G 4107 より降伏応力 725N/mm^2 と引張強さ 860N/mm^2 を用いて流動応力として (降伏応力+引張強) /2= 792.5N/mm^2 と設定している。ナットは JIS G 4051 では降伏応力の記載がないので ISO898 より保証荷重応力として 880N/mm^2 を引張強さと規定し, 流動応力はボルトとの強度区分が同一なことからボルトと同一に設定している。弾塑性解析における応力 - ひずみ関係は, 流動応力を von Mises の相当応力の降伏応力と設定, 解析条件は降伏応力を 792.5N/mm^2 , そのときのひずみは 3.65×10^{-3} , 縦弾性係数は 217GPa に設定し, 弾完全塑性体として解析した。

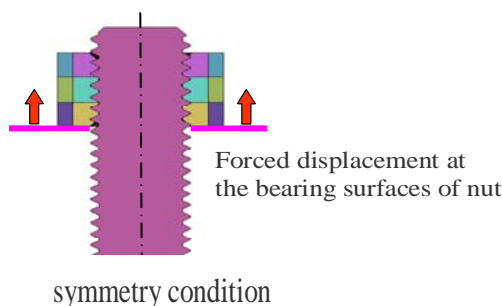


Fig.6.4.1 Boundary conditions for FEM calculations

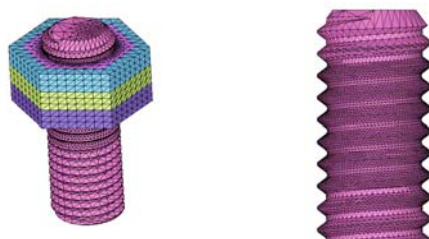


Fig.6.4.2 Models for bolt and nut in FEM calculations

6.5 実験結果

6.5.1 作用応力

Table 6.5.1 は Table 6.3.6 の各ケースの 4 回の破断荷重に関する実験データの平均値を示す。

ナット高さが規格化された現寸法 (case1 と case2) の場合, ナット幅が 1/2 になっても破断荷重はほとんど変化しない. ナット高さが 2/3(case3 と case4)まで減少しても, 破断荷重は 7~10%程度の減少率に留まった. ナット高さが 1/3 (case5 と case6)まで減少すると, 破断荷重は, ナット高さが規格化された現寸法 (case1 と case2) と比較して約 40%まで低下した.

Table 6.5.1 Maximum load of each case

Designation	Maximum load (KN)
Case1	136.5
Case2	135.7
Case3	127.3
Case4	102.1
Case5	59.5
Case6	42.0

6.5.2 損傷位置

Table 6.5.2 は損傷位置を示す。

ナット高さが規格上での現寸法(これをオリジナルと略す)の場合は、ボルトの中央の遊びねじ部がくびれて破断し、ボルトとナットとのはめあいねじ部には割れ等の異常は認められなかった。ナット高さが $2/3$, $1/3$ に減るとボルトは破断せず、ナットとのはめあいねじ部のねじ山が破断した。ナット幅が $1/2$ になっても、ナット高さがオリジナルの場合はボルトの中央の遊びねじ部がくびれて破断したが、ナット高さが $2/3$, $1/3$ に減ると、ボルトは破断せず、ナットとのはめあいねじ部のねじ山が破断した。以上のことから、ナットが高さ方向に減肉し、はめあい長さが小さくなると最大 Mises 相当応力の発生位置が変わることが示された。

Table 6.5.2 Location of rupture initiation

Designation	Damage location
Case1	Free-threaded part of a bolt
Case2	〃
Case3	screw threaded in engagement
Case4	〃
Case5	〃
Case6	〃



6.5.3 解析結果

Fig.6.5.1 は Table 6.3.6 に示す各ケースに対して、Fig.6.5 に示す実験により得られる応力とナット間の変位実測値（赤線）と FEM 解析（青線）との比較を示す。横軸はナット間の変位、縦軸は作用させた荷重をねじ有効断面積で除し、ねじに発生する Mises の相当応力を示す。FEM 解析は実験結果とかなり良く一致しており、計算モデルの妥当性が示されていると考えられる。

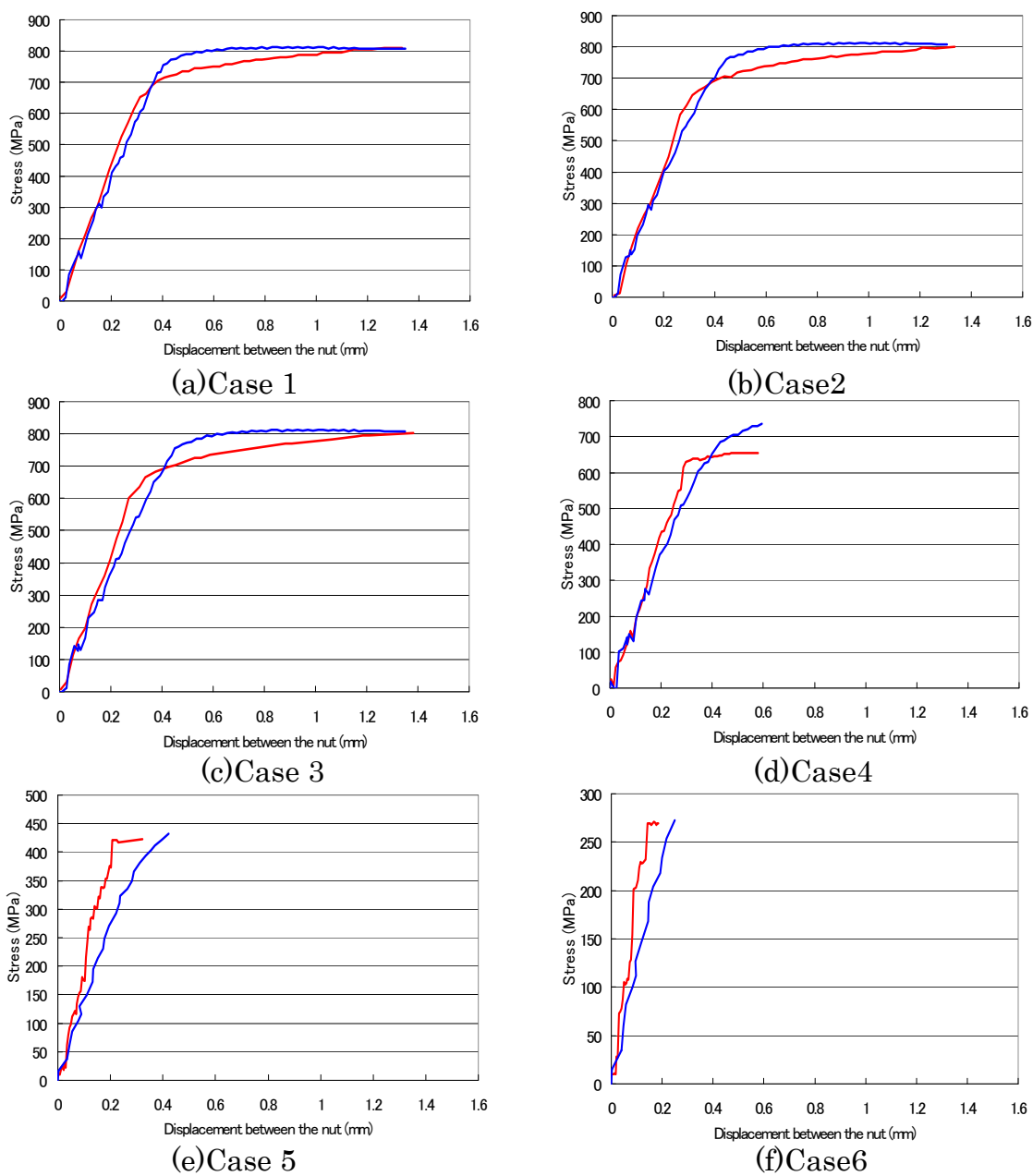


Fig.6.5.1 Comparisons of the stress-strain curves between experimental (red) and FEM results (blue)

6.6 密封性能に影響するナット形状

前項でボルトとナット締結体の応力ひずみ関係のシミュレーションモデルの妥当性が示されたので、ここでは、ナット減肉が締結体の密封性能に及ぼす影響について調べる。呼び径 3B フランジ及び渦巻き形ガスケットを組み込んだフランジモデルを用いて、内圧 1MPa が作用した場合のボルト軸応力、ボルトねじ谷底に発生する Mises 相当応力及びガスケット面圧変化を検討する。

6.6.1 解析モデル

Fig.6.6.1 は解析モデルの境界条件と要素分割を示す。前章と同様の Case1 から Case6 の場合のケースで検討を行う。フランジは SFVC2A (JISG3202)、ガスケットは膨張黒鉛うず巻き(厚さ 3.2mm)である。

FEM 解析モデルはフランジ形状の対称性を考慮し 1/4 モデルとし、テトラ要素(四面体)で要素分割を行った。(要素数はフランジ:6147, ガスケット:131, ボルト:78544, ナット:98623)

弾塑性 FEM 解析に使用した降伏条件は von Mises を用い、フランジの降伏応力は 245N/mm^2 , 引張強さ 490N/mm^2 とした(いずれも JIS 規格)。ガスケットの機械的性質は JIS B 2490 の圧縮-復元特性の測定データから設定した。

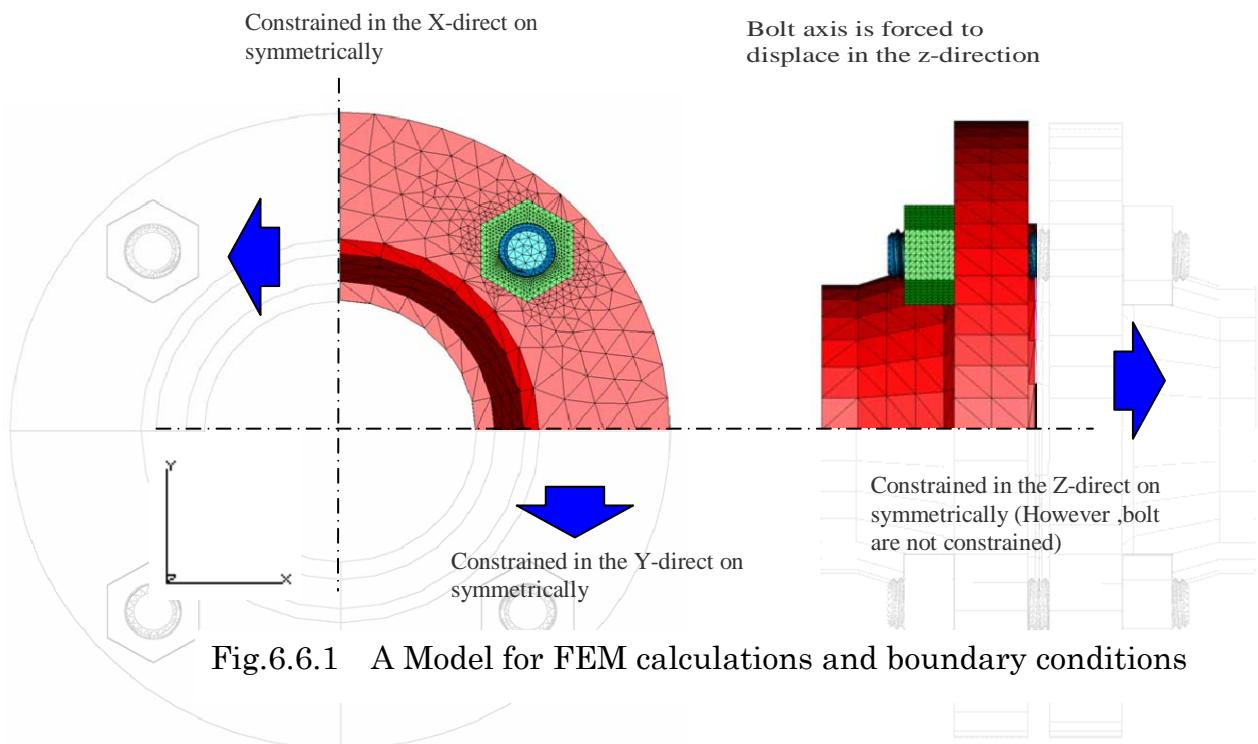


Fig.6.6.1 A Model for FEM calculations and boundary conditions

6.6.2 締付応力

通常、現場でのフランジ締結体のボルト締付けは、手締めの場合が多い。手締めの場合のボルト締付応力値 (σ) は各種基準では以下のようにになっている。

呼び径 3B フランジのケースでは、ボルト谷径 $d=14.376\text{mm}$ として

- ・ ASME SEC.VIII Div.1 Appendix S では、 $\sigma=310/\sqrt{d}/25.4=412\text{N/mm}^2$.
- ・ EN159-1 Annex C では、 $\sigma=1000/\sqrt{d}=264\text{N/mm}^2$
- ・ ASME - PCC1 では $\sigma=345\text{ N/mm}^2$ と記載されている。

また、手締めによるフランジ締付トルクの設定の試み⁽²⁴⁰⁾ と題して実験が行われているが、片口めがねレンチ (280mm) で $135\sim 296\text{ N/mm}^2$, やとい付き片口めがねレンチ (450mm) で $322\sim 534\text{ N/mm}^2$ 程度の締付けとすることが示されている。以上の条件を考慮し、SNB7 材の降伏応力の $1/2(363\text{N/mm}^2)$ でボルトを締付けた場合を設定し、ナット減肉がフランジ締結体の密封性能に及ぼす影響を調べる。

6.6.3 解析結果

Fig.6.6.2 は Table 6.3.6 の各ケースにおけるボルト軸変位とボルト軸力の変化を示す。降伏応力の $1/2$ でボルトを締めた場合のボルト軸変位は 0.28mm となるが Case5 と Case6 の場合はボルト軸応力は $20\%\sim 30\%$ 低下した。

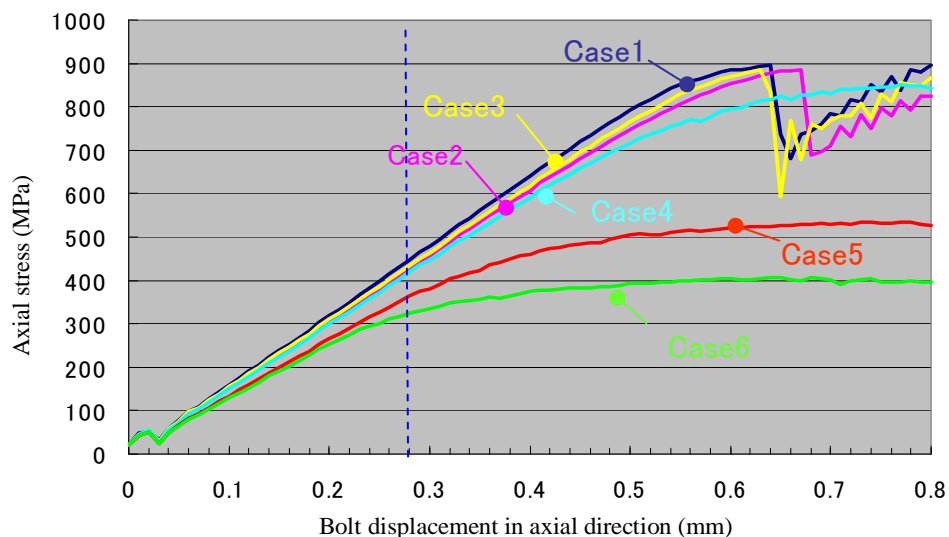


Fig.6.6.2 Concerning the relationship between axial stress and bolt displacement in axial direction

Fig.6.6.3 は通常の基本形状のボルト・ナットで、ボルト締付応力を変えた場合のナットのねじ山に発生する応力を示す。Fig.6.6.4 は通常の基本形状のボルトナットで、ボルト締付応力を変えた場合のボルトのねじ山に発生する応力を示す。青線は通常のボルト締付応力（降伏応力の 1/2）で締結した場合で、ボルトねじ山各部は公称降伏応力を超えない。しかし、降伏応力の 90%で締めた場合は、赤線で示す様にボルトは 3 ねじ山まで規格降伏応力(725N/mm²)を超えており、ねじ谷底は小規模降伏をしていることを示している。

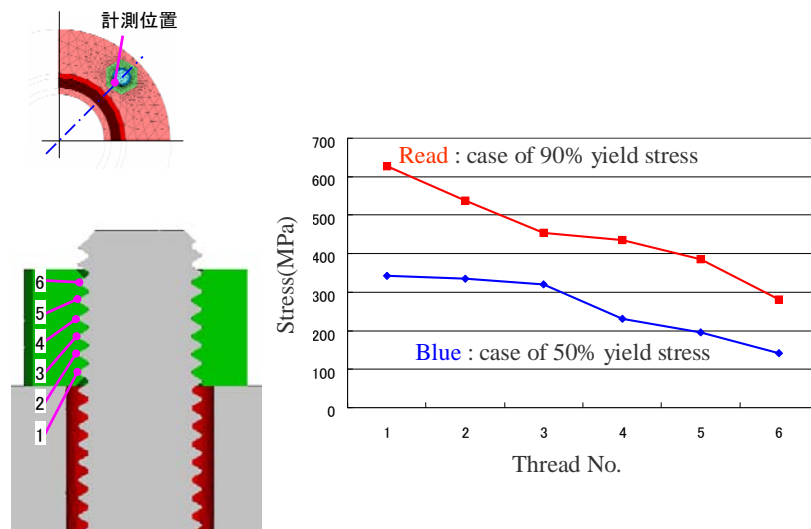


Fig.6.6.3 The Stress distribution at each thread(case1)

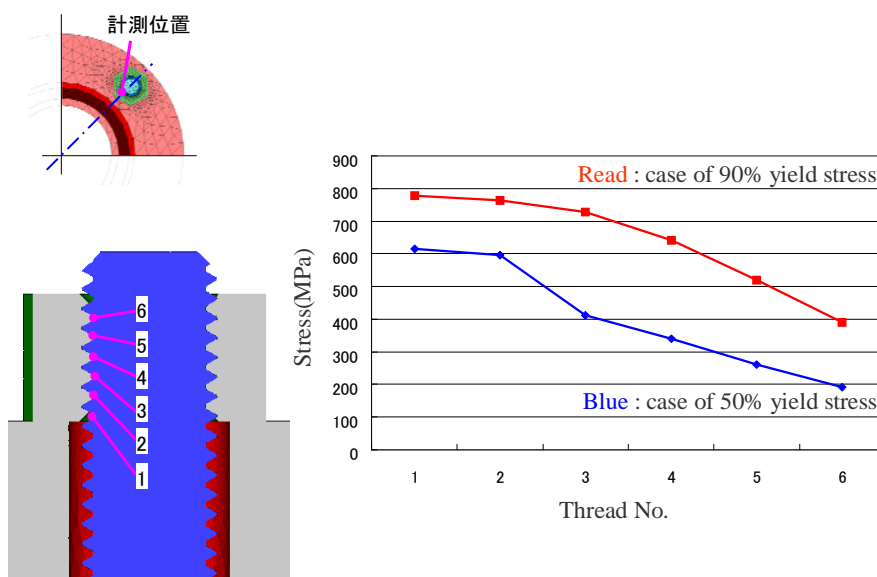


Fig.6.6.4 The Stress distribution at each thread(case1)

Fig.6.6.5 及び Fig.6.6.6 は各ケースにおけるはめあいねじ部の応力分布を示している。 Fig.6.6.6 の Case5 と Case6 の場合、ボルト応力が降伏応力の 90% まで達する前に、すでにナットの応力が降伏応力に達してしまっただため解析では、この時のボルト応力分布を示した。この様にねじ山断面がすべて降伏応力を超えた場合はせん断破壊を生じると考えられる。

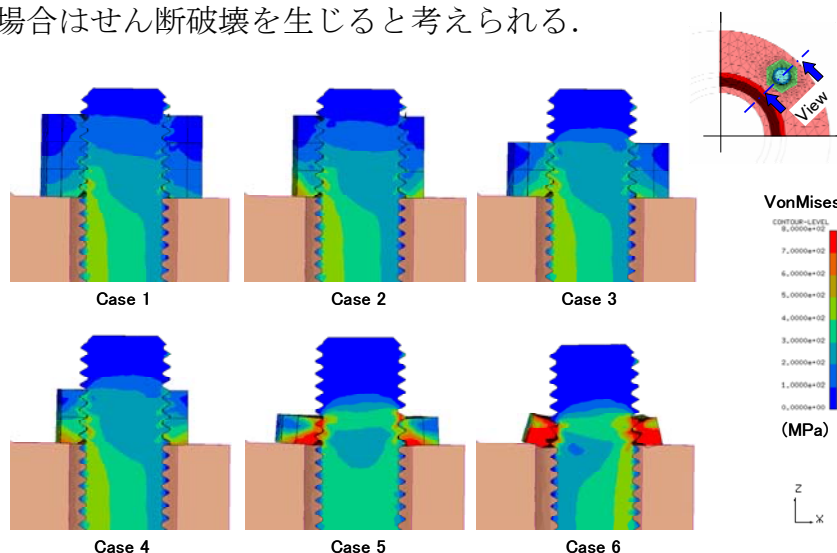


Fig.6.6.5 The stress distributions at the screw threads
(the case where the initial bolt clamping stress is half of the yield stress) Indication magnification : 5 times

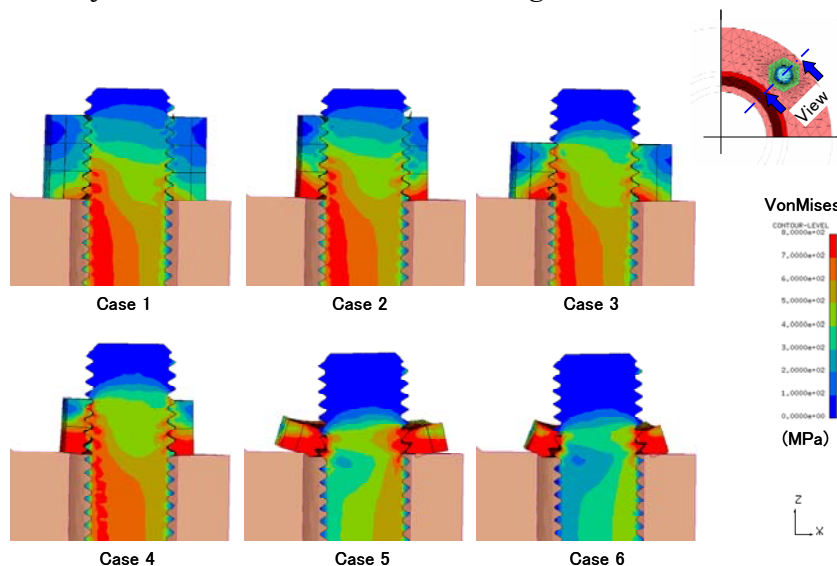


Fig.6.6.6 The stress distribution at the screw thread
(the case where the initial bolt clamping stress is 90% of the yield stress) Indication magnification : 5 times

Fig.6.6.7はTable6.3.6の各ケースにおけるボルト軸変位とガスケット面圧の変化を示す。この結果から、ナット高さがオリジナル高さの30% (case5:ねじ山は2山に相当)まで低下すると、ガスケット面圧は30MPaから24MPaまで約30%低下する。更にナット幅が50%まで小さくなると(Case6), ガスケット面圧は22MPaまで低下することが明らかになった。ガスケット面圧が20MPa以下になると、膨張黒鉛うず巻形ガスケットの場合、漏えい量が1オーダー増大することは実験で明らかにされている。⁽²⁴¹⁾したがって、ナット高さがオリジナル高さの1/3まで減少すると漏えいすると考えられる。また、ナット高さがオリジナル高さの60% (case3及びcase4:ねじ山は4山に相当)では、ガスケット面圧はほとんど低下していないことから、密封性能は確保されていると考えられる。

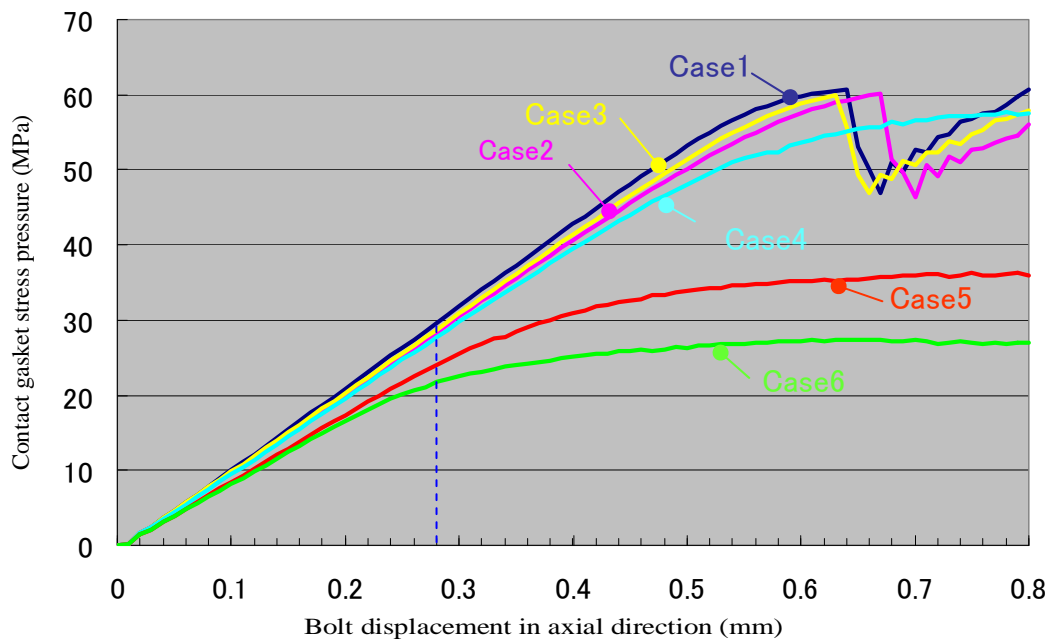


Fig.6.6.7 Concerning the relationship between gasket pressure and bolt displacement in axial direction

6.7 結言

本章では、ナット減肉がボルトナット締結体としての強度及び呼び径 3B フランジ締結体の漏えいに及ぼす影響を FEM 応力解析と実験の両面より検討し以下の結論を得た。

- (1) ナットの 2 面幅と高さを変化させ、強度に関して合格限界となるナット高さとナット幅を明らかにした。
- (2) 健全なナットの場合、締付け荷重を増加していくと、ボルトの中央の遊びねじ部がくびれて破断する。高さが $2/3$ 、 $1/3$ に減るとボルトは破断せず、ナットとのはめあいねじ部のねじ山がせん断破断する。ナット幅が $1/2$ になっても、ナット高さが規格上の現寸法の場合は、ボルトの中央の遊びねじ部がくびれて破断するが、ナット高さが $2/3$ 、 $1/3$ に減ると、ボルトは破断せず、ナットとのはめあいねじ部のねじ山が破断した。
以上のことから、ナットが高さ方向に減肉し、はめあい長さが小さくなると最大 Mises 相当応力の発生位置が変わることを示した。
- (3) ボルトねじ山への作用応力は、健全ボルトの場合、ボルトの降伏応力の 50% で締付けた場合、各ねじ山各部は公称降伏応力を超えない。しかし、ボルト降伏応力の 90% で締付けた場合、ナット座面から 3 ねじ山までは、ねじ底は小規模降伏することを示した。
- (4) ナット高さが規格上の現寸法の $1/3$ (約 2 山に相当) となると、密封性能を確保できないことを示した。
- (5) ナットの幅が規格上の現寸法の $1/2$ まで減少してもナット高さが規格上の現寸法の $2/3$ あれば密封性能には影響を与えないことを示した。したがって、供用適性評価基準としての合否判断は、規格上の現寸法の $2/3$ と設定することが妥当と判断される。

第7章

圧力設備における信頼性向上のための 保全指針の検討

第7章 圧力設備における信頼性向上のための保全指針の検討

7.1 緒言

圧力容器・ボイラー・配管・貯槽など圧力設備の老朽化が進む中、圧力設備の安全運転を継続することは経営を維持するための重要課題である。ところがこれまで、圧力設備規格は新しい設備の設計、製作に関するものが主体であった。しかし長期に供用されてきた圧力設備は供用中（運転中：in service）に経年損傷やきずが発生し、運転継続のためには、その機器の運転経歴、材質、損傷状態に応じた検査を実施して健全性を評価し、その後の運転が出来るかどうかの判断・処置を決定する必要がある。すなわち、設計段階に適用される運転条件の予測に基づく設計裕度 (Design Margin) による技術基準に代わって、運転期間や運転条件を考慮した安全裕度（破壊、漏えいまでの余裕度）による技術基準に基づき、よりの確な評価を行なうガイドラインの確立が急務となっている。又、効果的かつ効率的な検査や、的確な補修、取替え、モニタリングなどの処置を行うための意思決定のツールも望まれている。

しかしながら、わが国では、石油精製、石油化学工業の設備管理は保安4法（高圧ガス保安法、ガス事業法、労働安全衛生法、電気事業法）と呼ばれている法規で細部にわたり設計・製作等の基盤となる仕様規定が定められており、製作時の安全に寄与しているが、維持管理に関しても「製作時の性能が維持されなければならない」という趣旨の規定のみが存在し、経年腐食劣化に対応した法令・技術基準としては未だ十分に整備されているとは言いがたく、経年腐食劣化した圧力設備の信頼性を評価する設備の維持管理技術基準の確立は緊急性を要する。更には、気象条件の変化、自然災害事象に対する損傷防止も当然ながら設備の維持管理技術基準においては考慮する必要がある。

本章では、石油精製及び石油化学工業における圧力設備の信頼性向上のため「漏えい防止評価」に重点をおき、腐食劣化評価の FFS (Fitness-For-Service) だけでなく、自然災害事象も考慮した設備の安全裕度やフランジの漏えい防止に関する総合的・合理的な設備の維持管理の保全指針について検討する。

7.2 維持管理に関する制限

圧力設備の経年劣化が進行しても、所定の強度と密封性能の両方を満足するために必要な設備の維持管理基準変数の制限値を以下に示す。

7.2.1 発生確率に関する制限

高圧ガス・危険物を大量に取扱う製油所/工場の設備にあつては、加速度型地震動、やや長周期地震動、津波、液状化、高波、高潮、降雨、風、竜巻、雷、噴火等による自然災害事象からも圧力設備の損壊を防ぎ、漏えいや爆発を生じさせないことが重要である。日本の経済の根幹を担う製油所/工場の特質から、発生確率に応じた災害規模を設定し、これらの社会的影響度も考慮した対策が必要となる。しかし、国内には発生確率に関する明確な定義が無いのが現状である。

(1)加速度型地震動

Table.7.2.1 は米国の建築基準（UBC : Uniform Building Code)が定めている災害の発生確率（再現期間）に応じた要求性能を示す。Table.7.2.2 はこの基準を準用し、今回、保全指針として定めた要求性能と該当する具体的評価設備を示す。この様に、大規模地震に対する地震リスクマネジメント方針を策定し、人身災害、大規模災害、環境汚染、製油所全体の長期停止を防止することが望ましい。

(2)その他の自然災害評価

やや長周期地震動、津波、液状化、高波、高潮、降雨、風、竜巻、雷、噴火等の自然災害事象があるが、これらについても被災した場合、維持管理する圧力設備の健全性が確保できるかという事項を事前に評価しておくことが望ましい。

現状の設計規格は過去の損傷事例や研究成果に基づいて定められている場合が多く、今まで経験していない外荷重に対しては構造上の弱点を有している。例えば、2005年に起きた十勝沖地震により、やや長周期地震動によるタンクの浮き屋根がスロツシングにより沈没し火災が生じた。⁽²⁴²⁻²⁴³⁾ これは、国が全国一律で設定していた速度応答スペクトル（100カイン）より、はるかに大きい、

予期せぬ速度応答スペクトルを受けたためである。損傷の原因はタンク浮屋根自体の固有周期とやや長周期地震動の卓越周期が一致し、高さにして数メートルにもなるスロッシング現象が生じたため、浮き屋根が座屈損傷し、その結果浮力を失い沈没したためであった。

損傷した場合、被害が大きく復旧に時間がかかる設備や人身事故につながる設備はリスクを考慮した構造強化の研究が必要である。

Table 7.2.1 Relationship between demand performance and reproduction period by UBC

発生頻度	再現期間（発生確率）	要求性能
時々	72年（50年で50%）	完全に使用可能
稀	475年（50年で10%）	使用可能 ・使用できる機能は限定 ・短期間で修復可能
非常に稀	970年（50年で5%）	人命保護 ・使用できないが修復可能 ・人命に危険がない

Table 7.2.2 Relationship between demand performance and reproduction period by refinery and petrochemical industries

再現期間（発生確率）	要求性能	対象圧力設備
100年（50年で50%）	連続運転可能	下記以外の圧力設備
475年（50年で10%）	1.環境汚染防止 2.製油所全体の長期停止	危険物タンク（海上への大量漏えい） 煙突・フレアー・栈橋（再建に6ヶ月以上かかる設備）
970年（50年で5%）	3.大規模災害防止 4.人身災害防止	球形・冷凍タンク（重要度Ⅰ,Ⅰa,Ⅱ設備） 製油所・工場建屋（旧建築基準法で建設された建物）

7.2.2 検査に関する制限

(1)検査量に関する制限

内面側からの腐食は、材質や運転条件を変えることでほとんどに場合解決できるが、外面側からの腐食は、石油精製、石油化学設備のほとんどが屋外に設置されており、これらの多くの設備は省エネルギーの観点から放熱量低減のため保温が施工されている。そのため、目視検査で直接検査するためには、広範囲（高所含む）かつ膨大な量の保温解体復旧が必要となる。さらに漏えいに至るまでの潜伏期間が長い。このように検査対象部位が多すぎて検査部位が絞りきれいでないのが現状である。

この様な状況のもと、設備の信頼性を向上させるために下記事項を提案する。

環境過酷度評価を実施し、損傷の頻度が大きい設備のスクリーニング検査を行う。外面腐食の発生条件は、以下の(a)～(f)に該当する部位となることは、従来の研究から明白になっている。

- (a)海塩粒子の影響が大きい地区
- (b)水（雨等）の供給が多い地区
- (c)水（雨等）の乾きにくい部位・形状
- (d)保温（冷）施工箇所
- (e)断続使用する機器・配管
- (f)－5～150℃で使用する機器・配管

この分類から、圧力設備の設置位置により下記の様にグレード分けを行い、Aグレードから重要度を高める。

- グレードA 海上にある設備
- グレードB 海岸から50m内にある設備（海水の飛沫がかかる領域）
- グレードc 海岸から50～500m内にある設備
- グレードd 残エリア

更に、風向き、季節風、風の流れ等々は、各現場で異なるので、ウオークダウンと呼ばれる方法で現場を実際に歩き腐食状況を確認して検査対象範囲を絞りこむ。

(2)非破壊検査技術に関する制限

この対応方法として保温材を解体せずに外面腐食を検査する方法が望まれているが、未だすべての設備に万能に使用される非破壊検査技術はまだ開発されてない。また検出精度も改善の余地を残しており、早急に対応すべき課題である。

Table7.2.3 は既存の検査技術が適用できる部位と今後の課題を示した。本論文

第2章で提案したSH斜角波による検査技術は保温施工配管の中の小口径配管の局部減肉に適用される。このように、スクリーニング検査で、まず腐食が発生している場所を見つけ、その後、詳細検査を行うことで、それぞれの非破壊検査技術の特長を生かして検査を行う検査技術の標準化を行う。Table 7.2.4は標準化した指針を示す。これら10の指針があれば、全ての圧力設備をカバーできる。

Table 7.2.3 The Inspection technology of the application part and the problem

適用部位	区分け	検査技術	課題
保温施工配管	一次スクリーニング	中性子水分計	内部流体の影響を考慮した評価
	一次スクリーニング	ロングレンジガイド波（超音波）	適用範囲の明確化
	配管内・外面腐食検査	Through-VU（放射線検査）	
	一次・詳細検査	フラットパネル（放射線検査）	検査スピードアップ
タワー機器スカート部	一次スクリーニング	中性子水分計	
	腐食検査（平均肉厚を測定）	INCOTEST（パルス渦流探傷）	金属製板金の影響
配管架台接触部	腐食検査	ラックスキャン（超音波）	検査範囲長さの拡大
防油堤貫通部配管	腐食検査	MsSガイド波（超音波ガイド波）	構造による影響調査

Table 7.2.4 Maintenance guidelines of the under insulation corrosion

1. 保温施工配管	6. 保温施工タワー
2. タワースカート部	7. ダミーサポート
3. 配管架台接触部	8. トレンチダクト配管
4. 保温タンク	9. 埋設配管
5. 防油堤貫通部配管	10. 球形タンク

(3)防食技術に関する制限

Fig. 7.2.1は保温材下腐食の推定メカニズムと対策を示す。

経年劣化で、外装材（保温板金）のシールが劣化し、雨が内部に浸入し、腐食が進行する。根本対策は腐食させないことにあり、環境遮断(塗装, 溶射), 耐食性材料への変更及び電気防食防止対策等々があるが、本章では言及しない。しかし、防食のための維持管理で重要なことは、実際設備を運転されているオペレーター自身が腐食メカニズムを理解し、外装材（保温板金）のシール劣化を目視で早期に発見できれば漏えい発生時期を遅らせることができるので、防食教育が設備管理上、重要となる。

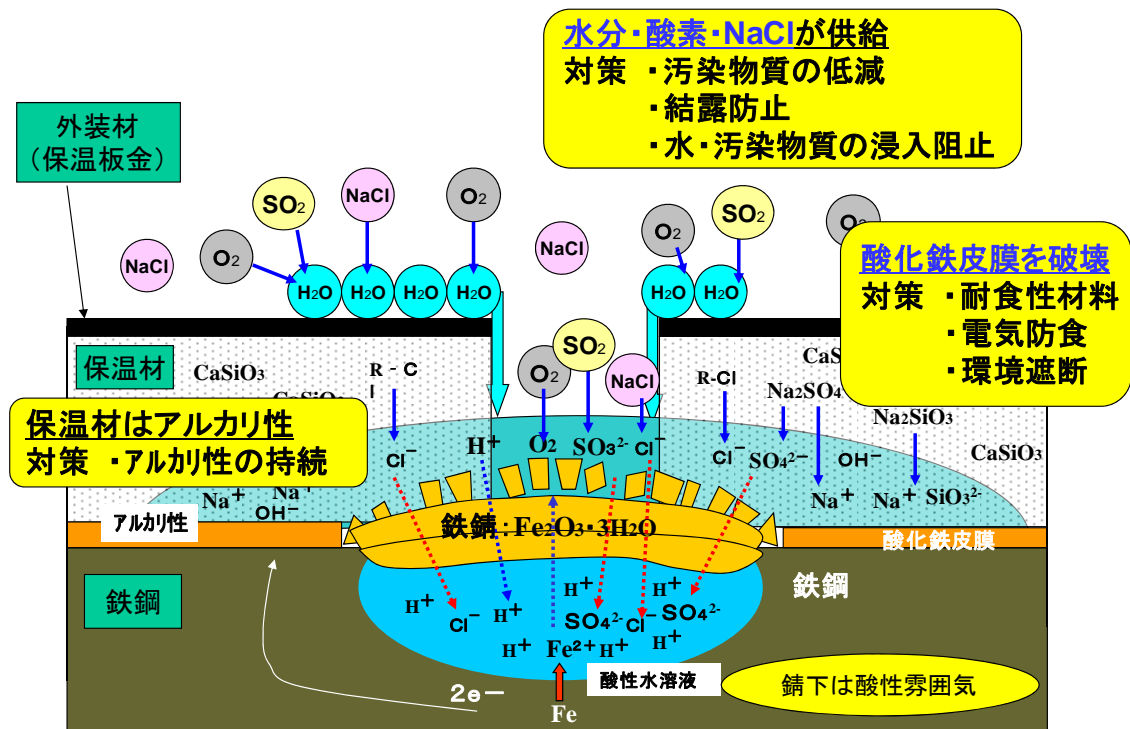


Fig.7.2.1 Mechanism and measures of the under insulation corrosion

7.2.3 腐食評価に関する制限

(1) 圧力設備の必要最小肉厚値

法的には必要最小肉厚値を満足させる必要があるが、必要最小肉厚値の計算に用いる許容応力(許容応力=引張強度/安全率)は、安全率を4と設定して計算される。しかしながら、現実の安全裕度としては、第4章及び5章で述べた通り十分な安全裕度がある。したがって、現実の条件を踏まえて必要最小肉厚の50%を制限値として用いるのが妥当ではないかと思われる。また、地震に対しても、曲げモーメント評価で2倍以上の安全裕度を有している。

(2) ナットの最小肉厚

ナットの最小肉厚の規定は、世界中をみても記載されていないが、6章で述べたように、密封性能及び強度保障の観点から、供用適性評価基準値として、必要最小ねじ山数はオリジナルナット高さの2/3(4山に相当)と設定することが妥当と判断される。

(3) ボルトの初期締付時の必要径

従来のASME規格では、ボルト平均応力は基本的に許容引張応力以下に制限されているが、現実の締付け条件と、かけ離れていることは前に述べた通りである(1.2.3参照)。また、手締めで締めた場合はボルト材料の規格降伏応力の約50%程度²⁴⁰⁾となることから、現実の条件を踏まえて、必要径の算出は、ボルト材料の規格降伏応力の70%あるいは80%等の値を用いるのが妥当と思われる。

(4) ボルトの使用時の必要径

使用時のボルト平均応力規定も、従来のASME規格では、設計温度における許容引張応力以下に制限されているが、ASMEのDiv.2には設計応力強さの2倍以下に制限するとの規定があり、必要径の算出は、こちらの方が現実的と思われる。

7.3. 維持管理の流れ

Fig.7.3.2は圧力設備の維持管理のフローチャートを示す。このように常に検査、評価した情報をフィードバックして維持管理状況を明確に把握しておくことが重要である。

検査頻度は、重要度やグレード分けに応じて設定するが、腐食の進展速度を考慮し、取替基準に達する前に検査を行う。

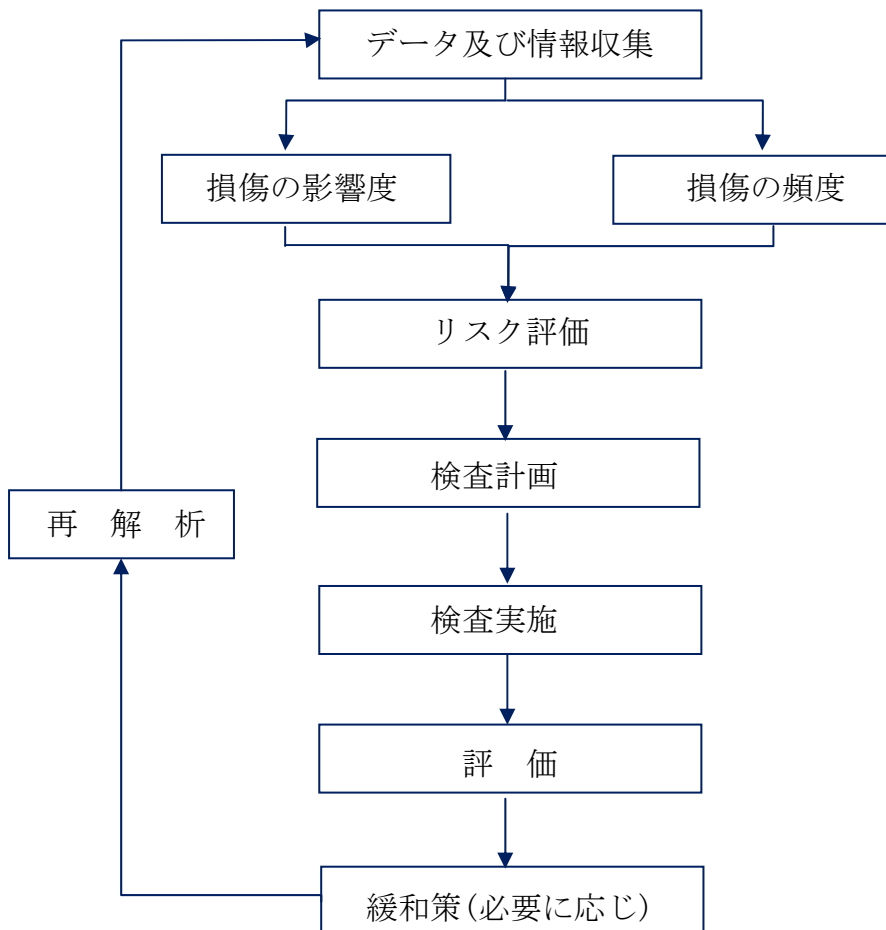


Fig.7.3.2 The flow chart of the maintenance of pressure equipments

7.4 従来の維持管理との比較

従来の維持管理法 (API579-1/ASME FFS-1 を念頭に) と本章で提案する維持管理法を比較し、新しい保全指針の優位性を検討する。

Table 7.4.3 は各維持管理項目に関する両者の違いを示す。

Table 7.4.3 Summary of the superiority for the conventional evaluation

項 目	従来評価法	本保全指針
小径配管の周方向の減肉の検査技術	なし	SH 斜角波を用いて検出を可能とした。
フィン付き空冷熱交換器チューブの検査技術	水浸法による検査 ・検査速度が遅い ・検査の前処理が必要 ・廃水処理が必要	電磁響鳴法を用いた電磁超音波方式で検査 ・検査の前処理不要 ・廃水処理不要 ・検査速度は4倍速い ・検査精度は水浸法と同等
熱交換器の抜き取りによる最大腐食深さの推定	なし	極値統計により評価を可能とした
必要最小肉厚	許容応力を用いて規定	API 579 ベースの FFS 評価により規定 但し、法規制が無い設備に限定
ナットの必要高さ	なし	実験及び FEM 計算により規定
ボルトの必要径	許容応力を用いて規定	降伏応力を用いて規定
災害の発生確率	なし	発生確率と影響度を考慮した評価方法を設定

**Table 7.4.3 Summary of the superiority for the conventional evaluation
(CONT.)**

項 目	従来評価法	本保全指針
検査量, 検査範囲に対する 考慮	なし	過酷度評価による グレード分けと損傷の 頻度が大きい設備のス クリーニング検査を行 う.
検査技術の標準化	なし	10種類の保全検査 標準化を行った

7.5 結言

本章では、石油精製及び石油化学工業において腐食劣化が進行している圧力設備の信頼性向上のために維持管理のための保全指針について検討した。まとめると以下となる。

- (1) 圧力設備の維持管理のために必要と考えられる各管理項目の制限値を検討すると共に、保全指針を提案した。
- (2) 新しい保全指針では、漏えい防止評価に重点をおき、腐食劣化評価のための検査方法、FFS 評価だけでなく、自然災害事象の発生確率も考慮した設備の安全裕度やフランジの漏えい防止に関する総合的・合理的な設備の維持管理方法を示した。
- (3) 従来の維持管理法と本章で提案した新しい維持管理法による評価結果を比較し、本方法の利点を示した。

第 8 章

結論

第8章 結論

巨大複合システムを維持管理（保全）していくために重要なことは、事前に設備の劣化状況を把握及び予測し、損傷や漏えいを未然防止することである。圧力設備の劣化予測を行うことより圧力設備の安全・安定な運転が可能となる。

そのためには、検査計画（Plan）、検査実施（Do）、結果の評価（Check）、対策実施（Action）のPDCAを確実に遂行することが重要である。しかしながら、近年、設備の経年劣化の進行に伴い、製作段階での検査や評価方法では、適切な評価が出来ない問題がPDCAの各段階において発生しており、残念ながら漏えい事例も発生している。これらを防止するためにも、経年設備の設備管理全般について総合的に研究し、事故防止のための対応が急務である。

本研究では、設備管理に関する従来の研究を概括し、問題点を指摘し、漏えいを防止することを目的として研究を進めてきた。その結果、以下に示すような結論を得た。

第1章「結論」では、設備管理のPDCAの観点から、従来の研究を展望して、設備管理上、以下の検査技術、供用適性評価、およびフランジ締結体の漏えい防止評価の重要性を挙げた。

(1)検査技術では、従来検査技術を展望し、検査精度が不十分であった小口径配管の外面腐食検査と検査コストと検査時間がかかる空冷式熱交換器チューブ検査及び一般の熱交換器チューブの抜き取り検査の精度向上は急務な開発課題であることを示した。

(2)供用適性評価では、維持規格API 579-1/ASME FFS-1で評価した場合、実際の損傷と評価結果の差異を明確にし、安全裕度を確認することが、FFS規格の国内導入に際して重要な課題であることを示した。

(3)フランジ締結体の漏えい防止評価では、ガスケット付きフランジ締結体の力学特性と密封特性に関する従来研究を歴史的に展望し、現状の問題点を挙げ、ナットが減肉した時のフランジ密封性能を明確にする必要性を示した。

第2章「SH斜角波を用いた小口径配管の腐食減肉検出技術評価」では、外面が保温で被覆された小口径配管(1~3B)の周方向の局所的な腐食の減肉検査手法として、運転中に検査するためには、管内の流体の影響を受けないことが重

要であり、かつ局部的な腐食が検出できることが必須条件である。これらを解消するために、エネルギー伝搬ロスが少ないガイド波モードの中の SH 斜角波に注目し、この波を管軸方向に伝搬させて、その基礎伝搬特性を明らかにし、新しい検査技術方式を提案した。

第3章「電磁超音波共鳴法を用いたフィン付き空冷式熱交換器チューブの腐食減肉検出技術評価」では、従来、伝熱効果を上げるためにチューブに取付けてあるフィンの影響で検査スピードが遅かったものを、新たに電磁超音波共鳴法を用いた非接触方式の検査技術でこれらを可能にする新たな検査方法を提案した。本手法は前処理もセンサーがスムーズに管内面を移動出来る程度で良く、他の検査法と比べてコストと検査時間がかからないという利点も示した。本法の検査精度も、フィン付チューブのスリットきず ($2W-0.7d$) および円形きず ($2\Phi-0.7d$) の検出が明瞭に出来ることを示し、従来法(水浸超音波探傷法)と検出精度は同等以上であることなどを示した。

第4章「抜取り検査による熱交換器チューブの信頼性評価」では、現状、高額な検査費用の面から抜取り検査対応を行っている循環冷却水環境で使用している炭素鋼製熱交換器チューブの抜取り位置・本数、サンプル数等の違いによる最大孔食深さの予測精度を明確にし、推定精度は、実機との比較で腐食深さは $\pm 0.2\text{mm}$ のばらつき範囲、余寿命は ± 0.5 年以内の精度まで推定可能な抜取り検査方法を示した。

第5章「供用中における圧力設備の安全裕度評価」では、現存する維持規格(API579FFS-1/ASME-12007)の技術的背景を調査・明確化し、日本に維持規格制度を導入する際の基礎資料として、減肉評価手法に規定されている技術的背景、評価式を整理すると共に、合否判定基準値の意味する安全裕度を明らかにした。さらに破壊試験実験及び有限要素解析により安全裕度の妥当性を詳細に検討し評価した。その結果、安全裕度は2倍程度であることの知見を示した。

第6章「ナットの減肉が内圧を受けるフランジ締結体の強度と密封性能に及ぼす影響」では、漏えいに直結するナットに経年減肉(外面腐食)が認められた場合のフランジ締結体の密封性能に及ぼす影響を実験と有限要素解析により評価し、締付力低下に及ぼす高さや径の影響を明らかにし、要求される密封性能を満足するためのナット必要最小高さとナット必要最小幅を提案した。

第7章「圧力設備における信頼性向上のための保全指針の検討」では、以上

の研究成果を踏まえ、石油精製及び石油化学工業において腐食が進行している圧力設備の信頼性向上のための保全指針（ガイドライン）について検討した。

圧力設備の信頼性向上のために必要と考えられる各種の維持管理パラメータの制限値を検討すると共に保全指針を提案している。保全指針では、漏えい防止評価に重点をおき、腐食劣化評価の FFS 評価だけでなく、自然災害事象も考慮して設備の安全裕度やフランジの漏洩防止に関する総合的・合理的な設備の維持管理方法（保全指針）を示した。

これらの研究は、設備は必ず劣化するという前提に立ち、設備管理の PDCA から腐食劣化状況を十分に検査確認出来ない部位に注目し、その対応検査方法を低コストで実施できることを提案するとともに、設備が劣化した際の圧力設備の信頼性向上のために「漏えい防止評価」に重点をおき、維持管理する上で健全性評価の方法や指標を示したもので、漏えい防止を探る端緒となる本研究の意義は大きい。設備管理の実務の面から言えば、漏えいに関して合否判定基準が無い設備はまだ多く存在するが、今回の研究成果により、さらなる設備の信頼性向上への取組みを進めていくことが可能となった。

今後なすべき研究課題として以下が挙げられる。

- (1) 設備の長期連続運転の実績は最大 4 年（約 3.5 万時間）までしか無く、高温における研究データも約 3 万時間しか得られていない。今後、更なる運転時間延長が望まれているが、フランジ締結体のボルトの応力緩和による密封性能低下が懸念されるので、高温（350℃以上）環境で使用されるボルト材の長期間（4 万時間以上）における応力緩和挙動を実験等で明確にし、リラクゼーション挙動や特性を解明すること。
- (2) 外面応力腐食割れ環境にあるステンレス鋼製設備は、保温や塗装により環境遮断をしているが、経年的にはこれらも劣化していくので、根本対策ではない。今後、根本対策として、運転時にでも施工できるウオータージェット方式による割れ防止の基礎研究を進めること。
- (3) フランジ自体の減肉部位の違いによるフランジ締結体の密封性能に及ぼす影響を解明すること。
- (4) FFS 評価（減肉）の妥当性や適用性を広い範囲で検証していくこと。
- (5) FFS 評価（火災時の鋼材特性：色、組織、硬度）により健全性評価の検証をしていくこと。

(6) 設備の経年劣化進行の中、6年前に日本の石油精製・石油化学各社（13社）から、設備管理を益々充実強化するために、現状どのような設備診断技術（寿命予測、検査診断、合否判定、補修等）が不足しているかを調査したなかで、爆発、火災、環境汚染など社会的影響を与える重大災害の未然防止と経済性の視点から、開発ニーズが高い技術を優先し、本研究の2章～5章で示したような成果をあげてきたが、まだ、地上から埋設配管の腐食検査技術の研究が遅れているので、この基礎研究を進めること。

参考文献

参考文献

SH 波関係

- (1)API 571, “Damage Mechanisms Affecting Fixed Equipment in the Refining Industry”,first Edtion,(2003).
- (2)日本工業規格, JIS Z 2300, “非破壊試験用語”, (2003).
- (3)日本学術振興会, 超音波探傷法, 日本工業新聞社, (1974).
- (4)日本工業規格, JIS G 0582, “超音波探傷試験 鋼管の超音波探傷検査方法”, (1993).
- (5)日本工業規格, JIS Z 2344, “超音波探傷試験 金属材料のパルス反射法による超音波探傷試験方法通則”, (2004).
- (6)永井 辰之 , 四辻 美年 , “配管・機器設備の腐食診断技術”, 非破壊検査 Vol.56, No.5, (2007),pp.231-236.
- (7)横野 泰和, “石油石化プラントの材料劣化評価への適用”, メインテナンス, Vol.246,No.11, (2005),pp.46-52.
- (8)三原 毅, “超音波探傷試験の活動報告と今後の展望”, 非破壊検査, Vol.56,No.8,(2007),pp.394-399.
- (9)林 高弘, 池田 隆, 西野 秀郎 , “ガイド波非軸対称モードの抽出”, 非破壊検査 Vol.53, No.4, (2004),pp.223-229.
- (10)黒石他 5 名 , “5mから 15mの配管探傷が瞬時に行えるガイド波による探傷監視システム”, 三菱重工技報 Vol.42, No.3, (2005),pp.138-141.
- (11)卯西 裕之, 石川 昌巳, 大谷 靖弘 , “ガイド波を用いた配管腐食検査技術”, NKK 技報 No.177,(2006),pp.38-42.
- (12)LiZhang,Joseph L.Rose,Jing Mu,and Steven E.Ovens.,“Long Range Guided Wave Natural Focusing Pipe Inspection”,ASME PVP-ICPVT-11-93838,(2006),pp.1-6.
- (13)大谷 靖弘, “ガイド波を用いた配管腐食検査技術の動向-ガイド波検査技術における実用上の課題と応用技術について”, 検査技術, Vol.3,No.6,(2008), pp.15-21.

電磁超音波関係

- (14)Filimonav,S.A.,Budnikov,B.A.,and Glukhov,N.A., “ltrasonic Contact less Resonance Testing Method” ,Sov.j.Nondestr.Test.(translated from Defektoskopiya),No.1,pp.102-104,(1971).
- (15)Nikiforenko,Z.G., Glukhov,N.A .,and Averbukh,I.I., “Measurement of the Speed of Elastic Waves and Acoustic Anisotropy in Plates” , Sov.j.Nondestr,Test. (translated from Defektoskopiya) ,No.4,pp.427-432,(1971).
- (16)kawashima,k., “Nonderstructive Characterzation of Texture and Plastic Strain Ratio of Metal Sheets with Electromagnetic Acoustic Transducers” ,J.Acoust.soc.Am.,87, pp.681-690,(1990).
- (17)R.B.Thompson,Physical Plinciple of Measurements with EMA Tansducers, Academic Press,Inc.
- (18)Johnson,W.,Auld,B.A.,and Alers,G.A., “Application of Resonant Modes of Cylinders to Case Depth Measurement ,Review of Progress in Quantitative Nondestructive Evaluation” ,Vol.13.pp.1603-1610,(1994).
- (19)平尾 雅彦ほか4名, “電磁超音波法による冷延鋼板成形性の非破壊評価”, 日本機械学会論文集(A編), Vol.55,No.518,(1989),pp.2152-2158.
- (20)荻 博次, 平尾 雅彦, 福岡 秀和, “電磁超音波共鳴法による炭素鋼結晶粒度の測定”, 日本機械学会論文集(A編), Vol.60,No.569,(1994),pp.258-263.
- (21)荻 博次 ,平尾雅彦:電磁超音波共鳴, 非破壊検査, 43(12),pp.764-770, (1994).
- (22)山崎 友裕, 平尾 雅彦, 福岡 秀和, “板波用電磁超音波探触子の送信特性”, 日本機械学会論文集(A編), Vol.61,No.585,(1995),pp.268-274.
- (23)箕浦 潔, 荻 博次, 平尾 雅彦, “軸対称 SH 波 EMAT による回転曲げ疲労のモニタリング” ,日本機械学会論文集(A編), Vol.62,No.603,(1996),pp.120-126.
- (24)平尾 雅彦,荻 博次, “電磁超音波センサーによる非接触非材料評価” , 非破壊検査, Vol46,No.9, (1997),pp.649-654.
- (25)荻 博次, 平尾 雅彦, “電磁超音波計測による炭素鋼回転曲げ疲労の研究”, 材料, Vol.52,No.3,(2003),pp.267-272.

(26)Hirao,M.and Ogi,H., “EMATS For Science and Industry Noncontacting Ultrasonic Measurements”,Kluwer Academic Publishers (2003).

(27)山崎 友裕, 玉井 進悟, 阿部 大輔, 平尾雅彦, “電磁超音波センサによる鋼管の探傷”, 日本機械学会論文集(A 編), Vol.67,No.653,(2001),pp.162-167.

極値関係

(28)グンベル,極値統計学, 生産技術センター新社, (1978).

(29)加瀬 磁男,信頼性データのまとめ方, オーム社, (1983).

(30)腐食防食協会編, 装置材料の寿命予測入門, 丸善, (1984).

FFS 関係

(31)石油連盟／石油化学工業協会他 編,「供用適性評価ハンドブック」,(2004 年第 3 版).

(32)API RP579-2000, “Fitness-For-Service”, (2000).

(33)API 510, “Pressure Vessel Inspection Code: Maintenance Inspection, Rating, Repair, and Alternation”, 8th Edition, (1997).

(34)API 570, “Piping Inspection Code: Inspection, Repair, Alternation, and Relating of In-service Piping Systems”, 2nd Edition, (1998).

(35)API 653, “Tank Inspection, Repair, Alternation, and Reconstruction”, 3rd Edition,(2001).

(36)Occupational Safety & Health Administration Process Safety Management,(1910).

(37)MPC, Fitness-For-Service Evaluation Procedures For Operating Pressure Vessels, Tanks and Piping In Refinery And Chemical Service, FFS-26 ,The Materials Properties Council, New York, NY, October,(1995).

(38)API579-1/ASME FFS-1, “Fitness-For-Service”, API579 Second Edition , (2007).

(39)PD 6493, “Guidance on some methods for the derivation of acceptance levels for defects in fusion welded joints”, (1980).

- (40)PD 6493, “Guidance on methods for assessing the acceptability of flaws in fusion welded structures”, (1991).
- (41)BS 7910, “Guide on methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures”, British Standard Institute , (1999).
- (42)BS 7910, “Guide on methods for assessing the acceptability of flaws in fusion welded structures”, British Standard Institute , (1999).
- (43)ASME B31G, “Manual for Determining the Remaining Strength of Corroded Pipelines”, 2nd Edition, (1991).
- (44)ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII Division 2 “Rules for Construction of Pressure Vessels Appendix IV”.
- (45)ASME Case N488, “Design of Tendons End Anchorage Reinforcement”, (1998).
- (46)ASME Case N597, “Requirements for Analytical Evaluation of Pipe Wall Thinning”, (1998).
- (47)ASME Case N2243, “local Thin Area in Cylindrical Shell”, (1998).
- (48)BS7910 Annex G, “The assessment of corrosion in pipes and pressure vessels”, (1999).
- (49)Sims, et.al, “Fitness for Service: Groove Like Local Thin Areas on Pressure Vessels and Storage Tanks”, ASME PVP-vol.252, (1993).
- (50)Kiefner, et.al., “A Modified Criterion for Evaluating the Remaining Strength of Corroded Pipe”, American Gas Association, No.L51609, (1989).
- (51)Chouchaoui, B.A., Pick, R.J., “A Three Level Assessment of the Residual Strength of Corroded Line Pipe”, Offshore Mechanics and Arctic Engineering Symposium, OMAE Volume V ,Pipeline Technology ,American Society of Mechanical Engineers,pp.9-18,(1994).
- (52)Depadova,T.A.and Sims,J.R., “Fitness-for-Service Local Thin Areas Comparison of Finite Element Analysis To Physical Test Results”, ASME PVP-Vol.315, American Society of Mechanical Engineers, New York,(1995),pp.285-292.
- (53)Sims,J.R.,Hantz,B.F.,Kuehn,K.E, “A Basis for the Fitness For Service Evaluation of Thin Areas in Pressure Vessels and Storage Tanks”, ASME, PVP-Vol.233 American Society of Mechanical Engineers, New York,(1992).

- (54) Stephens, D.R., Krishnaswamy, P., Mohan, R., Osage, D.A. and Wilkowski, G., "A Review of Analysis Methods and Acceptance Criteria for Local Thinned Areas in Piping and Piping Components", Pressure Vessels and Piping, Conference, Orlando Florida, July, (1997).
- (55) Folias, E.S., "International Journal of Fracture Mechanics", Vol.1, No.20, (1965).
- (56) Folias, E.S., "International Journal of Pressure Vessels and Piping", Vol.76, No.803, (1999).
- (57) G.T. Hahn, M. Sarrate, A.R. Rosenfield, International Journal of Fracture Mechanics, Vol.5, No.3, (1969), pp.187.
- (58) Rosenfeld, M.J., Vieth, P.H. and Haupt, R.W., "A Proposed Corrosion Assessment Method and In-Service Safety Factors For Process And Power Piping Facilities", PVP-Vol.353, ASME, (1997), pp.395-405.
- (59) Bubenik, T.A., Olsen, R.J., Stephens, D.R. and Francini, R.B., "Analyzing the Pressure Strength of Corroded Line Pipe", Offshore Mechanics and Arctic Engineering Symposium, OMAE Volume V-A Pipeline Technology, American Society of Mechanical Engineers, (1997), pp.255-231.
- (60) Turbak, T.A. and Sims, J.R., "Comparison of Local Thin Area Assessment Methodologies", ASME PVP-Vol.288, American Society of Mechanical Engineers, New York, (1994), pp.307-314.
- (61) Osage, D.A., Krishnaswamy, P., Stephens, D.R., Scott, P., Janelle, J., Mohan, R., and Wilkowski, G.M., "Technologies For The Evaluation of Non-Crack-like Flaws in pressurized Components -Erosion/Corrosion, Pitting, Blisters, Shell Out-Of-Roundness, Weld Misalignment, Bulges and Dents", WRC Bulletin 465, The Welding Research Council, New York, N.Y., April, (1998).
- (62) WRC, "A Critical Evaluation of Plastic Behavior Data and a Unified Definition of Plastic Loads for Pressure Components", WRC-254, Welding Research Council, New York, (1979).
- (63) WRC, "A Review Of Area Replacement Rules for Pipe Connections in Pressure Vessels and Piping", WRC Bulletin 335, Welding Research Council, New York, Aug., (1988).

- (64)WRC, “Proposed Rules for Determining Allowable Compressive Stresses for Cylinders, Cones, Spheres and Formed Heads” ,WRC Bulletin 406 , Welding Research Council ,New York,(1995).
- (65)WRC, “Technologies for the Evaluation of Non-Crack-like flaws in Pressurized Components-Erosion/Corrosion,Pitting,Blisters,Shell Out-Of-Roundness, Weld Misalignment,Bulges And Dents ” ,WRC-465 , Welding Research Council, New York, (2001).
- (66)Scott,P.M.,Anderson,T.L.,Osage,D.A.,and Wilkowski,G.M.,“A Review Of Existing Fitness-For-Service Criteria For Crack-Like Flaws”, WRC Bulletin 430, Welding Research Council, New York,N.Y.,April,(1998).
- (67)Anderson,T.L.,Thorwald,G.,Revelle,D.J.,Osage,D.A.,Janelle,J.L.,and Fuhry,M.E., “Development of Stress Intensity Factor Solutions For Surface And Embedded Cracks In API 579” ,WRC Bulletin 471, The Welding Research Council, New York,N.Y.,May (2002).
- (68)Zick,L.P.and Gernain,A.R., “Circumferential Stresses in Pressure Vessels Shells of Revolution” ,Journal of Engineering for Industry, ASME, New York,N.Y.,(1963).
- (69)Kiefner, J.F., Maxey,W.A.,Eiber,R.J., andDuffy, A.R., “Failure Stress Levels of Flaws In Pressurized Cylinders”,ASTM STP536,American Society for Testing and Materials,(1973),pp.461- 481.
- (70)Herter,K.H., Julisch,P., Stoppler,W.,Sturm,D., “Behavior of Pipes Under Internal Pressure and External Bending Moment-Comparison between Experimentand Calculation”,Fracture Mechanics Verification by Large-Scale, Testing,EGF/E5158 Edited by K.Kussmaul, Mechanical Engineering Publication,London,(1991),pp.223-241.
- (71)Janneles.J.L.,Osage,D.A., “An Overview and Validation of the Fitness For Service Assessment Procedure for Local Thin Areas”,WRC Bulletin 505, The Welding Research Council, New York,N.Y.,June,(2006).
- (72)Janneles.J.L.,Osage,D.A., “An Overview and Validation of the Fitness For Service Assessment Procedure for Local Thin Areas”,WRC Bulletin LLL(旧版 Draft).
- (73)Janneles.J.L.,Osage,D.A., “An Overview and Validation of the Fitness For Service Assessment Procedure for Local Thin Areas”,WRC Bulletin LLL(新版 Draft).

- (74) Osage,D.A.,Janneles.J.L.,and Henery.P.A., “Fitness For Service Local Metal Loss Assessment Rules in API 579 ”, ASME PVP-Vol.411, American Society of Mechanical Engineers, New York,(2000),pp.143-176.
- (75) A.Nadai, “Theory of Flow and Fracture of Solids ”, McGraw Hill,New York,Vol.2, (1963),ch.21.
- (76)Users Guide to The Inspection Maintenance and Repair of Aboveground Vertical Cylindrical Steel Storage Tanks,3rd Edition,Vol.1,FEMUA,(2003).
- (77)T.L.Anderson., “Fracture Mechanics Fundamentals and Application” , 3rd Edition, Taylor & Francis Group.
- (78) Ohno, A.,Tahara,T., “Earthake Resistant Design Code and Validation of Local Metal Loss Procedure Based on the Experimental Data Collected in Japan ”,ASME PVP2008-61845.
- (79)吉川 正樹、塩川 浩之, “複合荷重下における欠陥付き配管の強度評価”, 日本機械学会 第15回設計工学・システム部門講演会論文集, No.05-27,(2005),pp.470-471.
- (80)Konosu,S.,Kano,M.,Mukaimachi,N.,Komura,H.,“Plastic Collapse Load for Vessel With External Flow Simultaneously Subjected to Internal Pressure and External Bending Moment -Experimental and FEA Results-”,ASME PVP2007-26410.
- (81)石油学会規格 , JPI-8S-1 , “配管維持規格”, (2007).
- (82)石油学会規格 , JPI-8S-2 , “設備維持規格”, (2006).
- (83)発電用原子力設備規格 維持規格, 機械学会,(2004).
- (84)日本工業規格,JIS B 8266,“圧力容器の構造 特定規格”, (2006).
- (85)日本工業規格,JIS B 8267,“圧力容器の設計”, (2008).

フランジ関係

- (86)ASME Boiler & Pressure Vessel Code SectionVIII Division 1 , “Rules for Construction of Pressure Vessels”,App.2,(2004).
- (87)European Standard ,EN 13445, “Unfired Pressure Vessels”,Clause11,(2004).

- (88)日本工業規格,JIS B 8265,“圧力容器の構造 一般事項”, (2003).
- (89)日本工業規格,JIS B 2205,“管フランジの計算基準”, (2006).
- (90)Waters, E.O.,Taylor, J.H.,“The Strength of Pipe Flanges”, Mechanical Engineering,Vol.49,(1927),pp.531-542.
- (91)“Methods of Determining the Strength of Piping Flanges”, discussion of paper by Waters and Taylor, Mechanical Engineering,Vol.49,(1927),pp.1340 -1347.
- (92)Waters, E. O., Rossheim, D. B., Wesstrom, D. B., Williams, F. S. G., “Development of General Formulas for Bolted Flanges”, Taylor Forge and Pipe Works Publication,Cicago,I11,(1951).
- (93)Waters, E. O., Williams, F. S. G.,“Stress Conditions in Flanged Joints for Low-Pressure Service”,Transactions of ASME,74,(1952),pp.135-156.
- (94)Waters, E.O., Wesstrom, D.B.,Rossheim, D.B., Williams, F. S.G,“Formulas for Stress in Bolted Flanges Connections”, Transactions of ASME,Fuels and Steam Power,Vol.59,No.4(1937),pp.161-169.
- (95)林 則行, 志賀 攻, 吉野 雄二郎, “管フランジ継手の光弾性応力解析”,日本機械学会論文集 (第一部),Vol.41,No.349,(1975),pp.2540-2548.
- (96)西岡 邦夫, 森田 喜保, 河嶋 寿一, “一体形管フランジの強度(第1報, 応力分布の解析と従来の設計基準との比較)”, 日本機械学会論文集(A編), Vol.45, No.392,(1979),pp.355-362.
- (97)西岡 邦夫, 森田 喜保, 河嶋 寿一,“一体形フランジの強度(第2報, ガasket面圧の解析とボルト本数の影響)”, 日本機械学会論文集(A編), Vol.45, No.392,(1979),pp.362-370.
- (98)森田 喜保, 河嶋 寿一, “一体形管フランジの強度(第3報, 最大子午線方向応力の設計公式”, 日本機械学会論文集(C編), Vol.46,No.403,(1980),pp.286-292.
- (99)森田 喜保,河嶋 寿一, “一体形管フランジの強度(第4報, ガasket係数について”, 日本機械学会論文集(C編), Vol.46,No.403,(1980),pp.286-292.
- (100)Wesstrom, D.B., Bergh, S.E., “Effect of Internal Pressure on Stresses and Strains in Bolted-Flanges Connections”, Transactions of the ASME,(1951),pp.553-568.

- (101)化学工学協会編,“プロセス機器構造設計シリーズ 1 熱交換器”,丸善,(1969).
- (102)Timoshenko , S., “Strength of Materials ;Part II Advanced Theory and Problems”,
Third Edition,D.Van Nostrand Company,Inc.,NJ,(1956)
- (103)Schwaigerer,S.,“Die Berechnung der Flanschverbindungen in Behälter und
Rohrleitungsbau”, Z.VDI,Bd,96,Nr.1,(1954),pp.7-12.
- (104)Lake, G.F. and Boyd , G., Design of Bolted Flanged Joints of Pressure Vessel”,
Proceedings of International Mechanical Engineering,Vol.171,(1957).pp.843-872.
- (105)Deutsch Normen,DIN2505,Flange Joint Calculation,(1964).
- (106)British Standard,BS1500,“Fusion Welded Pressure Vessel Code”,(廃止).
- (107)Brownel.L.E., Young, E.H., “Process Equipment Design-Pressure Vessel Design”,
John Wiley & Sons.Inc,(1959).
- (108)尾田 十八 , 山崎 光悦 , 福知 清 , 藤田 和孝, “ 管フランジの強度的最適
形状に関する一考察”,日本機械学会論文集 (A 編) , Vol.46,No.410,(1980),
pp.1136-1142.
- (109)日本工業規格,JIS B 2211-B 2217,“鉄鋼製管フランジの基準寸法 解”,(1984).
- (110)日本工業規格,JIS B 2210,“鉄鋼製管フランジの基準寸法”,(1984).
- (111)日本工業規格,JIS B 2220,“鋼製溶接式フランジ”,(2004).
- (112)河村 繁,“ボルト締め管フランジ継手の設計に関する研究”,東京大学博士論
文,(1977).
- (113)河村 繁,“アルミニウム製管フランジの設計に関する研究 (第1報, 一体型フ
ランジの漏洩特性とガスケット反力の関係”, 日本機械学会論文集 (C 編) ,
Vol.51,No.461,(1986),pp.196-206.
- (114)河村 繁,“アルミニウム製管フランジの設計に関する研究 (第2報, 一体型フ
ランジの発生応力とフランジ曲げ剛性の関係”, 日本機械学会論文集 (C 編) ,
Vol.51,No.467,(1986),pp.1612-1620.
- (115)河村 繁,“アルミニウム製管フランジの設計に関する研究 (第3報 , 全面形
ガスケットを有するフランジの解析”,日本機械学会論集(C 編),Vol.52,
No.483,(1987),pp.2946-2951.

- (116)日本工業規格,JIS B 2206,“アルミニウム合金製管フランジの計算基”,(1986).
- (117)日本工業規格 , JIS B 2207 , “全面形ガスケットを用いるアルミニウム合金製全面座管フランジの計算基準”,(1988).
- (118)日本工業規格,JIS B 2241,“アルミニウム合金製管フランジ”,(1986).
- (119)フランジ計算基準及びガスケットの性能評価法の標準化に関する調査研究平成 17 年度報告書, 社団法人バルブ工業会,(2006).
- (120)Bouzid ,A.H.and Derenne,M., “ A Simple Method for Analyzing the Contact Stress In Bolted Flange Joints with Non-linear Gaskets ”, ASME PVP-Vol.382, (1999),pp. 103-111.
- (121)Bouzid,A.H.,Derenne,M.,“Analytical Modeling of the Contact Stress with Nonlinear Gaskets”, Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel, Technology, Vol. 124, (2002),pp.49-53.
- (122)Bouzid,A.H.,Beghoul,H.,“The Design of Flanges Based on Flexibility and Tightness”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.457, (2003),pp.31-38.
- (123)Bickford,J.H.,“Gaskets and Gasketed Joints”,Marcel Dekker Inc.,(1997).
- (124)吉本 勇, 丸山 一男, 沢 俊行, 西口 信幸,“ねじ締結体の内力係数 (被締結体が中空円筒の場合) ”, 日本機械学会論集(第 3 部),Vol.42,No.359,(1976),pp. 2174-2184.
- (125)Jnker,G.H.,Blume,D.,“Neue Wege einer systematischen Schraubenberechnung”, Draht-Welt,Vol.50,No.8,(1964),pp.527-545.
- (126)Thum ,A.(石谷 清幹 訳書), “ねじ継手の疲れ”, コロナ社, (1955) .
- (127)沢 俊行, 丸山 一男, “ ねじ結合におけるボルト頭部およびナットの変形について”, 日本機械学会論集(第 3 部),Vol.41,No.346,(1975),pp.1917-1925.
- (128)沢 俊行, 丸山 一男, 枝本 和彦 ,“ねじ込みボルトによるめじ締結体の特性について”, 日本機械学会論集(C 編),Vol.47,No.415,(1981),pp.337-339.
- (129)沢 俊行, 熊野 博之, 小林 文幸, 伊藤 清則, “ガスケットを用いたねじ締結体の特性について (2 枚の中空円筒にはさまれた金属平形ガスケットの応力解析) ”, 日本機械学会論集(A 編),Vol.49,No.445,(1983),pp.1149-1157.

- (130) 諸星 常志, 熊野 博之, 沢 俊行, “ガスケットを用いたねじ締結体の特性について(多数ボルト締結による影響についての考察)”, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.53, No.485, (1987), pp.188-193.
- (131) 沢 俊行, 丸山 一男, “ねじ締結体の内力係数 (被締結体がフランジの場合) ”, 日本機械学会論集(第3部), Vol.44, No.383, (1978), pp.2516-2527.
- (132) 沢 俊行, 熊野 博之, “ガスケットを用いたねじ締結体の特性について (管フランジには含まれた全面座金属平形ガスケットの応力解析) ”, 日本機械学会論集 (A編), Vol.50, No.455, (1984), pp.1383-1393.
- (133) 沢 俊行, 熊野 博之, 岩川 浩文, “ガスケットを用いたねじ締結体の特性について (管フランジには含まれた平面座金属平形ガスケットの応力解析) ”, 日本機械学会論集(A編), Vol.51, No.466, (1985), pp.1587-1596.
- (134) Sawa, T., Higurashi, N., Akagawa, H., “A Stress Analysis of Pipe Flange Connections”, Transaction of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.113, (1993), pp.497-503.
- (135) 沢 俊行, 尾形 尚文, 西田 隆仁, “内圧を受ける渦巻き型ガスケット付き管フランジ締結体の応力解析と密封性能評価”, 日本機械学会論集(A編), Vol.68, No.671, (2002), pp.1120-1128.
- (136) 福岡 俊道, 高木 和弘, “管フランジの三次元有限要素解析(座面形状の影響について)”, 日本機械学会論集(A編), Vol.64, No.625, (1998), pp.2402-2407.
- (137) 福岡 俊道, 高木 和弘, “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)”, 日本機械学会論集(A編), Vol.66, No.644, (2000), pp.651-657.
- (138) 福岡 俊道, “管フランジ締結体の三次元有限要素解析”, 配管技術, Vol.42, No.14, (2000), pp.22-27.
- (139) 福岡 俊道, 高木 和弘, “管フランジ締結体の三次元有限要素解析(石綿ジョイントシートガスケットを用いた場合)”, 日本機械学会論文集(A編), Vol.68, No.665, (2002), pp.8-14.
- (140) Shoji, Y., Nagata, S., “A New Analysis Method for Flange-Gasket System”, ASME PVP-Vol.382, (1999), pp.113-120.
- (141) Nagata, S., Shoji, Y., “An Iterative Method for 3-Dimensional Analysis for Gasketed Flanges”, ASME PVP-Vol.405, (2000), pp.115-122.

- (142) 沢 俊行, 尾形 尚文, 西田 隆仁, 山中 幸, “内圧作用下での渦巻き型ガスケット付き大口径管フランジ締結体の FEM 応力解析と密封性能評価”, 圧力技術, Vol.40, No.3, (2002), pp.2-14.
- (143) Sawa, T., Ogata, N., Nishida, T., “Stress Analysis and Determination of Bolt Preload in Pipe Flange Connection with Gaskets under Internal Pressure”, Transaction of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.24, (2002), pp. 385-396.
- (144) Bouzid, H., Derenne, M., El-Rich, M., “Effects of Flange Rotation and Gasket Width On The Leakage Behavior of Bolted Flanged Joints”, Welding Research Council Bulletin, 496, (2004).
- (145) Takagi, T., Sato, K., Yamanaka, Y., Fukuoka, T., “Effect of Flange Rotation on the Sealing Performance of Pipe Flange Connections”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.478, (2004), pp.121-128.
- (146) ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III NB, (2004).
- (147) 高圧ガス設備等耐震設計指針, レベル 1 耐震性能評価 (配管系) 編, KHKE012-2-1997, 高圧ガス保安協会, (1997).
- (148) “Design of Piping System”, Kellogg M.W. Company, John Wiley, New York, NY, (1956).
- (149) Rodabaugh, E.C., Moore, S.E., “Evaluation of the Bolting and Flanges of ANSI B16.5 Flanged Joints ASME part A Design Rules”, Oak Ridge National Laboratory, ORNL/Sub/2913-3, (1976).
- (150) Bouzid, A.H., Derenne, M., Chaarani, A., “Tightness Prediction of Bolted Flange Connection subjected to External Bending Moments”, ASME PVP-Vol.367, (1998), pp.61-67.
- (151) Marchand, L., Laviolette, D., Derenne, M., “NPS 4 Class 150 Bolted Joint Subjected to Pressure and External Bending Loads”, Welding Research Council Bulletin, 450, (2000).
- (152) Bibel, G., Fath, T., Palmer, W., Riedsel, R., Westlind, T., “Experimental Leak Testing of 16-inch Class 300 RFWN Flange with and without External Bending Moment”, Welding Research Council Bulletin, 461, (2001).
- (153) Birembaut, Y., Bouzid, H., Derenne, M., Ledauphin, T., Marchand, L., Martelli-Garon,

- P., Masi,V., “External Bending Moments on Bolted Gasketed Joints ”, Research Council Bulletin,461,(2001).
- (154)安藤文雄,“高圧ガス配管系フランジ継手に耐震性能評価”, バルブ技報 , No.40,(1998),pp.36-40.
- (155) Koves , W.,“Analysis of Flange Joints Under External Loads”,Transactions of the ASME,Journal of Pressure Vessels Technology,Vol.118,(1996).pp.59-63.
- (156)Dekker,C.J.,Brink,H.J.,“External flange loads and ‘koves’-method”, International Journal of Pressure Vessels and Piping,Vol.79,(2002),pp.145-155.
- (157)沢 俊行,平良 善進,白石 浩之,“曲げモーメントを受けるねじ締結体の特性について (被締結体が円形フランジの場合)”, 日本機械学会論集(C編),Vol.49,No.442,(1983),pp1092-1100.
- (158)沢 俊行,諸星 常志,山本 京一,“曲げモーメントを受けるねじ締結体の特性について (三次元弾性論による被締結体が管フランジの場合の解析)”, 日本機械学会論集(C編),Vol.53, No.491,(1987),pp.1511-1518.
- (159)諸星 常志,沢 俊行,丸山 一男,山本 京一 “曲げモーメントを受けるねじ締結体の特性について (被締結体がガスケット付き管フランジの場合の三次元弾性論による解析)”, 日本機械学会論集(C編),Vol.54,No.505,(1988), pp.2188-2195.
- (160)松本 光広,沢 俊行,西田 隆二,“曲げモーメントを受けるガスケット付き管フランジ締結体の有限要素法応力解析と密封性能評価”, 日本機械学会論文集(A編),Vol.69,No.681,(2003),pp.823-831.
- (161)沢 俊行,広瀬 貴,熊野 博之,“温度変動下でのねじ締結体の特性 (被締結体が金属ガスケット付き管フランジの場合)”, 日本機械学会論集(C編), Vol.58,No.533,(1992), pp.2742-2749.
- (162)Kumano,H.,Sawa,T.,“ Mechanical Behavior Joints under Steady Heat Condition ”, Transaction of the ASME,Journal of Vessel Technogy,Vol.116,(1994),pp.42-48.
- (163)勝尾 正秀,沢 俊行,小澤 賢一,石原 智也,“内部流体加熱を受ける平面座ガスケット付き管フランジ締結体の軸対称三次元熱応力解析”, 日本機械学会論文集(A編), Vol.64, (1998), pp.3023-3031.
- (164)Maile,K.,Klenk,A.,“Numerical Analysis of High Temperature Pipe Flanges”,ASME PVP-Vol.382,(1999),pp.153-160.

- (165)Brown,W.,Derenne,M.,Bouزيد,A.,“Determination of the Steady State Operating Temperature of Pressure Vessel Flange Components:Part1 Analytical Method”, ASME PVP-Vol.405,(2000),pp.95-104.
- (166)Nechache,A.,Bouزيد,A,H.,“The Determination of Load Changes in Bolted Gasketed Joints Subjected to Elevated Temperature”,ASME PVP –Vol.457,(2003),pp.139-148.
- (167)Eichenberg , R., “Design of High-Pressure Integral and Welding Neck Flanges with Pressure-Energized Ring Joint Gaskets”,Transactions of the ASME,Journal of Engineering for Industry,(1984),pp.177-182.
- (168)森下 周平, “RTJ-WN フランジ継手のボルトとガスケットの応力解析—解析方法—”, 配管技術, Vol.33,No.9,(1991),pp.104-110.
- (169)森下 周平, “RTJ-WN フランジ継手のボルトとガスケットの応力解析—実測と解析の比較及び漏洩防止の検討事項—”, 配管技術, Vol.44,No.3, (2006), pp.143-152.
- (170)佐藤 拓哉, 門 謙一郎, “金属ガスケットを適用した異材フランジの高温運転時における挙動の非弾性有限要素解析”, 圧力技術,Vol.44,No.3,(2006), pp.143-152.
- (171)ASME Boiler Code Revision,“Gasket Materials and Constant Facing”, Mechanical Engineering,Vol.64,No.2,(1942),pp.146-149.
- (172)Rosseheim,D.B.and Markle,A.R.C.,“Gasket-Loading Constans”, Mechanical Engineering,Vol.65,No.9,(1943),pp.647-650.
- (173)西田 隆仁, “ガスケット係数 m と最小設計締付け圧力 y ”, バルカーレビュー, Vol.24, (1980),pp.1-12.
- (174)Raut,H.D.and Leon,G.F.,“Report of Gasket Factor Tests”,WRC Bulletin 233,(1977), pp.1-35.
- (175)Raut,H.D., Bazergui,A.and Marchand,L., “gasket Leakage Behavior Trends”,WRC Bulletin271,(1981),pp.16-42.
- (176)Derenne,M.,Marchanf,L.,Payne,J.R.,“Elevated Temperature Characterization of Flexible Graphite Sheet Materials for Bolted Flanged Joints”,WRC Bulletin,419, (1997).
- (177)Derenne ,M., Marchanf,L., Deshaies ,F., “Leakage and Emission Characteristics of

- Sheet Gaskets”,WRC Bulletin,427,(1997).
- (178)Birembaut, Y.,Ledauphin, T.,Morio, Y.,“Summary of Gaskets Steam Leakage Tests Report1 :Gasket Steam Leakage Tests”,WRC Bulletin,431,(1998),pp.1-18.
- (179)Nau, B.S., Reddy, M.D.,“ Summary of Gaskets Steam Leakage Tests Report2 : Steam Leak Tests Conducted on Graphite Gaskets”,WRC Bulletin,431,(1998),pp.19-24.
- (180)Marchand ,L., Derenne ,M., “ Summary of Gaskets Steam Leakage Tests Report3 : Long Duration Air and Steam Screening Tests on Elastomeric Sheet Gasket materials”,WRC Bulletin,431,(1998),pp.25-54.
- (181)Dernne, M.,Marchand, L.,Payne, J.R.,“Polyterafluoroethylene(PTFE) Gasket Qualification”,WRC Bulletin,442,(1999).
- (182)Asahina, M.,Nishida. T.,Yamanaka, Y.,“Estimation of Sealability with Compressed Fibers Sheet Gaskets for Liquid and Gas Fluid”,ASME PVP-Vol.367,(1998), pp.25-34.
- (183)Crowly, E.D.,Hart, D.G.,“Minimize fugitive emissions”,Hydrocarbon Processing, (1992),pp.93-96.
- (184)西田 隆仁, “PVRC の提案する新ガスケット係数”, バルカーレビュー, Vol.39, (1995), pp.5-11.
- (185)Committee Draft of “Sec,VIII Div.1 App.BFJ Draft July 16 2000”,Pressure Vessel Research Council, Bolted Flange Committee,(2000).
- (186)大山 康郎, “フランジ設計法についての一考察(米国 PVRC の研究成果を受けて)”, バルブ技報, No.38,(1997),pp.44-66.
- (187)Payne, J.R.,Bazergui, A.,Leon, G.F.,“New Gasket Factors A Proposed Procedure”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference,PVP Vol.98-2, (1985),pp.85.
- (188)European Standard , EN13555 ,“ Flanges and their joints-Gasket Parameters and Test Procedures relevant to the Design Rules for Gasketed Circular Flange Connection”,(2004).
- (189)Kobayashi, T., Nishida, T., Suzuki, M.,Yamanaka, Y.,“Leak Tightness Evaluation of Gaskets Based on Compressive Strain”,Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference,PVP-405,(2000),pp.23-27.

- (190) Kobayashi, T., Nishida, T., Yamanaka, Y., "Mathematical Model for Sealing Behavior of Gaskets Based on Compressive Strain", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-416, (2001), pp.105-109.
- (191) Kobayashi, T., Nishida, T., Yamanaka, Y., "Consideration on the Representations of Sealing Behavior of Gaskets (Effects of the internal pressure and gasket width)", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.457, (2003), pp.133-137.
- (192) 日本高圧力技術協会規格, HPIS Z104, "管フランジ用ガスケットの基本密封特性試験方法", (2000). 廃版
日本工業規格, JIS B 2490 "管フランジ用ガスケットの密封特性試験方法", (2008).
- (193) 山中 幸, 西田 隆仁, "ガスケットひずみを用いた新しいフランジ締結体設計の提案", バルカー技術誌, No.10, (2005), pp.8-12.
- (194) Kobayashi, T., Nishida, T., Yamanaka, Y., "Effect of creep-Relaxation Characteristics of Gaskets on Bolt Loads of Gasketed joints", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.457, (2003), pp.111-118.
- (195) Bouzid, A.H., Chaaban, A., "An Accurate Method of Evaluating Relaxation in Bolted Flanged Connections", Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.119, (1997), pp.10-17.
- (196) ASME Post Construction Code, PCC-1, Guidelines for Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly, (2000).
- (197) Bibel, G.D. and Ezel, R.M., "Bolted Flange Assembly: Preliminary Elastic Interaction Data and Improved Bolt-up procedures", Welding Research Council Bulletin, 408, (1996), pp.1-27.
- (198) 福岡 俊道, 高木 知弘, "三次元有限要素解析による管フランジのボルト締付け順序の評価", 日本機械学会論文集(A編), Vol.64, No.627, (1998), pp.2734-2740.
- (199) 福岡 俊道, 高木 知弘, "有限要素解析による管フランジ締結体のボルト締付け過程の評価(うず巻きガスケットを用いた場合)", 日本機械学会論文集(A編), Vol.66, No.650, (2000), pp.1834-1840.

- (200)高木 知弘, 福岡 俊道, “管フランジ締結体の効率的なボルト締付け手順(有限要素解析と弾性相互作用係数法による検討”, 日本機械学会論文集(A 編), Vol.68,No.668,(2002), pp.550-557.
- (201)日本高圧力技術協会規格, HPIS Z103TR, “管フランジ締付指針”, (2001)廃版
日本工業規格, JIS B 2251, “フランジ継手締付け方法”, (2008).
- (202)HPI 技術セミナー第3回圧力技術および配管におけるガスケットフランジ締結体のシーリングテクノロジー, 社団法人日本高圧力技術協会, (2004).
- (203)萩原 正弥, “ねじ締結部のメンテナンス”, 日本プラントメンテナンス協会, (1998).
- (204)ASME B16.5 Pipe Flange and Flanged Fittings , (1996).
- (205)石油学会規格, JPI-8R-15, “フランジ・ボルト締付管理基準”, (2005).
- (206)亀畑 智弘, “石油学会規格「フランジ・ボルト締付管理」の解説”, 配管技術, Vol.48, No.1,(2006),pp.60-66.
- (207)石油学会規格, JPI-7B-88, “機器フランジ漏れ防止対策資料”, (2000).
- (208)辻 裕一, “ガスケット非石綿化に対応するための漏洩量を管理できるフランジ継手設計法の検討“, 圧力技術, Vol.44,No.5,(2006),pp.263-270.
- (209)European Standard,EN 1591-1, “Flanges and their joints-Deign rules for gasketed Circular flange connections-Part1:Calculation Method”,(2001).
- (210)CEN Report,CR13642, “Flanges and their joints-Deign rules for gasketed circular flange connections-Background infomation”,Comité Européen deNomalisation, (1999).
- (211)EN13445, “Unfired Pressure Vessels”,background to the rules in Part3 Design,Union de Normailisation de la Mécanique,(2004).
- (212)日本工業規格, JIS B 2200, “鋼製管フランジ”, (2004).
- (213)石油学会規格, JPI-7S-15, “石油工業用フランジ”, (2004).
- (214)石油学会規格, JPI-7S-41, “配管用うず巻形ガスケット”, (2005).
- (215)日本工業規格, JIS B 0206, “ユニファイ並目ねじ”, (1973).

- (216)日本工業規格, JIS B 0210, “ユニファイ並目ねじの許容限界寸法及び交差”, (1973).
- (217)日本工業規格, JIS B 1051, “炭素鋼及び合金鋼製締結用部品の機械的性質—第1部: ボルト, ねじ及び植込みボルト”,(2000).
- (218)日本工業規格, JIS B 1052, “鋼製ナットの機械的性質”, (1998).
- (219)日本工業規格, JIS B 1181, “六角ナット”, (2004).
- (220)VDI 2230 Blatt1 (賀勢 晋司, 川井 謙一 訳書), 高強度ねじ締結の体系的計算法—円筒状一本ボルト締結—, 日本ねじ研究協会, (2003).
- (221)Alexander,E,M., “Analysis and Design of Threaded Assemblies”,SAE, 770420, (1977).
- (222)丸山 一男, “有限要素法及び銅めっき法によるねじ結合部の応力解析 (第3報)”, 日本機械学会論文集 (C編), 41, 348, (1975), pp.2292-2298.
- (223)丸山 一男, “ねじ締結体の変形—円盤を一組のボルト・ナットで締め付ける場合”, 精密機械, 48, 8, (1982), pp.1016-1022.
- (224)Goodier,J.N., “THE Distribution of Load on the Threads of Screws Trans”,ASME, Journal of Applied Mechanics,62,(1940),A-10.
- (225)細川 修二, 佐藤 進, 津村 利光, “ねじ結合におけるナットの変形について”, 精密機械, 51, 10, (1985), pp.1909-1915.
- (226)砂本 大造, “ねじ継ぎ手におけるねじ山の弾塑性たわみとひずみ集中”, 日本機械学会論文集 (C編), 45, 399, (1979), pp.1287-1292.
- (227)田中 道彦, 北郷 薫 “有限要素法によるねじ締結体の解析”, 日本機械学会論文集 (C編), 46, 412,(1980), pp.1491-1503.
- (228)田中 道彦, “各種ねじ締結体の応力解析”, 日本機械学会論文集 (C編), 47, 417,(1981), pp.602-611.
- (229)萩原 正弥, 伊藤 修二, 近藤 伸一, “ボルト・ナット締結体の負荷特性—ステアケース法による限界ナット高さの推定”, 日本ねじ研究協会誌, Vol.27, No.8,(1996),pp.251-256.

- (230)萩原 正弥, 大久保 英崇, 中村 光, “ねじ結合部の負荷特性—ナットの仕様が静的破壊モード及び破壊荷重に及ぼす影響”, 精密工学会誌, Vol.67, No.12, (2001), pp.1945-1949.
- (231)萩原 正弥, 中山 岳之, 前川 禎臣, “動的荷重下におけるめじ結合部のストリップ発生メカニズムの検証”, 精密工学会誌, Vol.68, No.2, (2002), pp.219-223.
- (232)高木 和弘, 福岡 俊道, “管フランジ締結体の三次元有限要素解析”, 日本機械学会論文集 (A 編) ,68, 665,(2002), pp.8-14.
- (233)泉 聡史, 木村 成竹, 酒井 信介, “三次元有限要素法解析による平座金およびフランジナットのゆるみ止め性能評価”, 日本機械学会論文集 (A 編) , 72,721, (2006),pp.1292-1295.
- (234)永田 聡, 沢 俊行, 尾方 尚文, 松本 光広, “内圧を受ける渦巻き型ガスケット付き管フランジ締結体の有限要素法解析と特性評価—管フランジ呼び径の影響—”, 圧力技術, Vol.41, No.6(2003),pp.292-302.
- (235)ねじ締結ガイドブック, 日本ねじ研究協会編 , (2006).
- (236)ねじ構造の強度設計指針 KHKS 1222, 高圧ガス保安協会, (2007).
- (237)BS 4882, “Bolting for flanges and pressure containing purposes”, British Standard Institute , (1972).
- (238)BS 4882, “Bolting for flanges and pressure containing purposes”, British Standard Institute , (1990).
- (239) Takagi , Y., Torii , H ., Sawa,T.,Funada,K., Y.,“Evaluation of Sealing Performance of Flange Connection Subjected to External Bending Moments ”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference,PVP2009-77494.
- (240)近藤 康治, “手締めによるフランジ締付けトルク設定の試み”, 日本高圧力技術協会セミナー,シーリングテクノロジー, (2008).
- (241)小林 隆志, 清家 永太, “低レーティングフランジへのうず巻形ガスケット適用のための密封特性比較”, 機械学会山梨講演会論文集, No.652, pp.200-201 (2007).

その他

(242) Kikuchi, T., Miura, M., "Damage to Floating Roof Tank by Sloshing", Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2005-71244.

(243) 菊池 務, "製油所・工場の地震対策 - 自然災害へのそなえ -", 保全学会, (2010), pp.6-15.

(244) 日本高圧ガス保安協会ホームページ <http://www.khk.or.jp/>

関連発表論文

関連発表論文

学術論文

- (1) 菊池 務, 横野 泰和, 新田 薫, 四辻 美年, “SH 波斜角探傷法を用いた小口径配管の外面腐食検出に関する研究”, 圧力技術, Vol.48, No.6, (2010), pp.324-330.
⇒2 章に対応
- (2) 菊池 務, 藤巻 清和, “軸対称 SH 波 EMAT による空冷式熱交換器チューブ腐食の非破壊評価”, 非破壊検査, Vol.59, No.7, (2010), pp.334-339.
⇒3 章に対応
- (3) Kikuchi, T., Fujimaki, K., “Study on a Detection Method of Corrosion on Air-Cooled Heat Exchanger Finned Tubes by EMAT”, Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering Vol.4, No.9, (2010), pp.1398-1409.
⇒3 章に対応
- (4) 小島 郁夫, 菊池 務, 田原 隆康, “圧力機器の供用適性評価技術 第1報 供用適性評価の概要と減肉評価の基本技術”, 圧力技術, Vol.44, No.4, (2006), pp.190-204.
⇒5 章に対応
- (5) 菊池 務, 人見 光夫, 澤 俊行, 大宮 和也, “ナットの減肉が内圧を受けるフランジ締結体の強度と密封性能に及ぼす影響”, 圧力技術, Vol.48, No.3, (2010), pp.122-131.
⇒6 章に対応
- (6) 小林 隆志, 中田 吉彦, 江西 俊彦, 菊池 務, 澤 俊行, “低呼び圧力フランジ締結体へのうず巻形ガスケットの適用可能性について”, 圧力技術, Vol.48, No.4, (2010), pp.160-170.
⇒6 章に対応

国際会議論文

- (1) Kikuchi, T., Yotsutsuji, M., Yokono, Y., “Detection of Corrosion of Insulated Piping Using SH Angle Probe”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.484, (2004), pp.67-72.
⇒2 章に対応
- (2) Kikuchi, T., “Application of Extreme Value Statistical Analysis to Predict the Residual Life of Heat Exchanger Tubes”, Proceedings of the 2th International Conference on Life Extension and Assessment, Paper.2.3.4, (1988), pp.70-75.
⇒4 章に対応

- (3) Ideguchi, Y., Kikuchi, T., Ikeda, K., Watanabe, T., Tahara, T., Anderson, T., “Development of FFS Handbook for Refinery and Petrochemical Industries”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP-Vol.442 (2002), pp.91-97. ⇒5章に対応
- (4) Watanabe, T., Konno, T., Tahara, T., Kikuchi, T., Kojima, I., “Application of FFS Evaluation Procedures for Pressure Equipment in Japan”, Proceedings of 10th International Conference on pressure vessel Technology, PVP2003-ICPVT10, (2003), pp.509-516. ⇒5章に対応
- (5) Tahara, T., Kikuchi, T., Watanabe, T., “Development of Safe Inspection Standards and FFS Assessment Procedures in Japan”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2005-71526.
⇒5章に対応
- (6) Kobayashi, T., Hamano, K., Kikuchi, T., Sawa, T., Nagata, S., “Deformation Characteristics of Pipe Flanges due to Bolt Loads and Internal Pressure”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2009-77638.
⇒6章に対応
- (7) Kobayashi, T., Hamano, K., Kikuchi, T., Nagata, S., Sawa, T., “Stress and Deformation Analyses of Flanges Subjected to Bolt Loads and Internal Pressure”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2010-25622.
⇒6章に対応
- (8) Kikuchi, T., Miura, M., “Damage to Floating Roof Tank by Sloshing”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2005-71244.
⇒7章に対応
- (9) Miura, M., Kikuchi, T., “The Sloshing Simulation of Floating Roof Tank”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2005-71439.
⇒7章に対応
- (10) Kikuchi, T., Ogiso, R., “Weather Seal Design for Pipe Flanges”, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2006-ICPVT11-93195.
⇒7章に対応

国内講演論文

- (1) 菊池 務, 横野 泰和, 四辻 美年, “SH波斜角探触子によるラック上保温配管の腐食検出”, 日本非破壊検査春季講演論文集, (2003), pp.10-14.

- (2) 三浦 正博, 菊池 務, 米川 太, “浮き屋根式タンクのスロッシングシミュレーション”, 日本自然災害学会学術講演会講演論文集, No.23, (2004), pp.61-61.
- (3) 菊池 務, “熱交換器フランジからの漏れ防止と考察”, 日本機械学会 M&M2005 材料力学カンファレンス講演論文集, No.95-9, (2005), pp.411-412.
- (4) 菊池 務, “配管フランジのウエザーシール設計”, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, No.060-4, (2006), pp.219-220.
- (5) 菊池 務, 平尾 雅彦, 荻 博次, 藤巻 清和, “空冷熱交換器チューブの検査診断技術開発—電磁超音波方式による新技術開発—”, 石油学会装置研究討会論文集, No.37, (2006), pp.44-47.
- (6) 菊池 務, “高温用フランジボルトリラクゼーションについて考察”, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, No.070-4, (2007), pp.128-129.
- (7) 菊池 務, “石油/化学プラント保全 40 年におけるフランジ締結部からの漏洩防止技術”, 日本機械学会山梨講演会講演論文集, No.080-4, (2008), pp.135-138.
- (8) 菊池 務, 藤巻 清和, “空冷式熱交換器チューブの検査診断技術開発”, 非破壊検査に関する研究発表会講演論文集, (2009), pp.6-9.
- (9) 菊池 務, “製油所・工場の地震対策 - 自然災害へのそなえ -”, 保全学会, (2010), pp.6-15.

解説・総説

- (1) 菊池 務, “保全への信頼性工学の活用(その2) - 熱交換器の極値解析 -”, 出光石油技術, Vol.30, No.4, (1987), pp.113-119.
- (2) 菊池 務, “施工に起因する SCC の発生と対策”, プラントエンジニア, Vol.27, No.1, (1995), pp.24-28.
- (3) 菊池 務, 宮迫 新一, “千葉工場における耐震検討(1)”, 出光技報, Vol.40, No.3, (1997), pp.11-17.
- (4) 菊池 務, 宮迫 新一, “千葉工場における耐震検討(2)”, 出光技報, Vol.40, No.4, (1997), pp.40-44.
- (5) 菊池 務, 宮迫 新一, “千葉工場における耐震検討(3)”, 出光技報, Vol.40, No.5, (1997), pp.46-49.

- (6) 菊池 務,“RCM で潜在故障を未然に防止する”, プラントエンジニア, Vol.31, No.1, (1999),pp.49-53.
- (7) 菊池 務,“現場に密着した RCM を展開する”, プラントエンジニア, Vol.31,No.2, (1999),pp.59-62.
- (8) 菊池 務,“TPM の導入による設備故障ゼロの長期連続安定運転”, オートメーション, Vol.45,No.6,(2000),pp.50-57.
- (9) 菊池 務, 池田 康一, 渡辺 知寛, 井手口 禎郎, 田原 隆康, “石油精製・化学用圧力機器の供用適性評価ハンドブックの作成”, 圧力技術, Vol.40, No.5,(2002),pp.283-292.
- (10) 菊池 務,“設備管理の維持規格(全面・局部減肉)”, 出光技報, Vol.45,No.3, (2002),pp.16-22.
- (11) 菊池 務,“設備管理の維持規格(全面・局部減肉)”, 検査技術, Vol.8,No.8,(2003), pp.47-51.
- (12) 菊池 務,“圧力設備への FFS 評価法の適用—き裂状欠陥評価—”, 非破壊検査, Vol.52,No.11,(2003),pp.592-595
- (13) 菊池 務,“フランジの保全管理についての雑感”, 日本ねじ研究, Vol.35,No.5, (2004),pp.119-121.
- (14) 菊池 務,“供用適性評価 (Fitness-for-Service) の活用について”, 化学工学, Vol.68, No.5,(2004),pp.266-268.
- (15) 菊池 務,“設備の信頼性向上について(1) 最近のシーリングテクノロジー”, 出光技報, Vol.47, No.1,(2004),pp.33-39.
- (16) 菊池 務, 小林 隆志, “ ボルト締めフランジの新しい設計法 ”, 配管技術, Vol.47,No.6, (2005),pp.27-32.
- (17) 菊池 務, “ 配管フランジ設計の現状と問題点 ”, 非破壊検査, Vol.55,No.3, (2006),pp.100-103.
- (18) 菊池 務, 田原 隆康, “API/ASM 規格による圧力設備の維持管理の動向と適用”, 日本溶接学会誌, Vol.77,No.6, (2008),pp.21-26.
- (19) 菊池 務,“設備の信頼性向上について (10) 空冷式熱交換器チューブの検査診断技術開発”, 出光技報, Vol.51, No.2,(2008),pp.12-17.

- (20) 菊池 務, “石油精製/石油化学プラントにおける設備管理技術(規格) と評価技術 - 現場に於ける老朽化対応 -”, 東海学生会 第 173 回講演会, (2009).
- (21) 菊池 務, “製油所/工場における地震対策 - 自然災害へのそなえ -”, 検査技術, Vol.15,No.10,(2010),pp.64-68.
- (22) 菊池 務, “石油精製/石油化学プラントにおける設備管理技術 (規格) と評価技術 - 現場に於ける老朽化対応 -”, 広島大学 平成 22 年度 第 1 回テクノフォーラム, (2010).

特許

- (1) 菊池 務, 横野 泰和, 四辻 美年, “SH 波による管検査方法”, 特開 2004-301613.
⇒2 章に対応
- (2) 菊池 務, 平尾 雅彦, 荻 博次, 藤巻 清和, “電磁超音波法およびそれに用いる電磁超音波トランスジューサ”, 特開 2007-033329.
⇒3 章に対応
- (3) Kikuchi, T., Hirao, M., Ogi, Hiroji., Fujimaki, K., “Flaw Detecting Method by Electromagnetic Acoustic Wave and Electromagnetic Acoustic Wave Transducer Used Therefor”, US-2008-0178679-A1.
⇒3 章に対応

謝辞

本論文を結ぶにあたって、本研究の遂行に対し、終始、懇切なるご指導とご鞭撻を賜りました広島大学大学院工学研究科 澤 俊行教授に深甚の謝意を表します。また、本論文をまとめるにあたり、適切なご教示と貴重なご助言を戴きました広島大学大学院工学研究科 永村和照教授，池田 隆教授，関口 泰久准教授，岩本 剛准教授に心より感謝致します。

本研究の中のフランジからの漏えい防止を進めるにあたって、ボルト締結体の挙動とその有限要素解析につき有益なご助言を賜りました神戸大学大学院海事科学研究科 福岡 俊道教授，ボルト締付けに際してナットの挙動につき貴重なご意見を賜りました東京電機大学 工学部 機械工学科 辻 裕一教授，ガasketの挙動とその漏洩特性について格別なご教授を賜りました沼津工業高等専門学校 機械工学科 機械工学科長 小林 隆志教授に深く感謝申し上げます。

研究を進めるにあたり、有限要素法解析に際して並々ならぬご協力とご支援を戴いた(旧)プライムポリマー株式会社 米川 太主任技師，人見 光夫氏に心より御礼申し上げます。

また、研究考察に関して、貴重なご助言と一方ならぬご支援を戴きました東洋エンジニアリング株式会社 永田 聡博士，横河電機株式会社 黒沢 亮氏はじめ社団法人 日本高圧力技術協会 圧力設備シーリング技術研究会委員各位に厚く謝意を表します。そして、実際の研究遂行にあたって、解析および実験にご協力いただいた広島大学大学院博士後期課程学生 大宮 祐也君，同博士前期課程学生 天満 健太郎君，桑木 健吾君はじめ広島大学大学院工学研究科機械システム工学専攻材料力学研究室の諸兄には大変お世話になりました。厚く御礼申し上げます。

本研究の中のSH斜角波を用いた小口径配管の腐食減肉評価では、研究成果の現場適用や海外での発表等で、並々ならぬご協力とご支援を頂いたポニー株式会社 横野 泰和社長に深謝申し上げます。

本研究の中の電磁超音波共鳴法を用いたフィン付き空冷式熱交換器チューブの腐食減肉検出技術評価では、電磁超音波技術の現場適用について有益なご助言とご指導を賜りました大阪大学大学院 平尾 雅彦教授、荻 博次准教授に感謝の意を表します。また、現場での実験やご支援を戴いた株式会社日本工業試験所 河野 譲取締役、藤巻 清和氏に、心より御礼申し上げます。

本研究の中の供用中における圧力設備の安全裕度評価では、終始叱咤激励や暖かいご支援および励ましを戴きました社団法人石油連盟 田原 隆康博士はじめ社団法人石油連盟供用適正評価研究会委員各位に厚く謝意を申し上げます。

本研究を行うにあたり、その機会を与えて下さった出光興産株式会社 倉持 順治郎取締役、(旧) 梶谷 哲久設備管理センター所長、(旧) 丸茂 雄二設備管理センター所長、また、研究遂行の支援と業務上の便宜を図って戴いた出光エンジニアリング株式会社 河野 祐治取締役および各課長に深く感謝致します。

本研究を遂行するにあたり、以上のお名前を挙げた方以外にもたくさんの方々から数多くのご指導、ご鞭撻を頂きました。心より感謝の意を表します。ありがとうございました。

最後に、激務な通常業務の上に、さらに本研究を遂行するにあたり、いつも心身両面から支えてくれている妻の孝子に心から感謝して。

2010年9月

菊池 務