

信頼性手法に基づく
減肉を有する圧力設備の
供用適性評価手法に関する研究

戒田 拓洋

目次

第1章	序論	1
1.1	緒言	1
1.2	従来の研究の概括	9
1.3	従来の研究の課題と本論文の目的	17
1.3.1	従来研究の課題	17
1.3.2	本論文の目的	20
1.4	本論文の構成	20
1.5	結言	21
第2章	感度解析を適用した簡易信頼性評価手法の提案	24
2.1	諸言	24
2.2	信頼性解析手法	25
2.2.1	限界状態関数法	25
2.2.2	一次近似信頼性手法	28
2.2.3	信頼性指標による裕度評価	31
2.3	感度解析手法	31
2.3.1	定義	32
2.3.2	感度の算出	32
2.4	感度解析を適用した簡易評価手法の提案	34
2.5	減肉を有する円筒圧力容器の供用適性評価への適用	36
2.5.1	限界状態の定義	37
2.5.2	全ての変数を確率変数とした場合の破損確率 P_{f1} 算出	39
2.5.3	感度解析の実施	41
2.5.4	低感度変数を定数とした破損確率 P_{f2} の計算	44
2.5.5	P_{f1} と P_{f2} の比較検証	46

2.5.6	修正係数を導入した限界状態関数に基づく破損確率 P_{T3} の計算 . . .	47
2.5.7	修正係数の決定	48
2.6	考察	49
2.7	結言	50
第3章	減肉配管の厚さ測定結果の確率特性調査	52
3.1	緒言	52
3.2	実機腐食配管を用いた厚さ測定のラウンドロビン試験	53
3.2.1	供試材	53
3.2.2	厚さ測定の方法	54
3.2.3	ラウンドロビン試験概要	55
3.3	厚さ測定値のばらつき要因と調査項目	55
3.3.1	圧力設備の要求性能	56
3.3.2	調査項目	59
3.4	調査結果	59
3.4.1	残存強度係数 RSF の確率特性調査	59
3.4.2	各検査員の厚さ測定値の確率特性調査	60
3.5	信頼性手法に基づく減肉配管の供用適性評価	62
3.5.1	許容残存強度係数に基づく最高許容圧力の算定	62
3.5.2	限界状態関数の設定	64
3.5.3	一次近似信頼性手法	65
3.5.4	評価結果	66
3.6	結言	67
第4章	信頼性手法を用いた余寿命評価	69
4.1	緒言	69
4.2	圧力設備の厚さ変化と確率特性	69
4.3	決定論的手法による次回検査時期の決定	71
4.4	信頼性手法を用いた余寿命評価	72
4.4.1	全面減肉評価モデルに基づく余寿命評価	72
4.4.2	局部減肉モデルに基づく余寿命評価	76

4.4.3	考察	85
4.5	結言	85
第5章	部分安全係数法のための感度解析手法の提案	87
5.1	緒言	87
5.2	非線形限界状態関数における部分安全係数法	88
5.3	部分安全係数の感度解析	89
5.3.1	二次近似信頼性手法	89
5.3.2	限界状態関数の設計点における主曲率の性質	90
5.3.3	感度解析手法	92
5.4	検証	94
5.4.1	限界状態関数	94
5.4.2	信頼性指標と部分安全係数の算出	94
5.4.3	感度解析の結果	95
5.4.4	感度解析の結果の検証	95
5.5	結言	96
第6章	部分安全係数法を用いた次回検査時期決定手法の提案	98
6.1	緒言	98
6.2	決定論的手法の安全係数	98
6.3	確率論的手法に基づく部分安全係数	100
6.3.1	限界状態関数と確率変数の定義	100
6.4	現場における保温材下腐食に対する対策が設備の信頼性に与える影響	104
6.4.1	現場における保温材下腐食対策	104
6.4.2	減肉速度のばらつきの抑制が信頼性に与える影響	105
6.5	結言	106
第7章	結論	108
7.1	結論	108
	業績	122

謝辭

124

表目次

1.1	従来の主な研究 1	15
1.2	従来の主な研究 2	16
2.1	信頼性指標まとめ	31
2.2	限界状態関数の変数とばらつきの要因	39
2.3	P_f 算出のための確率特性	40
2.4	低感度変数を定数とした限界状態関数の確率特性	45
2.5	検証 Case 2 で使用する確率特性	46
2.6	検証結果	47
2.7	検証結果 (修正限界状態関数モデル $X_m = 1.2$)	48
3.1	供試材仕様	53
3.2	ラウンドロビン検査の概要	55
3.3	平均と標準偏差の区間推定 (信頼水準 95%)	60
3.4	配管の信頼性解析のための確率特性	65
4.1	全面減肉評価の確率特性	73
4.2	局部減肉評価の確率特性	78
4.3	減肉形状ケース	79
4.4	決定論的局部減肉評価に基づく評価余寿命と次回検査時期の決定	82
4.5	決定論的局部減肉評価に基づく評価余寿命と次回検査時期の決定	84
5.1	限界状態曲面と近似信頼性手法の特性	92
5.2	検証のための評価点	94
5.3	信頼性指標, 及び部分安全係数の計算結果	95
5.4	部分安全係数の感度解析結果	95

6.1	減肉評価の確率特性	101
6.2	減肉形状ケース	101
6.3	確率的感度と部分安全係数	102
6.4	決定論的局部減肉評価に基づく評価余寿命と次回検査時期の決定	103
6.5	減肉速度の標準偏差低減による次回検査時期の延長	106

目次

1.1	保温材下腐食の例	2
1.2	減肉評価のフローチャート	4
1.3	決定論的減肉評価手順のフローチャート	7
1.4	確率論的減肉評価手順のフローチャート	8
1.5	本論文の構成	23
2.1	荷重・耐力モデル	26
2.2	二次モーメント信頼性指標	27
2.3	H-L 法信頼性指標	29
2.4	信頼性評価手法の手順	35
2.5	長手方向断面減肉モデル	38
2.6	全ての変数を確率変数とおいた場合の破損確率評価線図	42
2.7	感度解析結果： $P_{f1} = 1 \times 10^{-4}$	43
2.8	感度解析結果： $P_{f1} = 1 \times 10^{-5}$	43
2.9	感度解析結果： $P_{f1} = 1 \times 10^{-6}$	44
2.10	等破損確率線図， $P_{f2} = 1 \times 10^{-6}$ (C_v と t_{mm} を確率変数として取扱った場合)	45
2.11	修正限界状態関数モデルを用いた破損確率評価線図， $X_m = 1.2$	48
2.12	確率変数の数，及び変動係数と修正係数 X_m の関係	50
3.1	厚さ測定グリッド	54
3.2	試験体 No. 1 の厚さ測定結果	56
3.3	試験体 No. 2 の厚さ測定結果	57
3.4	試験体 No. 3 の厚さ測定結果	58
3.5	残存強度係数の算出結果	60
3.6	厚さ測定値の標準偏差 (No. 1)	61

3.7	厚さ測定値の標準偏差 (No. 3)	62
3.8	厚さ測定値の平均と標準偏差の関係 . (No. 1)	63
3.9	厚さ測定値の平均と標準偏差の関係 . (No. 3)	64
3.10	残存強度係数と破損確率の関係 (No. 2)	67
4.1	次回検査時期と減肉部の厚さの関係	71
4.2	全面減肉評価モデル	72
4.3	決定論的手法による余寿命評価	74
4.4	全面減肉評価への信頼性手法の適用	75
4.5	MPP 条件における厚さの推移	76
4.6	局部減肉評価モデル	77
4.7	次回検査までの期間 T と最高許容圧力 $MAWP_r$ の関係 (Case 1, 2)	80
4.8	次回検査までの期間 T と最高許容圧力 $MAWP_r$ の関係 (Case 3, 4)	80
4.9	次回検査までの期間 T と最高許容圧力 $MAWP_r$ の関係 (Case 5, 6)	81
4.10	次回検査までの期間 T と破損確率の関係 (Case 1, 2)	82
4.11	次回検査までの期間 T と破損確率の関係 (Case 3, 4)	83
4.12	次回検査までの期間 T と破損確率の関係 (Case 5, 6)	83
5.1	非線形限界状態関数の線形近似	90
5.2	限界状態曲面	91
5.3	フローチャート	93
5.4	評価点周りの変数移動量 ΔX と破損確率の関係 (ケース 1)	97
5.5	評価点周りの変数移動量 ΔX と破損確率の関係 (ケース 2)	97

第1章 序論

1.1 緒言

背景

石油精製，石油化学プラントを構成する主要な設備の一つである配管，圧力容器，貯槽などの圧力設備は，設計 [1-4]，建設，メンテナンス [5-8] において安全性を確保することが求められている．近年では，運転開始後 40 年以上を経過した設備が増加していることから，プラントのメンテナンスに対する重要性が高まっており，事故防止のための取り組みが実施されている [9, 10]．一方で，経済産業省産業構造審議会保安分科会の報告書では [11]，高圧ガスに関連する事故調査の結果，深刻な被害が生じる可能性がある爆発や火災といった事象の増加が報告されており，人為的ミスがそれらの事故の原因の半数以上を占めているものの，依然として設備上の問題も事故の原因として挙げられている．したがって，経年化した圧力設備の事故防止のために，より一層のメンテナンス技術の向上が必要である．

圧力設備に発生する代表的な損傷として，腐食や摩耗によってシェルの厚さが減少する減肉が挙げられる [12]．減肉は，圧力設備の耐圧性能に影響を与えることから，プラントを運転していく上で重点的に管理が必要な損傷の一つである．損傷事例として，保温材下腐食の例を図 1.1 に示す．保温材下腐食とは，圧力設備に発生する外面腐食 [13] の一種であり，保温材と設備の外面との間に雨水などが侵入し，局部的に湿潤環境となることで酸素濃淡電池を形成し，腐食が発生するものである．図 1.1 のような損傷が適切な処置をされないまま進行すると，圧力設備の破壊に伴う内容物の漏えいによって甚大な被害を生じることがある．

圧力設備のメンテナンスの目的は，経年化に伴って進行する損傷や劣化から，実際に被害を生じさせる圧力設備の破壊，又は漏えいを防止することである．具体的には，設計時



図 1.1: 保温材下腐食の例

に想定した寿命に対して、検査を行うことでその想定確かさを確認し、検査結果から余寿命を評価して、次回検査時期を決定する。メンテナンスにおける主要な3つの技術を以下に示す [14]。

1. 検査
2. 供用適性評価
3. 補修，取替え

この中で、供用適性評価は Fitness-For-Service assessment (FFS assessment)、又は Fitness-For-Purpose assessment (FFP assessment) と呼ばれ、検査によって損傷が発見された設備に対して、損傷を残したまま次回検査時期まで継続供用が可能か、又は補修や取替えが必要かの判断指標を与えるものである。また、同評価によって、継続供用が可能な期間、すなわち設備の余寿命を求めることも可能である。以後、本論文では供用適性評価を FFS 評価と呼ぶ。FFS 評価を用いる効果については、次の点が挙げられる。

- 補修，取替えの要否判断の合理化によるメンテナンス費用の適正化
- 設備に対する不要な溶接補修を回避することによる材料劣化の防止
- 発見された損傷に対して計画外の補修，取替えを行うことによる機会損失の回避

このように、次回検査時期までの圧力設備の健全性を合理的に評価する FFS 評価は、その適用によって安全面、及びコスト面において大きな効果が期待できる。

圧力設備の検査、FFS 評価、補修・取替えに関する技術は、圧力設備に損傷、劣化は避けられないものとするを前提としており、設計規格と区別した維持規格として体系化されている。維持規格の例として、米国における API579-1/ASME FFS-1 [15]、欧州における FITNET [16] などが発行されている。一方、我が国の石油精製、石油化学プラント分野では維持規格の導入が遅れ、現時点においても FFS 評価の利用が限定されており、事実上、設計規格の思想がメンテナンスでも用いられている。今後、国内プラントの更なる高経年化が進み、設備の維持、交換、あるいは廃棄を合理的に実施していかなければならない中で、FFS 評価技術、及び関連するメンテナンス技術の未導入が、安全確保の障壁になることが予測され、早急に解決しなければならない問題となっている。

減肉評価の手順

ここで、本論文が対象とする減肉を有する圧力設備の FFS 評価(以下、減肉評価と呼ぶ)の一般的手順について述べる。減肉評価とは、腐食や摩耗といった、複雑な損傷の形状を工学的に評価しうる減肉形状にモデル化し、継続供用の可否判断を行い、必要に応じて処置を行うことである。全体のフローチャートを図 1.2 に示す。

1) きず、又は損傷の原因の特定

きず、又は損傷の原因、形状から、減肉評価の適用性を判断する。FFS 評価規格の一つである API 579-1/ASME FFS-1 Part 5 Local metal loss assessment (局部減肉評価) では、関連するきず、又は損傷を次のように分類している。

- Local Thin Area (LTA)、局所的に拡がりのある減肉
- グループ、腐食による溝状減肉
- ガウジ、機械的損傷による溝状減肉、引っ掻ききず

局部減肉評価の対象となるのは、LTA と、グループである。ただし、グループの中で溝底半径が小さく、鋭い形状のものは対象外となる。これらのきず、又は損傷は、適切なモデル化を行って工学的評価を実施する。

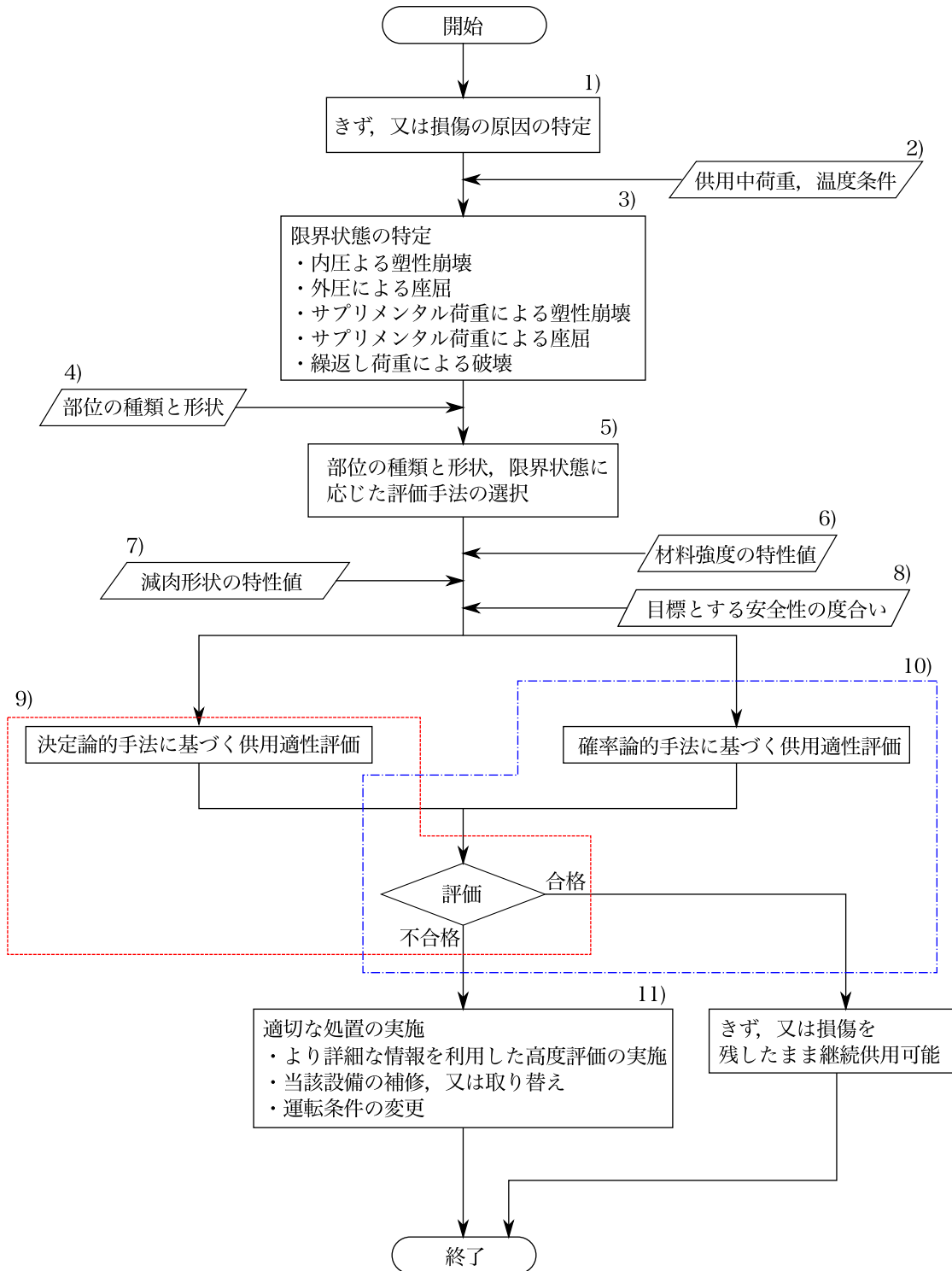


図 1.2: 減肉評価のフローチャート

2) 供用中荷重，温度条件

圧力設備の主要な荷重は，内圧，又は外圧の圧力条件である．運転開始後からの圧力の負荷回数（起動停止回数，運転中の負荷変動など）も評価のために必要な情報である．圧力以外の荷重として，曲げ荷重，軸方向荷重，せん断荷重，トルク荷重が挙げられる．これらの荷重を総称してサプリメンタル荷重と呼ぶ．塔そう類の地震時における荷重，配管の熱伸びによって発生する荷重などがサプリメンタル荷重に該当する．主要な圧力設備は，内圧によってその必要最小厚さが決定されるものが多く，サプリメンタル荷重が FFS 評価の結果に与える影響は小さい場合が多い．

3) 限界状態の特定

減肉の原因と荷重条件から限界状態を特定する．限界状態には以下が挙げられる．

- 内圧による塑性崩壊
- 外圧による座屈
- サプリメンタル荷重による塑性崩壊
- サプリメンタル荷重による座屈
- 繰返し荷重による破壊

想定する荷重条件は，圧力と曲げ荷重の組合せなど，単一ではない場合もあり，特定する限界状態は考えられる状態の全ての条件を選択する．

4) 減肉が発見された部位と形状情報

圧力設備には，円筒形圧力容器，円すい形圧力容器，球形圧力容器，配管の直管部，エルボ，ノズル，フランジなど，様々な種類がある．減肉が発見された部位によって評価手法が異なるので，減肉が発見された部位とその形状情報を用意する．形状情報には，例えば円筒容器では内径，健全部の厚さ，減肉が発見された部位から構造不連続部までの距離などが含まれる．

5) 評価手法の選択

決定論的手法，又は確率論的手法のいずれかを選択する．一般に，決定論的手法，確率論的手法のそれぞれの手法において，複数の評価レベルが用意されている．評価者は，必要な情報，評価手法の技術レベル，結果の保守性などに応じて評価レベルを選択する．

6) 材料特性値

評価手法の選択後，評価に必要な材料特性値を用意する．材料特性値には，引張強さ，降伏応力，又は0.2%耐力のほか，評価手法によっては応力 - ひずみ曲線，線膨張係数などが必要となる．また材料特性値は供用中に考えられる温度条件のものを用意する．

7) 減肉形状の特性値

腐食を例にとると，一般に腐食減肉の表面は平坦ではなく，圧力設備のシェルに対して特定の範囲に広がっている．FFS 評価では，実際の損傷の表面形状を工学的に評価できる形状に特性化するために減肉形状のモデル化を行う．モデル化手法は，評価のレベルによって異なり，より詳細に減肉の形状を測定することで，正確に限界状態を算出することができる．一方で，簡易的にモデル化することは，保守的な評価結果を与える．簡易モデル化の例として，減肉形状を最小厚さ，軸方向の範囲，周方向の範囲の3つのパラメータで表現し，実際の損傷を包含する矩形減肉形状として取扱う方法がある．

8) 目標とする安全性の度合い

減肉を有する圧力設備において，目標とする安全性の度合いを与える．決定論的な手法と確率論的な手法とでその与え方，思想が異なる．

9) 決定論的手法に基づく FFS 評価

例として内圧による塑性崩壊を限界状態とした決定論的減肉評価手順のフローチャートを図 1.3 に示す．決定論的手法では，これまでに得られた情報から，健全な部位の塑性崩壊圧力，残存強度係数を求める．残存強度係数とは，減肉を有する部位の塑性崩壊圧力と健全な部位の塑性崩壊圧力との比である．両者を算出し，安全係数を考慮して最高許容圧力を求め，評価に用いる圧力と比較する．決定論的手法では，安全係数を工学的判断 (エンジニアリングジャッジ) により経験的に決めることに特徴がある．

10) 確率論的手法に基づく FFS 評価の実施

一般的な確率論的減肉評価手順のフローチャートを図 1.4 に示す．確率論的手法では，部位の形状，材料特性値，減肉形状を分布を持つ確率変数とし，限界状態からの裕度を信頼性指標と呼ばれる尺度を用いて表す．評価者は与えた条件に対して信頼性指標を求め，信頼性指標の目標値 (目標信頼性指標と呼ぶ) と比較することで合否の判定を

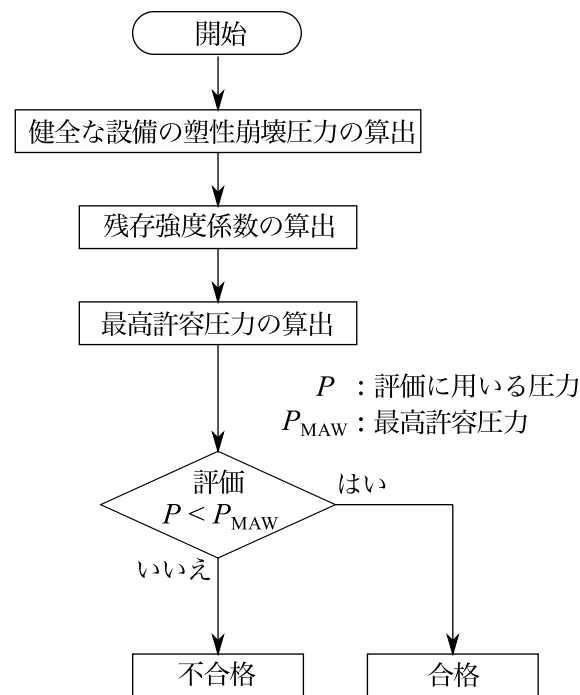


図 1.3: 決定論的減肉評価手順のフローチャート

行う。信頼性指標の算出には、モンテカルロ法に代表される数値解析や、一次近似信頼性解析などの近似解析がある。

簡易的に信頼性評価を実施する手法として、部分安全係数法が挙げられる。部分安全係数法とは、あらかじめ目標信頼性を満足する変数の組合せを調べておき、評価者はその結果にしたがって、適切な安全係数を乗じた各変数を、決定論的手法と同様の評価式に代入することで合否を判定する。決定論的手法が、経験的に安全係数を決めたのに対して、部分安全係数法では確率論にしたがって安全係数を決めることに特徴がある。言い換えると、主に決定論的手法では、引張強さや降伏応力といった材料強度特性のみに安全係数を乗じるのに対して、部分安全係数法では、材料強度側だけでなく、荷重側にも安全係数を乗じている。このことから、部分安全係数法を用いた設計手法は、荷重・耐力係数設計法 (Load and Resistance Factor Design, LRFD) とも呼ばれる。

11) 適切な処置の実施

評価の結果、不合格となった場合は、以下に示す処置を行う。

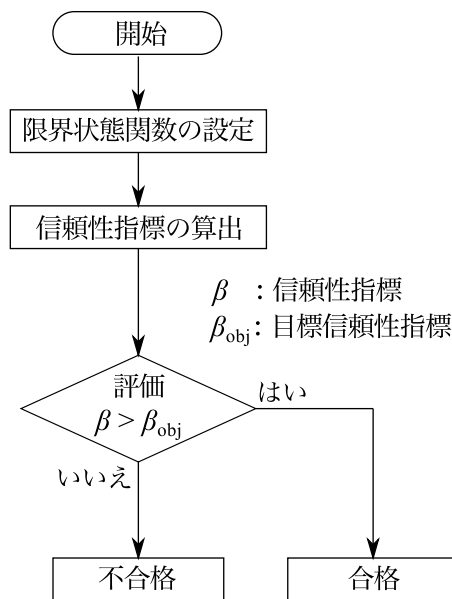


図 1.4: 確率論的減肉評価手順のフローチャート

- より詳細な情報を利用した高度評価の実施
- 当該設備の補修，又は取替え
- 運転条件の変更

一般に，少ない情報で評価が可能な簡易手法は限界状態に対する裕度が大きく取られている．少ない情報でスクリーニング評価を行い，不合格となった場合に詳細評価が実施される．

減肉評価の課題

欧米を中心に発行されている FFS 規格では，これまでに示したような減肉評価手法の手順が示されており，我が国を除く各国で利用されている [17]．減肉評価の課題として決定論的手法における安全係数の合理化の問題が挙げられる．決定論的手法における安全係数は，設備の重要度や検査精度によらず一定であるため，継続供用，又は補修，取替えの判断において合理性を欠くことが考えられる．また，経験的に定めた係数であるため，欧米の経験で決められた供用中安全係数を我が国に導入する際の妥当性について疑問が残る．

この問題の解決に，確率論的手法(信頼性手法)の適用が有効である．信頼性手法の適用により，安全裕度の根拠が明確になり，設備の重要度や検査の有効性を考慮した合理的な

評価が可能となる．図 1.2 の減肉評価のフローチャートに示したように，信頼性手法を決定論的手法の代替手法として位置づけることで，安全係数の考え方において保守的な決定論的手法と，合理的な信頼性手法を，統計データの有無に応じて使い分けることが可能となる．

本章では，FFS 評価及び減肉評価を対象に，決定論的手法と，安全裕度の合理化を目的とした信頼性手法に関する従来の研究を概括する．信頼性手法を適用して合理的な減肉評価を実施するための問題点について述べ，本論文の目的を示す．

1.2 従来の研究の概括

圧力設備の耐圧性能

圧力設備の耐圧性能，又は破壊挙動に関する研究は，減肉評価における決定論的手法の基礎となるものである．耐圧性能に関する研究は，容器の内圧による破壊を限界状態とする信頼性手法においても限界状態関数の構築のために重要である．

圧力設備の耐圧性能に関する研究として Svensson [18] の円筒容器，球形容器の破壊圧力に関する研究が挙げられる．Svensson は円筒容器の破壊圧力について，材料の加工硬化特性を考慮した推定式を提案した．Svensson の式は，API 579-1/ASME FFS-1 の開発でも利用されている [19]．1970 年から 80 年代には，破壊力学の発展を背景に欠陥を有するパイプラインの破壊挙動に関する研究が進められた．Folias は [20]，軸方向に貫通欠陥を有する円筒容器の破壊応力について検討した．Folias が提案した Bulging 係数を用いた破壊応力推定法は現在の減肉評価にも考え方が用いられている．Bulging 係数は Folias 係数とも呼ばれている．Folias が進めた貫通欠陥を対象とした検討は，表面欠陥を有する円筒容器の研究に発展した [21–23]．これらの亀裂状欠陥評価に関する検討と同時期に，減肉を有する円筒容器の破壊挙動について，主に実験的な調査が英国 British Gas や，米国 Battelle 研究所で行われた．これらパイプラインの減肉評価に関するそのほかの研究については文献 [24] にまとめられている．パイプラインの破壊試験を基にして，減肉を有する配管の FFS 評価規格として ASME B31G [25] が 1984 年に発行された．ASME B31G は改訂が進められており，現在でも，多くの企業で利用されている FFS 評価規格の一つである [17]．ASME B31G の発行以降，一般圧力設備への適用検討が，Sims [26]，Hantz ら [27] によって進められた．これらの成果は，後に API 579-1/ASME FFS-1 に引用されている．

国内では、宮崎ら [28] が示した局部崩壊クライテリオンを用いて、高橋ら [29]、尹ら [30] が減肉配管を対象にシミュレーションに基づいた耐圧性能の評価を実施している。また、戒田 [31] はバースト試験とシミュレーション結果を比較し、減肉配管の内圧による破壊圧力を精度よく推定できることを示している。そのほか、実験、解析両面から内圧による破壊挙動を明らかにする試みがされている [32–37]。このように、減肉を有する圧力設備の耐圧性能に関する研究は、多く実施されてきており、サブリメンタル荷重による変形、又は破壊挙動に関する研究 [38–51] と併せて FFS 評価への応用が進んでいる。

減肉を有する圧力設備の FFS 評価に関する研究

圧力設備の破壊挙動が明らかになってくると、その成果を利用した評価手法の確立や応用に関する研究が進んだ。主に、Anderson [52]、Osage [53,54]、Janelle [19] らが取り組んだ研究は、ASME B31G 型の評価法を局部減肉評価 (Local metal loss assessment)、従来の減肉評価法を全面減肉評価 (General metal loss assessment) として分類し、評価クライテリアとして残存強度係数 (Remaining strength factor, RSF) という概念を導入したものである。これらの体系は 2000 年に米国石油協会 (American Petroleum Institute, API) から発行された API RP 579、及び 2007 年に発行された API 579-1/ASME FFS-1 に実装された [15]。

全面減肉評価とは、実際のきず、又は損傷の形状に対し、損傷部の最深点、又は平均厚さで一様な厚さの減肉としてモデル化して評価する方法である。複雑な減肉形状を持つ設備を全面に一様な厚さの設備にモデル化するので、保守的な評価となる一方、設計時の評価クライテリアを流用できるという簡便さがある。なお、現在、国内で行われているのは、損傷部の最深点を基準とした全面減肉モデルで、設計時の必要最小厚さを評価クライテリアとした全面減肉評価である。局部減肉評価とは、きず、又は損傷の形状を工学的に取扱しやすいよう矩形減肉にモデル化し、亀裂状欠陥評価の考え方を応用した欠陥評価手法である。API 579-1/ASME FFS-1 は全面減肉評価、局部減肉評価の両方の評価手法を体系化していることに特徴がある。

残存強度係数とは、健全な部位の塑性崩壊荷重と減肉を有する部位の塑性崩壊荷重の比である。API 579-1/ASME FFS-1 では、評価クライテリアに残存強度係数を採用しており、許容残存強度係数として 0.9 を規定している。これは、減肉の発生によって強度の 1 割低下を許容することを意味する。この考え方は、ASME B31G にも採用されている。設計時

の安全係数から供用中の安全係数を下げることができる根拠について様々な説明がされている [31]。Osage は石油連盟，石油化学工業協会 FFS 研究会のヒアリングの際，定性的な説明として次のように述べている [55]。

- i) 供用中の安全係数そのものは安全を保証するものではない。
- ii) 対象となる部位は，定期的に検査され，運転条件 (圧力及び温度) と損傷機構が十分に理解され，文書化されなければならない。また，必要に応じて API 510 [56]，API 570 [57] 及び API 653 [58] を満足する検査プログラムと併せて適用する。
- iii) ii) の条件を満足するとき，API RP 579 で定めた供用中安全係数は，良好な過去の経験をもとに，運転中の部材に対して受け入れ可能とみなされる。

以上のような考え方で，設計時の安全係数と，供用中の安全係数が区別されており，良好な検査実績と，損傷機構の理解，文書化によって，設計時の安全係数よりも供用中の安全係数を下げることが許容される考え方となっている。

信頼性に基づく FFS 評価

一律の安全係数に基づく決定論的な減肉評価手法に対し，安全裕度の合理化を目的とした信頼性手法の適用に関する研究が行われてきた。1990年代は主にパイプラインを対象に内圧破壊を限界状態とした検討が行われ，破壊モデルには ASME B31G モデルが適用されてきた [59–62]。その後，Caleyo ら [63] によって，パイプラインを対象として，複数の破壊圧力モデルの比較検証が行われ，モンテカルロ法による一次近似二次モーメント法の検証も実施された。Caleyo らの検討では ASME B31G モデルがもっとも小さい破壊確率を与えることを示している。Li ら [64] は複数減肉の相互作用について信頼性評価を実施した。その結果，複数減肉に対し，それぞれ独立な減肉として評価した方が，それぞれの相関を考慮した評価よりも保守的な結果を得ることを示している。

一般圧力設備の分野では，2000年に一般圧力設備を対象とした FFS 評価規格である API RP 579 が発行され，2007年にその第2版として API 579-1/ASME FFS-1 が発行されると，Osage ら [65] は，減肉評価における API 579-1/ASME FFS-1 モデルを用いた限界状態関数を提案した。Osage ら [65] が示したモデルの限界状態は内圧による容器の破壊としており，

同モデルを用いた信頼性手法は、決定論的手法である API 579-1/ASME FFS-1 の代替手法となり得る。

最上ら [66] は API 579-1/ASME FFS-1 モデルを用いて、減肉を有する圧力設備の信頼性評価を実施し、従来の決定論的手法からの合理化を検討した。その結果、決定論的手法である API 579-1/ASME FFS-1 のレベル 1 評価曲線では、同じ信頼性に基づいた減肉許容判定を行うことができず、信頼性の観点から合理化の余地があることを明らかにした。最上らは、新たな信頼性基準の減肉評価曲線を提案している。ただし、最上らの検討では減肉部の厚さの確率特性は既知としており、信頼性基準による余寿命評価については対象としていない。

パイプラインを対象とした Caleyó らの検討 [63]、及び一般圧力設備を対象とした最上ら [66] の検討は、いずれも各変数の確率特性を既知として信頼性評価を実施しており、各変数の変動係数ごとの破損確率を調査している。実際に信頼性手法を実機に適用する際には、全ての変数について確率変数を用意しなければならない。(一社)日本高圧力技術協会では、実機で発見された減肉配管を供試し、超音波法による厚さ測定を複数の検査員で実施するラウンドロビン試験を行っている [67]。一方、通常は確率特性を得るための十分なデータを用意することは困難である場合が多く、その際は保守的に決定論的手法を適用せざるを得ない。変数の中には、必ずしも破損確率に影響を与えない変数もあり、各変数について確率変数として取扱うか、定数として取扱うか判断する手法が求められている。この問題に対して、各変数が破損確率に与える影響を、破損確率に対する感度と捉えた感度解析が行われている [64, 68–71]。しかし、破損確率に対する感度解析の手法は様々で、整理されたものはない。

FFS 評価への部分安全係数の適用

近似解法や、モンテカルロ法を用いた信頼性手法に関する検討が進む一方、より実用的な手法として、部分安全係数法の適用が FFS 評価の分野でも進んでいる。部分安全係数法とは、あらかじめ目標信頼性を満足する条件を求めておくことにより、評価者はその結果にしたがって、変数に適切な安全係数を乗じて、決定論的手法と同様の評価式に代入することで合否判定を行う手法である。評価者は、特別な解析技術を必要とせず、決定論的手法と同等の計算量で評価が可能のため、確率論的手法を実際の問題に適用する際には部分

安全係数法の適用が最も容易である。

部分安全係数法を FFS 評価に適用した例として、亀裂状欠陥評価への適用が挙げられる。破壊力学の分野では、確率論的破壊力学 (Probabilistic fracture mechanics, PFM) が確立されており、亀裂状欠陥を含む構造物の健全性評価手法として確率論的取扱いを行う方法が整理されている [72]。この中で、より簡易的に信頼性評価を実施する方法として、亀裂状欠陥評価への部分安全係数法の適用が検討され、R6、API 579-1/ASME FFS-1 などの技術規格に取り入れられている。部分安全係数法の適用により、簡便に確率論的手法を導入することができる一方で、安全係数は同じ目標信頼性指標に対して一意に定まらず、変数の値域や変動係数に依存する。実際に、API 579-1/ASME FFS-1 Part 9 では、破壊靱性値、応力、亀裂サイズに対して部分安全係数を与えており、それぞれの変数の変動係数が 0.1、0.2、0.3 の場合の係数を与えている。また、破壊靱性値と降伏応力の比によっても異なる係数を適用するようにしており、評価者は対象とする圧力設備の状態によって適切な安全係数の組合せを選択する必要がある。

このように、変数の条件によって部分安全係数が変化することから、各変数の条件が部分安全係数に与える影響を明らかにしておくことが重要になる。佐々木 [73] は R6 法を対象に、各変数のばらつきの破損確率への影響度評価を行っており、応力のばらつきの影響が最も大きいことを明らかにしている。最上ら [74] は応力のばらつきによって、応力の部分安全係数のみならず、破壊靱性値と亀裂サイズの部分安全係数にも影響を与えることを明らかにしている。また、降伏応力のばらつきが部分安全係数に与える影響も検討し、延性破壊が支配的な領域において、降伏応力のばらつきによって部分安全係数が影響を受けることを定量的に求めている。

Bjornoy ら [75] は、減肉評価に部分安全係数法を適用して、検査方法の違いによって安全係数を合理的に使い分ける評価体系を確立した。同手法はパイプラインを対象とした減肉評価規格である DNV RP F101 に実装され改訂が進んでいる。DNV RP F101 では、限界状態をパイプラインの内圧による破壊としており、対象とする検査方法として相対的な厚さ検査法である漏えい磁束法と、絶対的な厚さ検査法である超音波法の選択によって安全係数をどのように使い分けるかを示した指針となっている。亀裂状欠陥評価と同様に、変数のばらつきによって部分安全係数が異なり、DNV RP F101 では減肉深さ比 (減肉深さ/健全部厚さ) と安全係数の関係を線図で表示している。評価者は、減肉形状によって適した安全係数を線図から読み取る必要がある。なお、DNV RP F101 では、減肉部の厚さのば

らつきについて、将来の腐食量に対するばらつきについては考慮していない。

このように、部分安全係数法を用いた評価は、決定論的手法と同等の計算量で確率論的な評価が実施できることから、実用的であり、今後の発展が期待される。一方で、部分安全係数は変数の確率特性などに依存することから、変数の条件ごとに安全係数を用意しなければならず、API 579-1/ASME FFS-1 のように表として用意するものや、DNV RP F101 のように線図から読み取るものなど、対応は様々である。また、変数のばらつきの変化に対する部分安全係数の変化を、部分安全係数の確率特性に対する感度として捉えた感度解析が行われている [74]。部分安全係数に対する感度解析は、どの変数がより部分安全係数に影響を与えるかを特定の条件において明らかにすることができるが、感度の程度を示す客観的指標となるものはなく、変数の確率特性の変化に対して部分安全係数がどのように変化するかを調査するのに留まっている。

従来の研究のまとめ

以上のように、減肉評価に関する研究は、主に内圧による破壊を対象として、圧力設備の耐圧性能に関する研究 [26, 27] が進み、その応用として決定論的な FFS 評価に関する研究 [19] に広がり、FFS 規格 [15] として発行され広く利用されるようになった。その後、決定論的手法の安全係数を合理化することを目的として、信頼性手法の研究 [63, 66] が行われるようになった。信頼性手法の研究には、決定論的手法の評価クライテリアをベースとした限界状態関数が用いられており、決定論的手法と信頼性手法が、限界状態の思想を共有することで、互いに補完する手法として体系化されている [65]。

信頼性手法の実用化のためには、簡易的に評価が実施できる部分安全係数法の適用が有効であることから、FFS 評価における部分安全係数が開発され、一部は規格 [15, 76] として発行された。それに加え、信頼性手法の利便性向上のために、減肉部の厚さ測定について検査員によるばらつきを調査するためのラウンドロビン試験 [67] が実施された他、各変数の破損確率に対する影響を求める感度解析 [70] や、部分安全係数に対する影響を求める感度解析 [74] に関する研究が行われている。感度解析手法については、それぞれの研究で定義が異なるなど、検討の余地がある。

これまでに示した従来の子な研究を表 1.1、表 1.2 にまとめる。

表 1.1: 従来 of 主な研究 1

内容	著者
圧力容器, 配管の 耐圧性能に関する研究	Svensson [18] Folias [20] Kiefner et. al [21] Willoughby [22] Milne et al. [23] Herter et al. [77] Bubnik et al. [78] Sims et al. [26] Hantz et al. [27] Turbak et al. [79] Stephens et al. [80] Netto et al. [81] 高橋ら [29] 尹ら [30] Kaida [32] 戒田 [31] Ohno et al. [33] Tsuji et al. [34] 大野ら [35,36] 周ら [37] Cunha et al. [82]
圧力容器, 配管の 耐サプリメンタル荷重性能 に関する研究	Wilkowski et al. [83] 宮崎ら [28] 白鳥ら [38] Li et al. [39] Miyazaki et al. [40] Balan et al. [41] 高橋ら [42,43] 中村ら [44] 荻野ら [45] Mukaimachi et al. [46,47] Takahashi et al. [48] 中村ら [49] 三津谷ら [50] Oyamada et al. [51]

表 1.2: 従来 of 主な研究 2

内容	著者
圧力設備の供用適性 評価に関する研究	Rana et al. [84] Chouchaoui et al. [85]
	Osage et al. [53,54] Turbak et al. [86]
	Rosenfeld et al. [87] Guohua et al. [88]
	Anderson et al. [52] Yaorong et al. [89]
	Janelle et al. [19] 石田ら [90]
	菊池ら [91-93] Tantichattanont et al. [94]
	吉田 [95] Cicero et al. [96]
	Mukaimachi et al. [97] Hossain et al. [98]
信頼性に基づく FFS 評価に関する研究	Bjornoy et al. [75] Caleyó et al. [63]
	Gupta [99] Li et al. [64]
	最上ら [66, 74] Kaida et al. [100, 101]
	Hasan et al. [102] 佐々木 [103]
	Muhammed [104] Wilson [105]

1.3 従来の研究の課題と本論文の目的

本節では、従来の研究の課題を示し、本論文の目的について述べる。

1.3.1 従来研究の課題

信頼性手法への感度解析の適用

圧力設備を対象とした決定論的減肉評価手法は API 579-1/ASME FFS-1 [15] の発行によって広く利用されるようになった。その後、減肉評価に信頼性手法を適用するにあたり、Osage ら [65] は、Caleyo ら [63] が検討したパイプラインの信頼性評価と同様に、一般圧力容器についても内圧破壊を限界状態とした限界状態関数を提案した。なお、Osage らの提案した限界状態関数には API 579-1/ASME FFS-1 の減肉評価モデルが用いられている。最上ら [66] は Osage ら [65] が提案した限界状態関数を用いて信頼性評価を実施し、決定論的手法と信頼性手法の比較検討を行った。その結果、信頼性手法の適用によって評価結果を合理化することができることを示し、信頼性指標に基づく新たな減肉評価線図を提案した。パイプラインを対象とした Caleyo ら [63]、一般圧力設備を対象とした最上ら [66] の検討により、各変数の確率特性を与えれば、信頼性手法を適用した減肉評価が可能となる。

これらの研究の課題として、全ての変数の確率特性を得ることは困難な場合が多く、確率特性を与えるためのデータが少ないことによって、保守的に決定論的手法を適用せざるを得なくなるという問題点が挙げられる。この問題に対し、破損確率に対する影響の小さい確率変数を定数として取扱い、信頼性手法の利便性を向上させることが考えられる。

確率変数の破損確率への影響を解析する手法として感度解析が挙げられる。Shinozuka [68,69] は航空機について、ランダム荷重下で、疲労亀裂が発生、伝播し破壊にいたるとして破損確率の計算を行い、各変数の影響度を解析した。Shinozuka は影響度を示す指標として感度指標 (Sensitivity index) を定義している。Shinozuka が定義した感度指標は、破損確率を確率変数によって偏微分したものをベースとしている。また、Teixeira らは、パイプラインの減肉評価に対して感度解析を適用した。Teixeira ら [70] は感度係数 (Sensitivity factor) として、限界状態関数を確率変数によって偏微分した値をベースに定義している。Li ら [64] は、パイプラインの減肉評価に対して、対象とする変数以外を定数とした上で、対象とする変数を $\pm 20\%$ 変化させたときの限界状態関数の変化量を感度として解析を実施

している。

このように、様々な構造物を対象に感度解析が行われている。しかし、研究によって感度の定義が異なり、客観的指標となり得ていないことから、本論文が対象としている化学プラント圧力設備の減肉評価に対して、どのような感度解析手法を適用すべきか明確でない。そこで、本論文では、感度を客観的指標として取扱うために感度の種類について整理し、確率変数として取扱うべき変数を特定することを目的とした感度解析手法を提案する。提案する手法を、化学プラント圧力設備に発生する保温材下腐食を対象とした減肉評価に適用し、同評価において、感度の小さい確率変数を合理的に定数として取扱った限界状態関数を導く。

減肉部厚さ測定値の確率特性

化学プラント圧力設備に発生する保温材下腐食を対象とした減肉評価では、減肉速度、及び減肉部の厚さ測定値の確率変数が破損確率に影響を与える。しかし、FFS 評価を目的とした検査グリッド上の厚さ測定データについて、検査員によるばらつきを調査した研究はこれまでされていない。(一社)日本高圧力技術協会の信頼性に基づく減肉評価法専門研究委員会では [67]、実機で経験された配管の腐食サンプルを供試し、FFS 評価に対応した厚さ測定を複数の機関で実施し、ラウンドロビン試験を行っている。そこで、本論文では、ラウンドロビン試験の結果から、ばらつきの発生する要因を考察し、厚さ測定値の確率特性を信頼性評価に適用可能になるよう整理する。

信頼性手法を用いた余寿命評価

Osage ら [65] が提案した限界状態関数、及び最上ら [66] の検討では余寿命評価について陽に取扱っておらず、FFS 評価の目的の一つである余寿命評価を信頼性指標に基づいて行うためには更なる検討が必要である。

パイプラインを対象とした評価では、Ahammd [60] が破壊モデルに ASME B31G の内圧破壊モデルを適用して、信頼性手法を用いた余寿命評価を実施している。その結果、時間の経過にしたがって、破損確率が上昇する傾向が表現されている。しかし、減肉速度は仮定の値を用いており、特定の損傷を取扱ったものではない。また、減肉速度について、厚さ方向の減肉速度と広がり方向の減肉速度の両方を個々に確率変数として取扱っているこ

とから、それぞれの速度データを用意しなければならず、評価が煩雑であるという問題点がある。減肉速度の確率特性については、Kurihara ら [106] は圧力設備に発生する保温材下腐食を対象に、検査データから確率特性を調査した。その結果、保温材下腐食を対象とした減肉速度は、Gumbel 分布にしたがうことを示し、温度条件、機器条件ごとにその確率特性を明らかにした。

現在、我が国の実機から得られた保温材下腐食の減肉速度に関する確率特性を用いて、信頼性評価を実施した例はなく、設備の破損確率が経年化に伴ってどのように推移するかは明らかになっていない。そこで、本論文では、一般的な圧力設備に経験される保温材下腐食を対象とし、減肉速度の確率特性に Kurihara らが明らかにした特性値を利用した寿命評価手法を提案する。また、API 579-1/ASME FFS-1 の決定論的手法における減肉速度の考え方を導入し、検査時の減肉形状から一様に厚さが減少するモデルとする。これにより、厚さ方向の減肉速度データのみで評価が可能となり、保守的で簡易的な信頼性評価を実施できる。

部分安全係数法のための感度解析手法

部分安全係数法は、あらかじめ目標信頼性を満足する条件を求めておくことにより、評価者はその結果にしたがって部分安全係数を選択し、決定論的手法と同様の評価式から合否判定を行う手法である。評価者は、特別な解析技術を必要とせず、決定論的手法と同等の計算量で評価できるため実用的な手法といえる。FFS 評価の分野でも、部分安全係数法の開発が進み、規格 [15, 76] が発行され利用が進んでいる。一方で、部分安全係数は変数の確率特性などに依存することから、各変数の条件が部分安全係数に与える影響を明らかにすることが重要となっている。佐々木ら [73]、最上ら [74] が行った部分安全係数に対する感度解析は、どの変数がより部分安全係数に影響を与えるかを特定の条件において明らかにすることができたが、感度の程度を示す客観的指標となるものはなく、現状は感度解析に多くのパラメトリックスタディを必要とする。そこで、本論文では、部分安全係数の適用性を検討するための客観的な感度指標を提案する。部分安全係数の変化量の大小と、限界状態関数の非線形性との関係に着目し、二次信頼性手法を利用した感度解析手法を提案する。

部分安全係数法を用いた次回検査時期決定手法

減肉評価に信頼性手法を適用すると、対象とする圧力設備の目標信頼性に基づいた柔軟な評価が可能となる。次回検査時期の決定においては、重要度の高い設備や各確率変数のばらつきが大きい設備を重点的に検査し、重要度の低い設備や、設備の損傷状況、将来予測などが的確に把握できる場合は、検査時期を合理的に延長することが可能となる。しかし、信頼性解析には専門の知識、技術が必要となり現場で容易に評価が可能となる次回検査次期決定手法の開発が必要となっている。そこで、本論文では、一般的な圧力設備に経験される保温材下腐食を対象とし、部分安全係数法を用いた次回検査次期決定手法の提案を行う。

1.3.2 本論文の目的

本論文では、これまでに述べた信頼性手法に基づく減肉評価手法の問題点を解決し、利便性の高い減肉評価手法、及び次回検査時期の決定手法の提案を行うことを目的とする。適用対象として、一般的な化学プラント圧力設備に経験される保温材下腐食を考える。

決定論的手法による安全係数に基づいた FFS 評価の合理化に加え、従来の信頼性手法よりも利便性の高い手法の実機への適用が可能となり、信頼性手法に基づいた FFS 評価手法の標準化と普及が進むことに意義がある。

1.4 本論文の構成

本論文の構成を図 1.5 に示すとともに、次に述べる。

第1章 序論 では、本論文の背景を述べ、減肉を有する圧力設備の FFS 評価手法の一般的手順を示すとともに、決定論的 FFS 評価手法、及び信頼性手法を用いた FFS 評価手法に関する従来の研究を概括した。従来の研究の問題点を示し、本論文の目的について示した。

第2章 感度解析を適用した簡易信頼性評価手法の提案 では、本論文で用いる信頼性解析手法について解説し、同手法をより簡易に導入するために、確率変数として取り扱う変数を、感度解析を用いて合理的に選択する手法を提案する。感度解析について、確率的感度と、一次近似信頼性手法における設計点の単位ベクトルの関係を明らかにする。提案する手法を、化学プラント圧力設備に発生する保温材下腐食を対象とした減肉評価に適用

し、同評価において、感度の小さい確率変数を合理的に定数として取扱った限界状態関数を導く。

第3章 減肉配管の厚さ測定結果の確率特性調査 では、(一社)日本高圧力技術協会 [67] が実施した、FFS 評価に対応した厚さ測定に関するラウンドロビン試験の結果から、ばらつきの発生する要因を考察し、厚さ測定値の確率特性を信頼性評価に適用可能になるよう整理する。

第4章 信頼性手法を用いた余寿命評価 では、化学プラント圧力設備に発生する保温材下腐食に対し、限界状態を内圧による破壊としたときの破損確率の時間的推移に着目して、信頼性手法を用いた余寿命評価手法を示す。本論文では、API 579-1/ASME FFS-1 の局部減肉評価で用いられる評価式を参考に限界状態関数を定式化する。保温材下腐食の減肉速度の確率特性については、Kurihara ら [106] が調査した減肉速度の確率特性を用いる。信頼性を用いた余寿命評価の結果を、決定論的手法による余寿命評価の結果と比較して、信頼性手法の有効性を定量的に示す。

第5章 部分安全係数法のための感度解析手法の提案 では、実用的な信頼性手法の一つである部分安全係数法について、各確率変数が部分安全係数に与える影響を明らかにする感度解析手法を提案する。感度解析を実施するにあたり、客観的指標として、二次近似信頼性手法における設計点の主曲率に着目する。主曲率と感度の関係について検討した結果を示し、合理的な部分安全係数の設定に利用可能な定量的指標を提案する。

第6章 部分安全係数法を用いた次回検査時期決定手法の提案 では、化学プラント圧力設備に発生する保温材下腐食に対し、利便性の高い信頼性手法である部分安全係数法を用いた次回検査時期決定手法を提案し、従来の設計基準に基づく決定論的手法との違いを明確にする。また、減肉速度のばらつきが信頼性に与える影響の観点から、保温材下腐食に対する現場の対策や具体的処置について提言する。

第7章 結論 では、本論文で得られた結論を総括する。

1.5 結言

本章では、近年、重要度が高まっている石油精製、石油化学プラント圧力設備のメンテナンス技術における FFS 評価の位置づけを示した。次に減肉評価に着目し、一般的な評価手順を示すとともに、減肉評価における決定論的手法の問題点について述べ、信頼性手法

の適用の有効性を示した。減肉評価の決定論的手法，信頼性手法に関する従来の研究について概括するとともに課題を述べ，本論文の目的を示した。本論文では，一般的な化学プラント圧力設備に経験される保温材下腐食を対象に，利便性の高い信頼性手法に基づいたFFS評価手法，及び次回検査時期の決定手法の提案を行う。本論文で検討する問題は以下である。

- 確率変数として取扱う変数を感度解析によって選択する簡易信頼性評価手法を提案し，一般的な化学プラント圧力設備に経験される保温材下腐食の評価に適用する。(第2章)
- 減肉配管の厚さ測定値のばらつきが発生する要因を明らかにし，厚さ測定値の確率特性を信頼性評価に適用可能になるよう整理する。(第3章)
- 一般圧力設備における保温材下腐食を対象とした，信頼性手法を用いた余寿命評価手法を提案する。(第4章)
- 各確率変数が部分安全係数に与える影響を明らかにする感度解析において，客観的な感度指標を与え，簡易感度解析手法を提案する。(第5章)
- 部分安全係数法を用いた次回検査時期決定法を提案し，信頼性手法の観点から保温材下腐食における現場の対策や具体的処置について提言を行う。(第6章)

以上の問題について，以下の章で検討する。

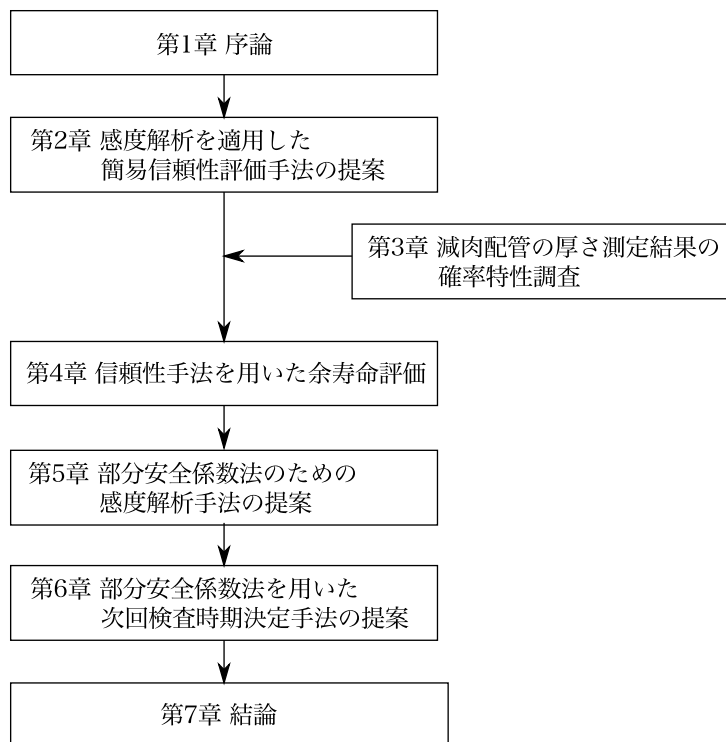


図 1.5: 本論文の構成

第2章 感度解析を適用した簡易信頼性評価手法の提案

2.1 諸言

減肉を有する圧力設備の供用適性評価(減肉評価)技術は、欧米を中心に、まずパイプラインを対象とした耐圧性能の実験的研究 [24] が実施され、腐食したパイプラインの健全性評価規格 [25,76] が発行された。その後、一般圧力設備を対象にした規格 API 579-1/ASME FFS-1 [15] の発行など、整備が進んだ。

減肉評価を対象にした技術検討、規格化がされた多くの手法は決定論的手法による。決定論的減肉評価手法は、簡易に継続供用の可否判断が実施できる一方で、判断の結果得られる安全裕度について、評価基準が単一の安全係数に基づいたものであることから、具体的にどのような状態に対して、どのくらい安全性が保たれているのか、必ずしも明確ではない。

決定論的手法の問題点に対し、信頼性手法を適用すると、設定した限界状態に対して耐力や荷重のばらつきを考慮した破損確率表現をすることにより安全裕度を明確化することができる。また、設備の重要度によって柔軟に目標信頼性を調整する合理的な評価が可能となる。パイプラインの減肉評価の分野では、決定論的評価手法の一つである ASME B31G [25]などをベースとした信頼性手法の研究が行われた [59–62, 71]。一般圧力設備の減肉評価を対象とした研究では、Osageら [65] が限界状態関数を提案し、最上ら [66] が信頼性解析を行って、決定論的手法との比較を行っている。また、最上らは検討結果を基に、信頼性基準をベースとした減肉評価線図を提案した。

減肉評価に信頼性手法を適用するためには、圧力設備の形状、減肉形状、材料特性など、関連する全ての確率変数の確率特性を明らかにしなければいけない。パイプラインに適用した信頼性手法、及び最上らの検討の課題は、実機は必ずしも全ての確率特性を得られるとは限らない点である。確率特性を得るためのデータの不備、又はデータ取得の困難さか

ら、本来、合理的な結果を与える信頼性手法を適用できないという問題がある。なお、従来の検討では、全ての確率変数に対して、文献、エンジニアリングジャッジなどによって仮想的に確率特性を与えている。

この問題に対して、破損確率に対する影響が小さい、すなわち破損確率に対する感度の低い確率変数をあらかじめ特定し、低感度の確率変数については定数として扱うことが考えられる。低感度変数を定数として取扱うと、限界状態関数における確率変数の数を削減でき信頼性解析を簡略化することができる。

本章では、まず減肉評価に適用する信頼性手法の概要を示す。次に、信頼性手法をより実用的に適用するために、確率変数として取り扱う変数の選択について、感度解析を用いて客観的に評価する手法を提案する。最後に、化学プラント圧力設備に発生する保温材下腐食を対象とした減肉評価に適用し、同評価において、感度の小さい確率変数を合理的に定数として取扱った限界状態関数を導いた結果を示す。

2.2 信頼性解析手法

信頼性指標 (Reliability index) に基づく信頼性解析手法について次に示す。

2.2.1 限界状態関数法

構造物の信頼性は、その限界状態を関数表現することで解析される。この関数を限界状態関数と呼ぶ。基本的な限界状態関数は、構造物に負荷される荷重を表す L と、構造物の耐力を表す R の2変数で表される次の限界状態関数である。

$$Z = g(R, L) \quad (2.1)$$

式(2.1)において、限界状態を $Z = 0$ で定義する。この定義により R, L を変数とする空間上で、限界状態を表す曲線(変数が3つ以上の場合は曲面)を境界として構造物が安全な領域、不安全な領域を表現できる。限界状態関数法では、 Z が負の領域において、構造物は不安全であることとし、 Z が正の領域において、構造物は安全であることとする。限界状態関数と安全な領域、不安全な領域を図示したものを図2.1に示す。

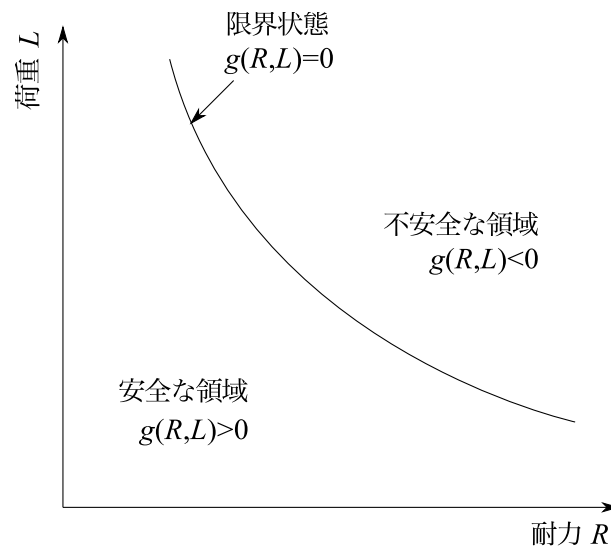


図 2.1: 荷重・耐力モデル

最も単純な関数形として $g(R, L)$ を次式のような線形関数として表す。これを荷重・耐力モデルと呼ぶ。

$$g(R, L) = R - L \quad (2.2)$$

荷重 L と耐力 R が独立で、それぞれの平均 μ_L, μ_R 、標準偏差 σ_L, σ_R が既知であれば、 Z の平均 μ_Z と標準偏差 σ_Z はそれぞれ次のように与えられる。

$$\mu_Z = \mu_R - \mu_L \quad (2.3)$$

$$\sigma_Z = \sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_L^2} \quad (2.4)$$

限界状態を表す Z の確率特性である μ_Z と、 σ_Z が得られたので、不安全な状態に対する余裕を定量的に表す指標として次の定義を行う。

$$\beta \equiv \frac{\mu_Z}{\sigma_Z} = \frac{\mu_R - \mu_L}{\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_L^2}} \quad (2.5)$$

式(2.5)で定義した β を二次モーメント信頼性指標と呼ぶ。二次モーメント信頼性指標は、限界状態関数 Z の平均値が、不安全な状態との境界である $Z = 0$ からどれくらい離れているかを表現したものである。平均値と標準偏差が求められれば、二次モーメント信頼性指標を求めることができるので、 β は限界状態関数の確率分布形に関する情報がない場合でも評価できるという特徴を持っている。二次モーメント信頼性指標を図示したものを図 2.2 に示す。

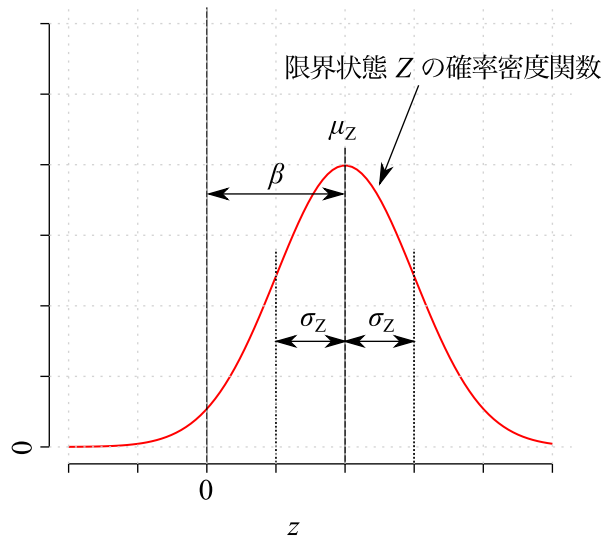


図 2.2: 二次モーメント信頼性指標

破損確率 P_f との対応を考える場合， R と L が正規分布にしたがえば， Z も正規分布にしたがうことになり次式のように対応付けられる．

$$P_f = \Phi(-\beta) \quad (2.6)$$

ここで， $\Phi(\)$ は標準正規累積分布関数である．このように，荷重・耐力モデルでは，荷重と耐力が独立な場合，二次モーメント信頼性指標 β を用いて不安全な状態からの余裕を表現でき，両者が正規分布に従う場合には，二次モーメント信頼性指標と破損確率に対応が取れている．確率変数が正規分布以外の分布に従う場合，二次モーメント信頼性指標 β と破損確率の対応が取れなくなるが，モンテカルロ法などで破損確率 P_f を求めた後，次式を利用して破損確率を信頼性指標に変換することができる．

$$\beta_{\text{III}} \equiv -\Phi^{-1}(P_f) \quad (2.7)$$

式(2.7)で定義される信頼性指標は，式(2.5)で定義した信頼性指標と区別して，レベル III 信頼性指標 [107] と呼ぶ．確率分布形の情報を含んでいるため二次モーメント信頼性指標とは必ずしも一致しないことに注意する．

2.2.2 一次近似信頼性手法

Hasofer-Lind 法

2.2.1 では、荷重・耐力モデルを基に、不安全な状態からの余裕度を表す二次モーメント信頼性指標を示した。実際の問題では、例えば、圧力容器の内圧による破壊を限界状態とすると、耐力 R は当該圧力容器の破壊圧力となり、荷重 L は運転圧力となる。しかしながら、破壊圧力に影響を与える容器の厚さ、内径などの容器形状に加え、降伏応力、引張強さなどの材料特性はそれぞればらつきを持つ確率変数となるため、限界状態関数は多次元、かつ非線形関数となる。したがって、式(2.1)を確率変数 X_1, X_2, \dots, X_n を用いて次のように一般化する。

$$Z = g(X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (2.8)$$

構造物が不安全な状態になる確率、すなわち $Z < 0$ となる確率は次の同時確率密度関数 $f_X(x_1, x_2, \dots, x_n)$ の積分値として表すことができる。

$$P_f = \int \cdots \int_{g(x) < 0} f_X(x_1, x_2, \dots, x_n) dx_1, dx_2, \dots, dx_n \quad (2.9)$$

ここで、それぞれの確率変数が互いに独立である場合は、各確率密度関数の積分値の積を計算することによって、 P_f を求めることができる。

式(2.8)のような限界状態関数の一般形に対して、信頼性指標を近似的に求める手法を次に示す。Hasofer と Lind は [108]、確率変数が互いに独立で、正規分布に従うと仮定した場合、限界状態関数を正規空間上に変数変換し、原点から限界状態曲面への距離を信頼性指標とする近似解析法を提案した。この手法を Hasofer-Lind(H-L) 法、又は拡張一次近似二次モーメント法 (Advanced first order reliability method, AFOSM) と呼ぶ。H-L 法では、式(2.8)における確率変数 X_i を次のように正規化する。

$$X'_i = \frac{X_i - \mu_{X_i}}{\sigma_{X_i}} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (2.10)$$

ここで、 μ_{X_i} は X_i の平均、 σ_{X_i} は標準偏差を示す。したがって、 X'_i は平均が0、標準偏差が1の確率変数となる。式(2.10)による正規化によって、限界状態関数 $g(X)$ が0であるときの限界状態曲面 $g(X_i) = 0$ が、標準正規空間上 $g(X'_i) = 0$ に変換される。H-L 法では標準正規空間上において、原点からの距離が最小となる限界状態曲面上の点 $(x'_1, x'_2, \dots, x'_n)$ を求める。この限界状態曲面上の点を設計点、又は Most Probable Point(MPP) と呼ぶ。H-L

法では、原点と設計点を結ぶベクトルを x'^* としたとき、そのベクトルの大きさを信頼性指標と定義する。前項で示した、二次モーメント信頼性指標 β 、レベル III 信頼性指標 β_{III} と区別して、H-L 法信頼性指標 β_{HL} と呼ぶ。標準正規空間における H-L 法信頼性指標 β_{HL} と限界状態関数 g を示したものを図 2.3 に示す。標準正規空間上の設計点 $(x'_1, x'_2, \dots, x'_n)$ は、限界状態関数 g の設計点における単位法線ベクトル α と、信頼性指標 β_{HL} を用いて次のように表すことができる。

$$x'_i = -\beta_{HL}\alpha_i \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (2.11)$$

ここで、式中の α_i は次式で表す。

$$\alpha_i = \frac{\frac{\partial g}{\partial X'_i}(x'_i)}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \left\{ \frac{\partial g}{\partial X'_i}(x'_i) \right\}^2}} \quad (2.12)$$

α_i は後述する感度解析に用いられ、限界状態の特徴を示す諸量の一つである。

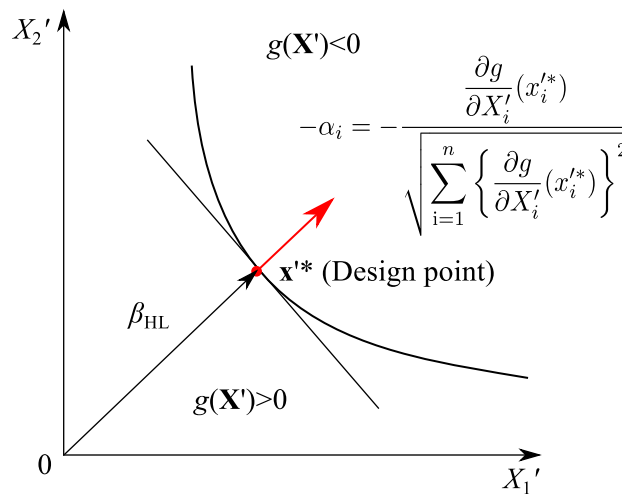


図 2.3: H-L 法信頼性指標

設計点の探索

標準正規空間において，原点からの距離が最小となる限界状態曲面上の点を探索する問題は，次のような制約条件付きの非線形最適化問題に帰着する．

$$\begin{aligned} \mathbf{x}'^T \cdot \mathbf{x}' &\rightarrow \min. \\ \text{subject to } g(\mathbf{x}') &= 0 \end{aligned} \quad (2.13)$$

設計点を探索するための制約条件付き非線形最適化アルゴリズムについては，拡張ラグランジュ法，逐次2次計画法，HL-RF法，修正HL-RF法などがある．佐々木は[109]，修正HL-RF法を単純化した単純化修正HL-RF法を提案するとともに，これらのアルゴリズムについてロバスト性，及び計算効率の観点からどの手法が優れているか例題検証を行った．その結果，単純化修正HL-RF法が優れていることを示した．

単純化修正HL-RF法の概要を次に示す．同手法はHL-RF法をベースとしたものである．HL-RF法では，次式の繰返し公式によって最適化点を探索する．

$$\mathbf{x}'^{(k+1)} = \frac{\nabla g(\mathbf{x}'^{(k)})^T \mathbf{x}'^{(k)} - g(\mathbf{x}'^{(k)})}{\nabla g(\mathbf{x}'^{(k)})^T \nabla g(\mathbf{x}'^{(k)})} \nabla g(\mathbf{x}'^{(k)}) \quad (2.14)$$

HL-RF法は収束が早いですが，ある種の条件下では収束しないことが知られている．この問題を解決するために，Liuら，佐々木はメリット関数を導入する方法を提案した．佐々木が提案したメリット関数は次式である．

$$m(\mathbf{x}') = g(\mathbf{x}')^2 \quad (2.15)$$

佐々木の提案する方法は，探索方向ベクトル

$$\mathbf{d}^{(k)} = \frac{\nabla g(\mathbf{x}'^{(k)})^T \mathbf{x}'^{(k)} - g(\mathbf{x}'^{(k)})}{\nabla g(\mathbf{x}'^{(k)})^T \nabla g(\mathbf{x}'^{(k)})} \nabla g(\mathbf{x}'^{(k)}) - \mathbf{x}'^{(k)} \quad (2.16)$$

に沿って， $m(\mathbf{x}')$ が十分に減少するまで次元探索を行うことによって新しい探索点を得る方法であり，単純化修正HL-RF法と呼ばれる．Liuらの方法とはメリット関数に単純な式を与えているところに特徴がある．メリット関数に基づく次元探索は，通常はHL-RF法による最適化を行い， $m(\mathbf{x}')$ の値が改善されない場合に，式(2.16)による次元探索を行ってロバスト性を高めている．

2.2.3 信頼性指標による裕度評価

本節では、対象とする構造物の限界状態を関数表現することによって、限界状態に対する裕度を信頼性指標に基づいて評価できることを示した。ここで示した二次モーメント信頼性指標 β 、H-L 法信頼性指標 β_{HL} 、レベル III 信頼性指標 β_{III} の特徴を表 2.1 にまとめる。式 (2.8) における限界状態関数 $g(X_1, X_2, \dots, X_n)$ の確率変数が線形かつ互いに独立で、正規分布に従う場合、 β 、 β_{HL} 、 β_{III} は一致する。H-L 法信頼性指標を利用する際には、確率変数が正規分布である必要があるが、Rackwitz と Fiessler [110] が提案した正規裾野近似法を適用すると任意の確率分布を取扱えるようになる。Rackwitz-Fiessler の正規裾野近似法は、任意の確率分布について、設計点での確率分布関数の値、及び確率密度関数の値がそれぞれ等しくなるような正規分布で近似する方法である。

本研究では、限界状態からの裕度評価に H-L 法信頼性指標 β_{HL} を用い、設計点の探索には単純化修正 HL-RF 法を用いる。また、正規分布以外の分布に従う確率変数の取扱いについては、Rackwitz-Fiessler の正規裾野近似法を適用する。以後、本研究では、H-L 法信頼性指標のことを信頼性指標と呼ぶ。

表 2.1: 信頼性指標まとめ

信頼性指標	定義	特徴
β	$\beta \equiv \frac{\mu_Z}{\sigma_Z}$	分布形の情報を必要としない 最も単純な信頼性指標
β_{HL}	標準正規空間上における原点から限界状態曲面までの最短距離	確率変数が互いに独立で正規分布に従う場合に適用。限界状態を設計点で一次近似。
β_{III}	$\beta_{III} \equiv -\Phi^{-1}(P_f)$ 破損確率 P_f はモンテカルル口法などの数値計算で算出。	確率変数の分布形状情報を含む信頼性指標。計算負荷大。

2.3 感度解析手法

2.2 では、信頼性指標の定義とその求め方を示した。実際の問題の限界状態関数は多次元、かつ非線形関数となるが、全ての確率変数の確率特性を得ることは困難であり、多く

の場合，経験的にばらつきが小さいと考えられる変数は定数として取扱われる．本研究では，どの変数を確率変数として取扱い，どの変数を定数として取り扱うかを合理的に判断するための定量的指標として感度解析を導入する．本節では，信頼性評価における感度の種類，及び β_{HL} を解析するときに算出される単位法線ベクトル α と感度の関係について明確にする．

2.3.1 定義

破損確率 P_f が，不確実性を含む主要な変数 X_1, X_2, \dots, X_n の関数として，

$$P_f = P_f(X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (2.17)$$

と表されると考えたとき，次の3つの感度を定義する．

$$\eta_i = \frac{\partial P_f}{\partial X_i} \quad \text{物理的感度} \quad (2.18)$$

$$\frac{\partial P_f}{\partial X_i} \frac{\sigma_{X_i}}{\sigma_{P_f}} = \eta_i \frac{\sigma_{X_i}}{\sigma_{P_f}} \quad \text{確率的感度} \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial P_f}{\partial X_i} \frac{\bar{X}_i}{\bar{P}_f} = \eta_i \frac{\bar{X}_i}{\bar{P}_f} \quad \text{変動率感度} \quad (2.20)$$

ここで， σ_{P_f} は破損確率の標準偏差， σ_{X_i} は各確率変数の標準偏差， \bar{P}_f は破損確率の平均， \bar{X}_i は各確率変数の平均である．

物理的感度とは，破損確率 P_f のそれぞれの確率変数に対する勾配である．破損確率に対して，それぞれの確率変数を与える影響を直接的に表現することができる一方で，変数の確率特性が考慮されていないので，物理的感度によって，どの変数を定数として確率変数として取扱うかの判断には用いることはできない．

確率的感度，変動率感度は，変数の確率特性を考慮した感度である．確率的感度は，破損確率 P_f ，確率変数 X_i をそれぞれの標準偏差で正規化した感度であり，変動率感度はそれぞれの平均で正規化した感度である．

2.3.2 感度の算出

一般の問題に対しては，次の式にしたがって物理的感度が計算される．

$$\frac{\partial P_f}{\partial X_i} = \frac{P_f(\bar{X}_1, \bar{X}_2, \dots, \bar{X}_i + \Delta X_i, \dots, \bar{X}_n) - \bar{P}_f}{\Delta X_i} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (2.21)$$

又は,

$$\frac{\partial P_f}{\partial X_i} = \frac{P_f(\bar{X}_1, \bar{X}_2, \dots, \bar{X}_i + \Delta X_i, \dots, \bar{X}_n) - P_f(\bar{X}_1, \bar{X}_2, \dots, \bar{X}_i - \Delta X_i, \dots, \bar{X}_n)}{2\Delta X_i} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (2.22)$$

実際には, \bar{X}_i 付近でいくつかの X_i の値について P_f を計算し直線近似を行ってその傾斜を用いる [72].

式 (2.21), 又は式 (2.22) のように直接的に感度を求める方法の他に, 信頼性指標 β_{HL} の算定に関連した, 設計点における限界状態関数の法線ベクトル α から感度を得る方法について考える. 以下, 式 (2.18), 式 (2.19), 式 (2.20) で定義した3つの感度と α の関係について考察する.

図 2.3 に示したように, 信頼性指標 β_{HL} の設計点 x'^* における標準正規空間上での勾配と $-\alpha$ は一致する.

$$\frac{\partial \beta_{HL}}{\partial X'_i}(x'^*) = -\alpha_i \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (2.23)$$

また, 信頼性指標 β_{HL} と破損確率 P_f には, 近似的に $P_f = \Phi(-\beta_{HL})$ の関係があるとするとき,

$$\frac{\partial P_f}{\partial X'_i} = -\phi(\beta_{HL}) \frac{\partial \beta_{HL}}{\partial X'_i} \quad (2.24)$$

が成り立つ. ここで, $\Phi(\)$ は標準正規累積分布, $\phi(\)$ は標準正規確率密度関数である. したがって, 破損確率の設計点における標準正規空間上での勾配と α は次のような関係となる.

$$\frac{\partial P_f}{\partial X'_i}(x'^*) = \phi(\beta_{HL}) \alpha_i \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (2.25)$$

式 (2.25) の左辺は標準正規空間上での破損確率の感度であり, 確率的感度に相当するものである. 式 (2.25) は, 確率的感度を求める代わりに, 設計点における限界状態関数の法線ベクトル α を用いて確率的感度の相对比较が可能であることを示している. ここで, 確率変数の平均 μ_{X_i} の微小変化と, 標準正規空間上における X'_i の微小変化の関係について, 式 (2.10) から,

$$\Delta X'_i = -\frac{\Delta \mu_{X_i}}{\sigma_{X_i}} \quad (2.26)$$

が成り立つ. したがって, 式 (2.25) 左辺は,

$$\frac{\partial P_f}{\partial X'_i} \Rightarrow \frac{\partial P_f}{\partial \mu_{X_i}} \frac{1}{\frac{\Delta X'_i}{\Delta \mu_{X_i}}} \Rightarrow -\sigma_{X_i} \frac{\partial P_f}{\partial \mu_{X_i}} \quad (2.27)$$

となり、式(2.25)は次式のように表される。

$$\sigma_{X_i} \frac{\partial P_f}{\partial \mu_{X_i}} = -\phi(\beta_{HL})\alpha_i \quad (2.28)$$

荷重・耐力モデル $g = R - L$ では、標準偏差一定の条件で、荷重パラメータの平均が上昇すると破損確率は上がり、耐力パラメータの平均が上昇すると破損確率は下がる。式(2.28)から、 $-\alpha_i$ が負となるパラメータは耐力パラメータ、 $-\alpha_i$ が正となるパラメータは荷重パラメータとなることが分かる。一般に、限界状態関数は $g = R - L$ のように荷重パラメータと耐力パラメータが明確に線形分離されているものは少ない。この場合、 $-\alpha_i$ の符号の評価によって荷重パラメータと耐力パラメータの分類が可能となる。

これまでの考察をまとめると、標準正規空間上の最適化問題を解くことによって得られる設計点ベクトル x'^* は、その大きさで信頼性指標 β_{HL} を、ベクトルの方向で相対的な確率的感度を、ベクトルの各成分の符号で荷重、又は耐力パラメータの判断基準を示す。設計点ベクトル x'^* の解析によって、当該構造物の破損確率評価だけでなく、その問題の特徴を明確にすることができる。本研究では、 $-\alpha_i$ のことを各確率変数 X_i の感度と呼ぶ。

2.4 感度解析を適用した簡易評価手法の提案

限界状態関数導出の手順

設計点ベクトル x'^* の解析に基づいた確率的感度を用いて、簡易的に破損確率を評価する手法を提案する。手法の手順を図2.4に示す。同手法は、感度解析によって合理的に確率変数の数を減らした限界状態関数を導出するものである。

1) 限界状態の定義

最初に対象物の限界状態を定義する。供用適性評価では、図1.2における3)に相当する。

2) 全ての変数を確率変数とした破損確率 P_{f1} の計算

全ての変数を確率変数として破損確率 P_{f1} を算出する。一般に、全ての確率変数の確率特性を得ることは困難である場合が多い。ここでは、文献やエンジニアリングジャッジによって確率特性を仮に与える。

3) 感度解析の実施

設計点ベクトル x'^* の解析に基づいて、相対的な確率的感度を得る。

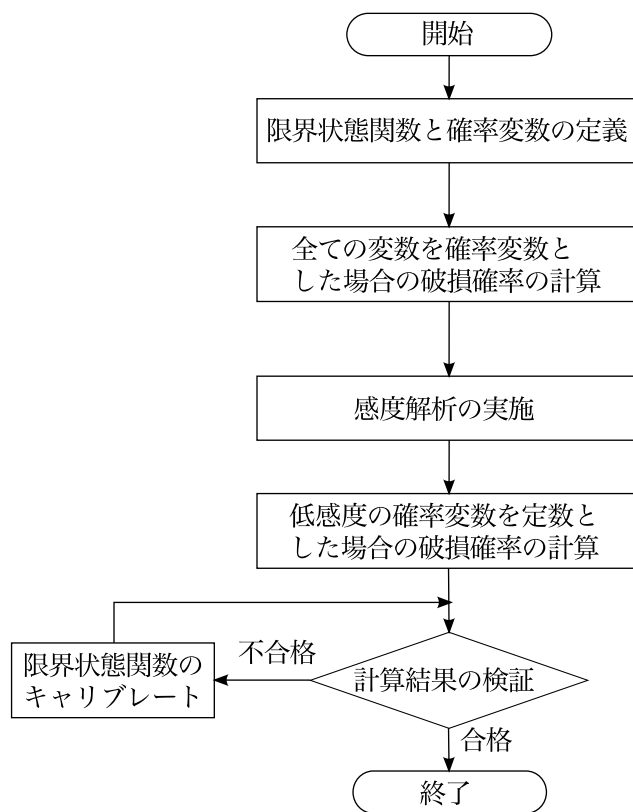


図 2.4: 信頼性評価手法の手順

4) 低感度変数を定数とした破損確率 P_{f2} の計算

感度解析の結果、感度の低い変数を定数に置き換え破損確率 P_{f2} を計算する。具体的には、2) で定めた平均と標準偏差の内、標準偏差を0とおいて計算する。

5) P_{f1} と P_{f2} の比較検証

本来、ばらつきを持つものに対し、標準偏差を0として取り扱ったので、評価点、すなわち評価する確率変数の平均の組合せが同じであれば、 P_{f2} は P_{f1} よりも小さくなる。ただし、破損確率への影響が少ない、すなわち感度の低い変数であれば定数として取り扱っても、 P_{f1} と P_{f2} の差は小さくなる。

6) 修正係数を導入した限界状態関数に基づく破損確率 P_{f3} の計算

保守的な結果を簡易に得るために、限界状態関数に乗ずる修正係数を導入する。本研究では、破壊圧力と運転圧力の差の形で限界状態関数を表現し、破壊圧力の項に修正係数を乗ずる。修正係数を導入した限界状態関数に対して、感度の低い確率変数を定数としたときの破損確率 P_{f3} を計算する。

7) 修正係数の決定

変数を取りうる値域で、いずれの場合でも P_{f3} が、本来の破損確率 P_{f1} 以下となるように修正係数を調整する。

最終的に得られる修正係数を含む限界状態関数は、確率変数として取扱う変数の決定に感度解析が用いられており、客観的指標によって限界状態関数を導出している。また、修正係数を定めることによって、対象とする値域において、本来の破損確率 P_{f1} を満足することを保証する。

2.5 減肉を有する円筒圧力容器の供用適性評価への適用

図2.4に示した手法にしたがい、化学プラント圧力設備に発生する保温材下腐食を対象とした減肉評価に適用し、同評価において、感度の小さい確率変数を合理的に定数として取扱った限界状態関数を導く。

2.5.1 限界状態の定義

限界状態を内圧による破壊とし、式(2.29)のように表現する。荷重・耐力モデルにおける荷重の項には運転圧力 P_{applied} を定義し、耐力の項には容器の内圧による破壊圧力 P_{bc} を定義した。

$$g = P_{\text{bc}} - P_{\text{applied}} \quad (2.29)$$

破壊圧力の計算には次の手法を用いる。API 579-1/ASME FFS-1 Part 5 では、減肉を有する圧力設備の継続供用性を評価する指標として、残存強度係数 (Remaining Strength Factor, RSF) という概念を導入している。RSF は次のように定義される。

$$RSF = \frac{L_{\text{DC}}}{L_{\text{UC}}} \quad (2.30)$$

ここで、 L_{DC} は減肉を有する部位の塑性崩壊荷重を示し、 L_{UC} は健全な部位の塑性崩壊荷重を示す。Osage らは [65]、RSF を用いて減肉を有する円筒容器の破壊圧力を求める手法を次のように示した。

$$P_{\text{bc}} = RSF \cdot P_{\text{bi}} \quad (2.31)$$

ここで、 P_{bi} は健全な円筒容器の破壊圧力である。Svenson は [18]、円筒容器の破壊圧力推定式を次式のように提案した。

$$P_{\text{bi}} = \left(\frac{e}{n}\right)^n \left(\frac{0.25}{n + 0.227}\right) \ln\left(1 + \frac{2t_c}{D}\right) \sigma_u \quad (2.32)$$

ここで、 D は容器の内径、 t_c は評価に用いる容器の厚さ、 n は加工硬化指数、 σ_u は引張強さである。Janelle ら [19] は、提案されている様々な RSF の計算式について、式(2.31)、及び式(2.32)を用いて、減肉を有する円筒容器のバースト試験の結果と比較することで RSF 式の妥当性を検証した。

API 579-1/ASME FFS-1 Part 5 [15] に基づいた RSF の算出方法を次に示す。RSF は円筒容器形状と減肉形状の特性値によって算出される。実際の減肉形状は表面に凹凸があり複雑な形状をしているが、工学的に計算が可能なようにモデル化を行う。本章では減肉形状を長手方向断面に射影して、減肉部を包含する矩形形状にモデル化したものを考える。この他に、内圧による塑性崩壊に対応する有効面積 (effective area) を評価する方法もある。矩形形状モデルを図 2.5 に示す。 s は減肉領域の長手方向長さ、 t_{mm} は減肉領域の最小測定厚さ、 t_{rd} は健全な容器の厚さである。なお、 t_{mm} 、 t_{rd} はいずれも検査時点での厚さを示

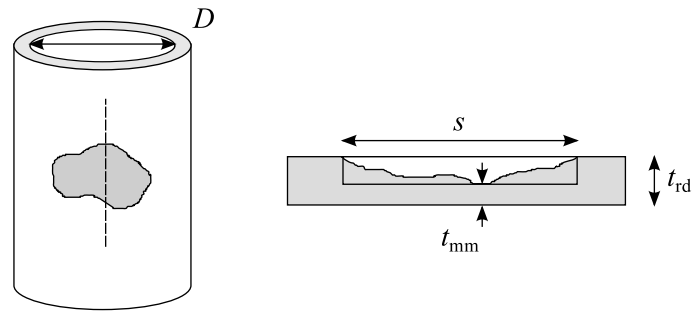


図 2.5: 長手方向断面減肉モデル

す。供用適性評価では、次回検査時期までの健全性を評価するので、次回検査までに見込む腐れ代として将来腐れ代 (Future corrosion allowance, FCA) を設定する。FCA は次のように定義する。

$$FCA = C_v \cdot T_i \quad (2.33)$$

ここで、 C_v は減肉速度、 T_i は検査時から次回検査までの期間である。一般に、減肉速度はこれまでの厚さ測定データや、類似機器の減肉速度、文献データに基づいて定める。本研究では保温材下腐食の減肉速度データを、文献データに基づいて定める。

RSF は、減肉部の厚さに関する無次元値 R_t と、減肉部の長手方向長さに関する無次元値 λ から求める。 R_t を残存厚さ比、 λ をシェルパラメータと呼ぶ。残存厚さ比、シェルパラメータはそれぞれ次式で与えられる。

$$R_t = \frac{t_{mm} - FCA}{t_c} \quad (2.34)$$

$$\lambda = \frac{1.285 s}{\sqrt{D} \cdot t_c} \quad (2.35)$$

ここで、 t_c は、

$$t_c = t_{rd} - FCA \quad (2.36)$$

である。RSF は次のように算出する。

$$RSF = \frac{R_t}{1 - \frac{1 - R_t}{M_t}} \quad (2.37)$$

ここで、 M_t は、Bulging factor、又は Folias factor と呼ばれる形状係数で、円筒容器の場合、

次のように算出される．

$$\begin{aligned}
 M_t = & 1.0010 - 0.014195\lambda + 0.29090\lambda^2 - 0.096420\lambda^3 + \\
 & 0.020890\lambda^4 - 0.0030540\lambda^5 + 2.9570(10^{-4})\lambda^6 \\
 & -1.8462(10^{-5})\lambda^7 + 7.1553(10^{-7})\lambda^8 - \\
 & 1.531(10^{-8})\lambda^9 + 1.4656(10^{-10})\lambda^{10}
 \end{aligned} \tag{2.38}$$

これまでに示した破壊圧力推定式に基づく限界状態関数の各変数は、ばらつきを持っている．限界状態関数の変数と、ばらつきの要因の例についてまとめたものを表 2.2 に示す．式 (2.29) で示した限界状態関数は、表 2.2 に示したように、8 つの確率変数を持つ．ここで次回検査時までの期間 T_i については、評価者によって決定論的に与えるものとする．これらの変数の確率特性について、統計的データが十分でない場合もあり、全ての確率変数の確率特性を与えることは容易ではない．本研究では、感度解析によってどの変数を近似的に定数として取り扱うかの判断指標を与える．

表 2.2: 限界状態関数の変数とばらつきの要因

変数	ばらつきの要因の例
運転圧力 P_{applied}	運転条件の変動
引張強さ σ_u	材料組成のばらつき, 熱処理のばらつき
加工硬化指数 n	材料組成のばらつき, 熱処理のばらつき
内径 D	形状の交差
健全部の厚さ t_{rd}	形状の交差, 検査精度
減肉速度 C_v	環境, 材質, 表面状態
減肉領域の長手方向長さ s	検査精度
減肉領域の最小厚さ t_{mm}	検査精度
次回検査次期までの期間 T_i	評価者によって確定値を与える

2.5.2 全ての変数を確率変数とした場合の破損確率 P_{fl} 算出

最初に、全ての変数を確率変数として取扱った場合の破損確率 P_{fl} を算出する．破損確率算出のために本研究で与えた確率特性を表 2.3 に示す．設備の形状、及び材料の機械的

特性の平均は設計における安全係数が引張強さに対して4となる一般的な圧力設備である。

表 2.3: P_f 算出のための確率特性

変数	平均	標準偏差	変動係数	分布形状
P_{applied}	1.08[MPa]	-	0.03	Type I
σ_u	400[MPa]	-	0.06	Normal
n	0.2	-	0.06	Normal
D	2400[mm]	-	0.03	Normal
t_{rd}	13[mm]	-	0.03	Normal
C_v	0.12[mm/y]	0.10[mm/y]	-	Type I
s	68.7 to 1374.6[mm]	-	0.05	Normal
t_{mm}	5.2 to 11.7[mm]	0.4[mm]	-	Normal
T_i	6[years]	-	-	-

与えた確率特性の内、減肉速度については、Kuriharaら [106] が実際の検査データを用いて保温材下腐食の減肉速度の確率特性を検討している。Kuriharaらは保温材下腐食の減肉速度が、第一種の最大値分布 (Gumbel 分布) にしたがうことを示した。Gumbel 分布の累積分布関数を次に示す。

$$F_{Y_n} = \exp \left[-\exp \left[-\frac{y_n - u_n}{\eta_n} \right] \right] \quad (2.39)$$

ここで、 u_n は位置パラメータ、 η_n は尺度パラメータである。Kuriharaらは、石油化学プラントの一般的な塔のシェルで発見された保温材下腐食の減肉速度を調査し、これらのパラメータが $u_n = 0.0725$ 、 $\eta_n = 0.0775$ となることを示した。本研究では、減肉速度の確率特性に Kuriharaらが示した特性値を用いる。減肉速度の平均と標準偏差は次のようになる。

$$C_v^{\text{mean}} = u_n + 0.5772\eta_n \approx 0.12[\text{mm/y}] \quad (2.40)$$

$$C_v^{\text{StD}} = \frac{\pi\eta_n}{\sqrt{6}} \approx 0.10[\text{mm/y}] \quad (2.41)$$

減肉領域の最小厚さ t_{mm} の標準偏差は検査精度に依存する。本研究では、検査法に超音波厚さ測定を用いることとし、検査精度について、実際の厚さは信頼水準 80% で検査結果

の $\pm 0.5\text{mm}$ の範囲にあるとする。検査精度から、減肉部の厚さの確率特性を求める手法は DNV RP F101 [76] に示されている。DNV RP F101 では、検査精度と信頼水準から標準偏差を求める表が用意されている。標準偏差は次式で求める。

$$\begin{aligned} \text{Standard Deviation} &= \frac{\text{Size Accuracy}}{\Phi^{-1}\left(0.5 + \frac{\text{Confidence Level}}{2}\right)} \\ &\Rightarrow \frac{0.5}{\Phi^{-1}\left(0.5 + \frac{0.8}{2}\right)} \\ &\Rightarrow 0.39 \approx 0.4[\text{mm}] \end{aligned} \quad (2.42)$$

ここで、 $\Phi^{-1}(\cdot)$ は標準正規累積分布関数の逆関数である。

減肉速度と減肉領域の最小厚さ以外の確率変数について、その確率特性は規格 [76] やエンジニアリングジャッジで定めた。感度解析はこれらの確率特性の検証にも用いることができる。

前節で示した一次近似信頼性手法に基づいて信頼性指標を求めた結果から、様々な減肉形状について破損確率のコンター図を描いたものを図 2.6 に示す。図 2.6 の横軸 λ^{mean} 、縦軸は R_t^{mean} はそれぞれ式 (2.43) と式 (2.44) で示した値で R_t 、 λ の平均である。

$$\lambda^{\text{mean}} = \frac{1.285 s^{\text{mean}}}{\sqrt{D^{\text{mean}} \cdot t_c^{\text{mean}}}} \quad (2.43)$$

$$R_t^{\text{mean}} = \frac{t_{\text{mm}}^{\text{mean}} - C_v^{\text{mean}} \cdot T_i}{t_c^{\text{mean}}} \quad (2.44)$$

図 2.6 で示すように、目標信頼性によって許容減肉量を調整でき、目標信頼性指標が小さい、すなわち目標とする破損確率が大い場合は深い減肉を許容できるようになる。

2.5.3 感度解析の実施

先に表 2.3 に示した条件にしたがい、全ての変数を確率変数とした場合の信頼性指標を求めた。次に、信頼性指標を求めた際の設計点ベクトル x'^* に基づいて、感度解析を実施する。本研究で定義した減肉を有する圧力設備の限界状態関数において、運転圧力、引張強さ、加工硬化指数、内径、健全部の厚さ、減肉速度、減肉部の最小厚さ、減肉部の長手

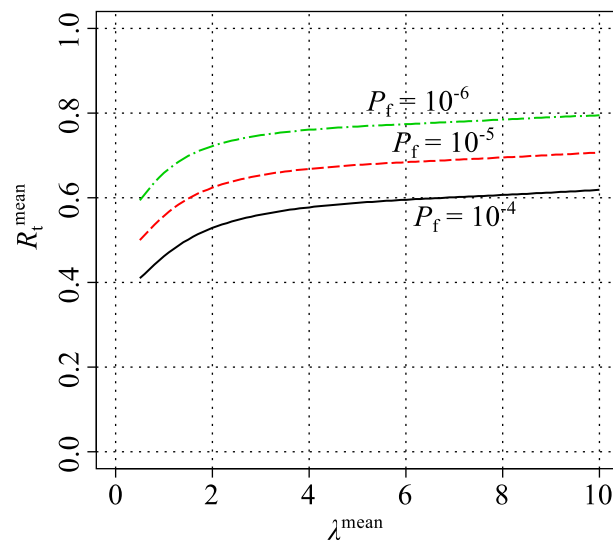


図 2.6: 全ての変数を確率変数とおいた場合の破損確率評価線図

方向長さの 8 つの確率変数の感度を評価する．破損確率線図上の感度を，シェルパラメータの平均 λ_{mean} で整理した結果を図 2.7，図 2.8，図 2.9 に示す．

感度解析結果から次のことが明らかになった．

1. 表 2.3 のように与えた化学プラント圧力設備に発生する保温材下腐食を対象とした減肉評価の条件では，感度が高く破損確率に最も影響を与える変数は減肉速度 C_v であった．次に感度が高い変数は減肉部の最小厚さ t_{mm} であった．
2. 減肉速度 C_v ，減肉部の最小厚さ t_{mm} 以外の確率変数は，どの変数も感度が小さく 0 に近かった．
3. 各確率変数の感度は，破損確率 P_{fl} が， 1×10^{-4} から 1×10^{-6} の範囲で，変化が小さかった．

感度解析の結果は，表 2.3 に示した化学プラント圧力設備に発生する保温材下腐食を対象とした減肉評価の条件では，減肉速度が最も破損確率に影響を与え，次に減肉部の最小測定厚さが影響を与えることを示している．したがって，今回与えた条件では，減肉速度と減肉部の厚さについて正確な確率特性が必要である．感度解析によって，減肉速度と減肉部の厚さ以外の変数は破損確率に対する感度が低いことが定量的に示されたので，感度が低いこれらの変数を定数として取扱う．このように，感度解析は，限界状態関数上の変数を確率変数として取扱うか，定数として取扱うかの定量的な判断指標を与える．言い換

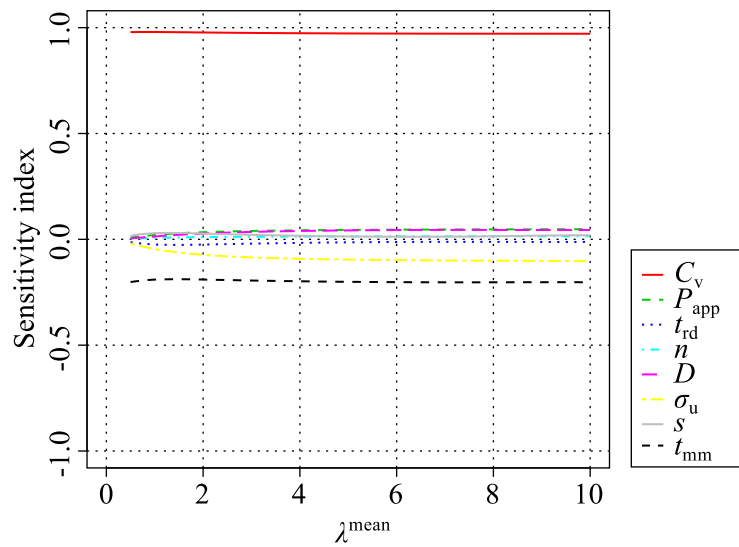


図 2.7: 感度解析結果 : $P_{f1} = 1 \times 10^{-4}$

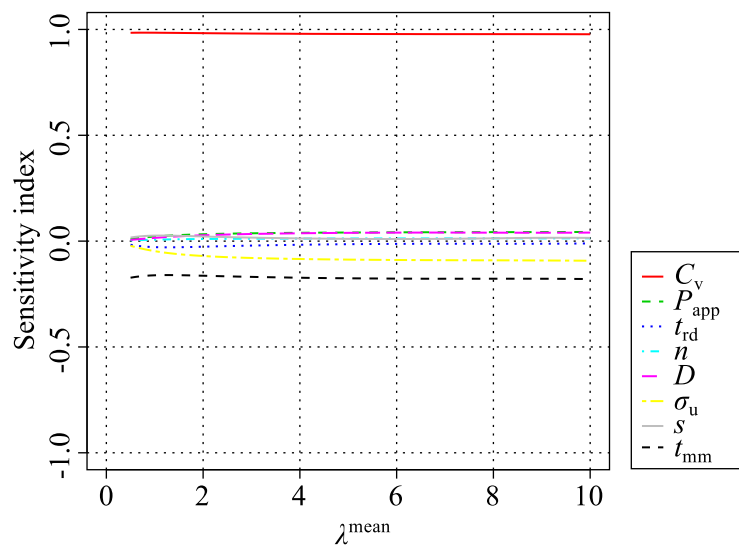


図 2.8: 感度解析結果 : $P_{f1} = 1 \times 10^{-5}$

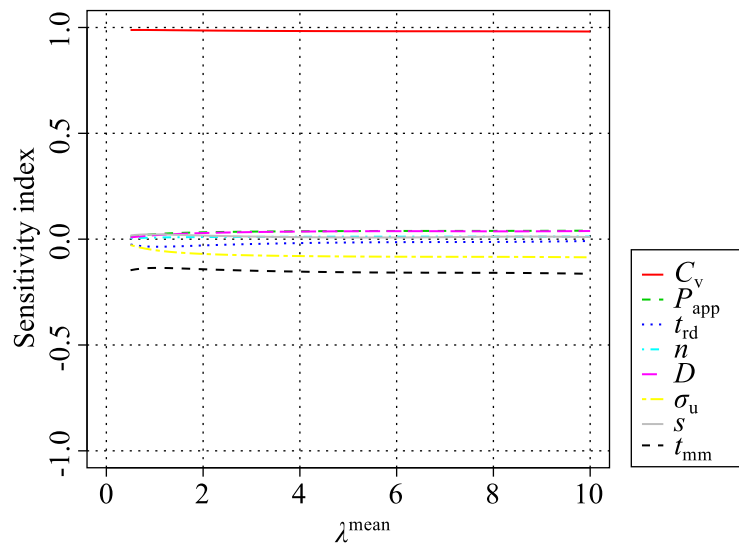


図 2.9: 感度解析結果 : $P_{f1} = 1 \times 10^{-6}$

えると、確率特性を得るための実データの収集が必要な変数と、そうではない変数の識別に用いることができる。

2.5.4 低感度変数を定数とした破損確率 P_{f2} の計算

低感度変数を定数とした場合の破損確率 P_{f2} を計算する。各確率変数の確率特性を表 2.4 に示す。表 2.4 に基づいて破損確率 P_{f2} が 1×10^{-6} の場合のコンター図を図 2.10 に示す。図 2.10 と P_{f1} に基づいた図 2.6 はほぼ同じ値を取っており、これは定数とした変数の破損確率への影響が小さいためである。

表 2.4: 低感度変数を定数とした限界状態関数の確率特性

変数	平均	標準偏差	変動係数	分布
C_v	0.12[mm/y]	0.10[mm/y]	-	Type I
t_{mm}	5.2 to 11.7[mm]	0.4[mm]	-	Normal
$P_{applied}$	1.08[MPa]	-	-	-
σ_u	400[MPa]	-	-	-
n	0.2	-	-	-
D	2400[mm]	-	-	-
t_{rd}	13[mm]	-	-	-
s	68.7 to 1374.6[mm]	-	-	-
T_i	6[years]	-	-	-

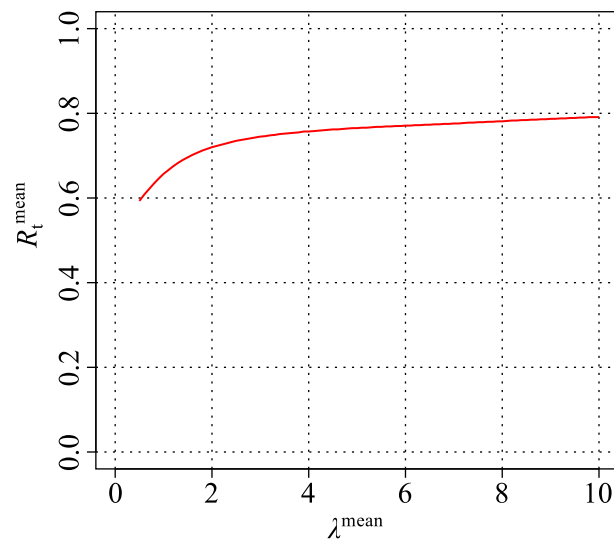


図 2.10: 等破損確率線図, $P_{f2} = 1 \times 10^{-6}$ (C_v と t_{mm} を確率変数として取扱った場合)

2.5.5 P_{f1} と P_{f2} の比較検証

低感度変数を定数として取扱ったモデルは、確率変数の数が最小限のモデルになっており、確率計算が容易になる。この結果を検証するために次の2つのケーススタディを行う。

Case 1 図 2.10 上における $P_{f2} = 1 \times 10^{-6}$ 一定の線上の条件で、表 2.3 で示した変数の条件を用いた破損確率 P_{f1} を算出する。

Case 2 図 2.10 上における $P_{f2} = 1 \times 10^{-6}$ 一定の線上の条件で、各変数の変動係数が非常に高い条件の破損確率 P_{fv} を算出する。

Case 1, 及び Case 2 では $\lambda^{\text{mean}} = 1.0$, $\lambda^{\text{mean}} = 5.0$, $\lambda^{\text{mean}} = 10.0$ における図 2.10 上の点で検証を行う。また、Case 2 において設定する変動係数を表 2.5 に示す。

表 2.5: 検証 Case 2 で使用する確率特性

変数	平均	標準偏差	変動係数	分布
C_v	0.12[mm/y]	0.10[mm/y]	-	Type I
t_{mm}	5.2 to 11.7[mm]	0.4[mm]	-	Normal
P_{applied}	1.08[MPa]	-	0.1	-
σ_u	400[MPa]	-	0.1	-
n	0.2	-	0.1	-
D	2400[mm]	-	0.1	-
t_{rd}	13[mm]	-	0.1	-
s	68.7 to 1374.6[mm]	-	0.1	-
T_i	6[years]	-	-	-

検証結果を表 2.6 に示す。低感度の確率変数を定数とおいた場合の破損確率 P_{f2} は、減肉形状の平均が同じである場合、全ての変数を確率変数とおいた場合の破損確率 P_{f1} よりも大きくなる。一方、表 2.6 に示したように、 P_{f1} と P_{f2} の差は微小であり、これは P_{f2} の算出において低感度の変数のみ定数としたためである。 P_{fv} は、 P_{f1} の算出において定数とした変数が、仮にばらつきの大きい確率変数だった場合の確率について検証したものである。変動係数が大きい場合でも、破損確率に対して低感度の変数であるために、破損確率のオーダーが変わるような変化が認められなかった。

表 2.6: 検証結果

シェルパラメータ λ^{mean}	残存厚さ比 R_t^{mean}	P_{f1}	P_{f2}	P_{fv}
1.0	0.65	1.04×10^{-6}	1.0×10^{-6}	1.57×10^{-6}
5.0	0.76	1.08×10^{-6}	1.0×10^{-6}	1.94×10^{-6}
10.0	0.79	1.09×10^{-6}	1.0×10^{-6}	1.99×10^{-6}

P_{f1} : 全ての変数を確率変数とおいた場合の破損確率．条件は表 2.3 参照．

P_{f2} : 低感度の確率変数を定数とおいた場合の破損確率．条件は表 2.4 参照．

P_{fv} : 変動係数が非常に高い場合の破損確率．条件は表 2.5 参照．

2.5.6 修正係数を導入した限界状態関数に基づく破損確率 P_{f3} の計算

同じ減肉形状において、 P_{f1} と P_{f2} の比較によって、低感度変数を定数とした限界状態関数の妥当性を示した。しかし、その差は小さいとはいえ、 P_{f1} よりも P_{f2} の方が本質的に破損確率が小さくなり、低感度変数を定数とした評価は、実際の破損確率よりも保守的な結果とならない。また、 P_{f1} の算出で与えた各確率変数の確率特性は、エンジニアリングジャッジによって与えた変数もあることから、低感度変数を定数とした評価では、表 2.7 のように変動係数が十分に大きい場合の破損確率 P_{fv} と比較して保守的な結果が得られるようにすることが望ましい。

本研究では、低感度変数を定数とした破損確率評価が、 P_{fv} よりも保守的な結果になるように限界状態関数に修正係数を与えるモデルを提案する。修正係数を導入した限界状態関数を次に示す。

$$g_m = \frac{P_{bc}}{X_m} - P_{applied} \quad (2.45)$$

ここで、 X_m が限界状態関数に与える修正係数である。式 (2.45) による破損確率評価では、感度解析の結果、定数として取扱う変数を選定した表 2.4 の確率特性を用いる。本研究では、最初に X_m の値を適当に定め、式 (2.45) の限界状態関数と、表 2.4 の確率特性を用いて破損確率 P_{f3} を求める。次に、これまでと同様に P_{f3} が一定値を示す評価線図を作成する。検証では、 P_{f3} 一定上の減肉形状において、オリジナルの限界状態関数である式 (2.29) と、高い変動係数を持つ確率変数の組合せ (表 2.5) によって求めた破損確率 P_{fv} との比較

を行う。その結果から、

$$P_{f3} < P_{fv} \quad (2.46)$$

となる最小の X_m を探索する。

2.5.7 修正係数の決定

X_m の探索の結果、 $X_m = 1.2$ のときに式 (2.46) を満足することが分かった。 $X_m = 1.2$ の場合の、 $P_{f3} = 1.0 \times 10^{-6}$ の破損確率評価線図を図 2.11 に示す。また、 P_{fv} を比較した結果を表 2.7 に示す。

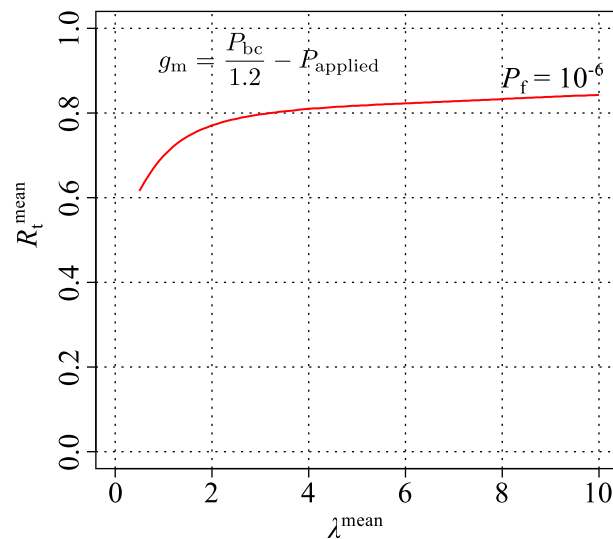


図 2.11: 修正限界状態関数モデルを用いた破損確率評価線図, $X_m = 1.2$

表 2.7: 検証結果 (修正限界状態関数モデル $X_m = 1.2$)

シェルパラメータ λ^{mean}	残存厚さ比 R_t^{mean}	P_{f3}	P_{fv}
1.0	0.69	1.0×10^{-6}	7.43×10^{-7}
5.0	0.81	1.0×10^{-6}	5.51×10^{-7}
10.0	0.84	1.0×10^{-6}	5.29×10^{-7}

P_{f3} : 低感度の確率変数を定数とおき修正係数を導入した場合の破損確率。

P_{fv} : オリジナルの限界状態関数で、変動係数が非常に高い場合の破損確率。

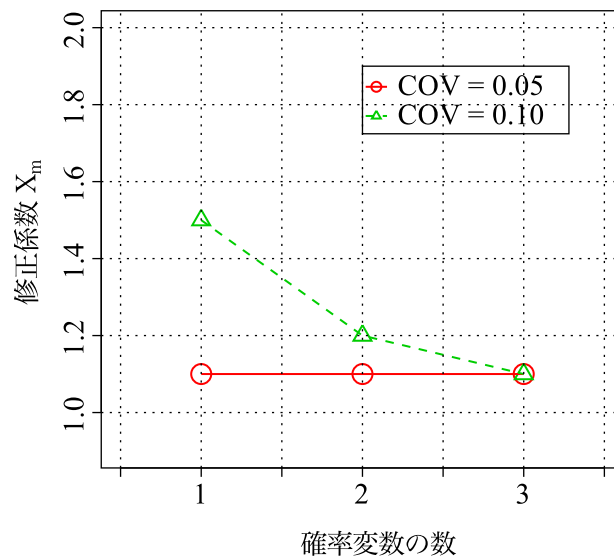
検証の結果、修正係数を導入した図 2.11 の破損確率評価線図は、感度の高い減肉速度と

減肉部の厚さの2変数のみを確率変数として取扱って簡素化しているが、オリジナルの限界状態関数において定数とした変数が仮に高い変動係数を持っていたとしても、目標とする破損確率 (1.0×10^{-6}) を満足している線図であることが示された。

2.6 考察

化学プラント圧力設備に発生する保温材下腐食を対象とした減肉評価に対する限界状態関数の導出について、修正係数 X_m は、確率変数の数と、修正係数決定の際に低感度確率変数に与えた変動係数に依存する。ここで、目標破損確率が 1×10^{-6} の場合に、確率変数として取扱う変数の数を1から3まで変化させた場合と、低感度確率変数に与えた変動係数を0.05, 0.1とした場合とで修正係数がどのように変化するか解析した結果を図2.12に示す。低感度確率変数に与える変動係数が0.05の場合、確率変数の数に関わらず修正係数は1.1となる。一方で、変動係数を0.1とした場合では、確率変数の数を3, 2, 1と変化させるにつれて、修正係数も1.1, 1.2, 1.5と変化する。確率変数の数を多くすると評価は煩雑になるが、その分、修正係数を小さいまま評価ができ、より大きな減肉を許容できるようになる。一方で、確率変数の数を少なくすると評価は容易になるが、修正係数が大きくなり目標とする信頼性を満足する減肉形状の範囲が狭くなることが分かる。

提案した感度解析に基づく限界状態関数の導出手法は一般的な問題にも適用可能であるが、修正係数の決め方は、限界状態関数の形やそれぞれの確率変数の確率特性に依存する。それに加え、以上の考察で示したように、採用する確率特性の数と、低感度確率変数に仮に与える変動係数にも修正係数は依存する。対象とする構造物の信頼性評価の特徴、目的(煩雑な評価を実施しても許容させる範囲を増やしたいか、又は許容される範囲を狭くしてもよいから、評価をできるだけ簡便にしたいか)を踏まえ、感度解析結果に基づいて限界状態関数を導出することが考えられる。確率変数の数と修正係数の関係から、確率変数の数を0にして、本研究で定義した修正係数(耐力側に乗じる安全係数)だけで安全性を担保するのが決定論的手法とも言える。

図 2.12: 確率変数の数, 及び変動係数と修正係数 X_m の関係

2.7 結言

本章では, 本研究で用いる信頼性解析手法について解説し, 同手法をより簡易に導入するために, 確率変数として取り扱う変数の選択について, 感度解析を用いて客観的に評価する手法を提案した. また提案した手法を, 化学プラント圧力設備に発生する保温材下腐食を対象とした減肉評価に適用した. その結果, 次の知見を得た.

1. 一次信頼性手法について, 信頼性指標の定義を中心に整理し, 標準正規空間上における H-L 法信頼性指標 β_{HL} と, 確率的感度の関係を明らかにした. β_{HL} は確率的感度を相対的に示すものであり, β_{HL} を評価することによって, その破損確率や, 確率的感度, 各確率変数の荷重・耐力特性が明らかになることを示した.
2. 化学プラント圧力設備に発生する保温材下腐食を対象とした減肉評価手法に対し, 過去の減肉速度データなどを与え感度解析を適用した結果, 本研究で与えた一般的な圧力設備の条件では減肉速度と減肉部の最小厚さ測定値が, より破損確率に影響を与えることを明らかにした.
3. 過去の減肉速度データなどに基づいて感度解析を行った結果から, 減肉速度と減肉部の最小厚さ測定値を確率変数として採用し, 目標とする破損確率を修正係数により保証した限界状態関数を導出した.

4. 高感度確率変数と修正係数を考慮した限界状態関数を用いて、保温材下腐食を対象とする、容易に評価が可能な等破損確率評価線図を提案した。

第3章 減肉配管の厚さ測定結果の確率特性 調査

3.1 緒言

減肉評価を取扱った代表的な FFS 規格である API 579-1/ASME FFS-1 Part 5 [15] や、BS7910 Annex G [111] では、継続供用の判断に決定論的手法が採用されており、一律の安全係数によって継続供用の可否判断が行われる。決定論的手法は、評価が簡便な反面、安全係数が設備の重要度や検査精度によらず一定であるため、継続供用、又は補修、取替えの判断において合理性を欠くという問題点がある。この問題に対し、確率論的手法(信頼性手法)の適用が考えられる。信頼性手法の適用により、安全裕度の根拠が明確になり、設備の重要度や検査の有効性を考慮した合理的な評価が可能となる。最上ら [66] は、一般圧力設備の減肉評価を対象に限界状態を内圧による破壊とし、各確率変数に仮想的な確率特性を与えて信頼性解析を実施するとともに、信頼性基準に基づく減肉評価曲線を提案している。パイプラインの分野では、減肉評価規格である ASME B31G モデルをベースにした信頼性解析が行われている [59] [60] [61] [62]。

減肉評価の合理化、並びに安全裕度の明確化を目的とした信頼性解析を実機に適用するためには、圧力設備の限界状態を表す各パラメータの確率特性が明確になっている必要がある。その中でも、減肉部の厚さ測定値は重要なパラメータの一つである。これまで、供用適性評価を実施することを念頭においた厚さ測定値の統計データが無く、検査の実情に合致した厚さ測定値に関する確率特性が不明であった。そこで、(一社)日本高圧力技術協会、信頼性に基づく減肉評価専門研究委員会(略称 MLR 委員会)では、実機で発見された減肉配管を供試し、超音波法による厚さ測定を複数の検査員で実施するラウンドロビン試験を行っている。

MLR 委員会が行ったラウンドロビン試験結果は、我が国で日常的に実施されている厚さ測定を基にしたデータとなっている。測定データを分析することで厚さ測定値に関する

確率特性を求め、減肉評価の信頼性を明らかにすることは、減肉評価の合理化と、安全裕度の明確化の観点から解決しなければならない課題である。

そこで、本章では、厚さ測定値に関する確率特性を明らかにすることを目的に、MLR委員会が行ったラウンドロビン試験から得られたデータを調査し、その特徴を明確にする。調査にあたり、圧力設備の要求性能と対応する厚さ測定に関するばらつきの要因について整理する。得られた確率特性を用いて、内圧破壊に対する減肉配管の信頼性評価を実施する。

3.2 実機腐食配管を用いた厚さ測定のラウンドロビン試験

MLR委員会が実施したラウンドロビン試験の概要について示す。

3.2.1 供試材

供用適性評価に対応した厚さ測定を実施するために、石油精製、石油化学プラントで腐食減肉が発見された3本の炭素鋼製配管が供試された。減肉配管の仕様を表3.1に示す。試験体No. 1、並びにNo. 2の配管で発見された減肉は同じラインから発見された内面減肉で、設置後41年が経過したものである。内部流体に混入した腐食因子によって局部的に腐食が進行したと考えられる。試験体No. 3の配管で発見された減肉は断熱材下腐食による外面減肉で、設置後37年経過したものである。いずれの減肉配管も直管部に減肉が発生している。

表 3.1: 供試材仕様

Specimen No.	Outside diameter [mm]	Nominal Thickness [mm]	Operating time [year]	Design temperature [°C]	Design pressure [MPa]	Allowable stress [N/mm ²]
No. 1	89.1	5.5	41	80	0.68	92
No. 2	89.1	5.5	41	80	0.68	92
No. 3	165.2	7.1	37	65	4.2	92

3.2.2 厚さ測定の方法

MLR 委員会が実施したラウンドロビン試験では、API 579-1/ASME FFS-1 Part 5 Assessment of local metal loss (以下、API/ASME FFS と呼ぶ) に基づいて供試材の厚さ測定が行われた。API/ASME FFS では、供用適性評価のための減肉測定法の一つとして減肉部の厚さプロファイル (Thickness profile) を得る方法を示している。API/ASME FFS を基にした厚さプロファイルを得る手順を次に示す。

手順 1 減肉領域を設定する。内面減肉が認められた試験体 No. 1, No. 2 については、減肉領域を配管全面としている。外面減肉が認められた試験体 No. 3 については、目視で外面減肉領域を設定している。

手順 2 図 3.1 の外面減肉の例に示すように減肉の軸方向と周方向に測定線を引く。ラウンドロビン試験では、測定線の間隔を 20mm としている。試験体 No. 1, No. 3 については、各検査員が同じ測定線に基づいて厚さ測定が行われた。試験体 No. 2 については、検査員毎に測定線を引き直して厚さ検査が行われた。したがって、試験体 No. 1, No. 3 は各検査員が同じ測定線の交点を狙って厚さ測定しているが、試験体 No. 2 は各検査員が同じ測定線の交点の厚さを測定していない。

手順 3 測定線の交点を超音波厚さ計を用いて厚さ測定を行う。No. 3 の外面減肉配管については、減肉表面の凹凸のために超音波厚さ計の端子を適切に接触させることが困難な場合は、接触式のデプスゲージを使用している。

以上の手順に基づいて、供試した 3 本の試験体に対して厚さ測定が行われた。

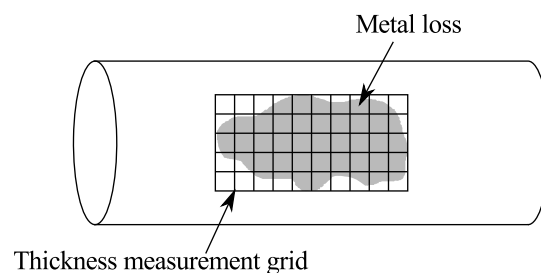


図 3.1: 厚さ測定グリッド

代表的な厚さ測定結果を図 3.2 から図 3.4 に示す。内面減肉である試験体 No. 1, No. 2 は周方向断面の特定の位置に減肉部が集中しており、腐食因子となる流体が同位置に多く流

れ込んでいたものと考えられる。外面減肉である試験体 No. 3 は、減肉部の範囲が軸方向に 200mm、周方向に 250mm であり、局部的に減肉が生じる一般的な断熱材下腐食の様相を呈していた。なお、図 3.2 から図 3.4 に示した検査結果の最小測定値はそれぞれ 2.7mm、2.0mm、3.2mm であった。

3.2.3 ラウンドロビン試験概要

ラウンドロビン試験の概要を表 3.2 に示す。ラウンドロビン試験には、合計 5 社の石油精製、石油化学事業者が参加し、内面減肉試験体の No. 1、No. 2 については 24 名の、外面減肉試験体の No. 3 については 22 名の検査員によって厚さ測定が実施された。なお、参加した全ての検査員は JIS Z 2305「非破壊試験—技術者の資格及び認証」に基づく超音波探傷試験 (UT) レベル 1 以上の非破壊検査技術者資格保有者である。試験体 No. 1、No. 2 は、周方向に 14 点、軸方向に 23 点の検査点が設けられ、一体につき 322 点の厚さが各検査員によって測定された。試験体 No. 3 は、周方向に 13 点、軸方向に 11 点の検査点が設けられ、一体につき 143 点の厚さが測定された。

表 3.2: ラウンドロビン検査の概要

	Number of inspectors	Number of inspection points	Inspection method
No. 1	24	322	UT
No. 2	24	322	UT
No. 3	22	143	UT, DG

UT, Ultrasonic thickness measurement.

DG, Depth gauge.

3.3 厚さ測定値のばらつき要因と調査項目

本研究では、ラウンドロビン試験から得られたデータを用いて、供用適性評価における厚さ測定値の確率特性を明らかにする。最初に、圧力設備の要求性能を示した上で、ばらつき要因について考察する。

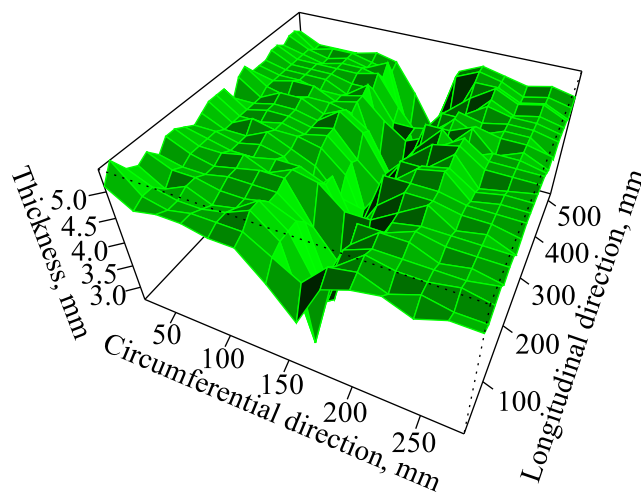


図 3.2: 試験体 No. 1 の厚さ測定結果

3.3.1 圧力設備の要求性能

減肉を有する圧力設備の要求性能として次が挙げられる。

- 耐圧性能の維持
- 内容物の漏えい防止

減肉による圧力設備の機能損失を防止するためには、残存厚さを測定して寿命中に必要な厚さを割り込まないことを確認することが必要となる。耐圧性能の維持と漏えいの防止では、以上の基本的な方針は共通しつつも、注目する減肉の範囲や代表値、限界値が異なる。このため供用適性評価を目的とした検査では、それぞれ対象とする要求性能を意識した測定を行う必要があり、結果として得られる厚さ測定値のばらつきも異なることに注意が必要である。

以下、上記の要求性能について対応する厚さ測定値のばらつき要因について整理する。

耐圧性能の限界状態と厚さ測定値のばらつき要因

本研究では、耐圧性能維持を目的とする場合、限界状態を内圧による容器の破壊とし、限界状態関数 g を次のように定義する。

$$g = P_{bc} - P_{applied} \quad (3.1)$$

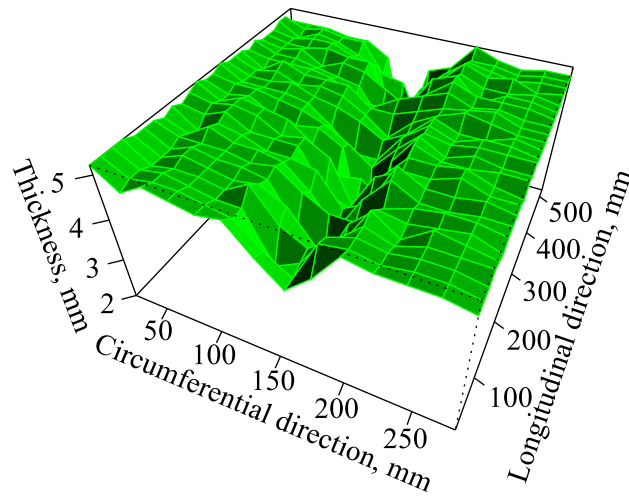


図 3.3: 試験体 No. 2 の厚さ測定結果

ここで、 P_{bc} は減肉を有する圧力設備の破壊圧力、 $P_{applied}$ は運転圧力を示す。破壊圧力の計算には次の手法を用いる。API/ASME FFS では、減肉を有する圧力設備の継続供用性を評価する指標として、残存強度係数 (Remaining Strength Factor, RSF) という概念を導入している。 RSF は次のように定義される。

$$RSF = \frac{L_{DC}}{L_{UC}} \quad (3.2)$$

ここで、 L_{DC} は減肉を有する部材の塑性崩壊荷重を示し、 L_{UC} は健全な部材の塑性崩壊荷重を示す。Osage らは [65]、 RSF を用いて減肉を有する円筒容器の破壊圧力を求める手法を次のように示した。

$$P_{bc} = RSF \cdot P_{bi} \quad (3.3)$$

ここで、 P_{bi} は健全な円筒容器の破壊圧力である。

供用適性評価では、ラウンドロビン試験の手順で示した厚さ測定の結果から残存強度係数 RSF を算定する。厚さ測定値の検査員間のばらつきは RSF のばらつきとなり、式 (3.3) から破壊圧力の推定値のばらつきとなる。したがって、確率特性の調査では、各厚さ測定結果から得られた RSF の検査員間のばらつきを調べる。

厚さ測定値に起因する RSF のばらつきには、次の要因が寄与すると考えられる。

- (1) 使用する測定機器の種別、特性、精度によるばらつき。
- (2) 検査員の測定技量によるばらつき。

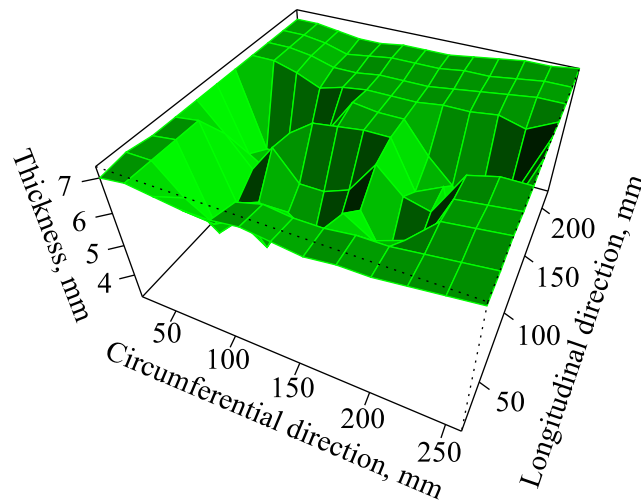


図 3.4: 試験体 No. 3 の厚さ測定結果

(3) 減肉形状や表面状態によるばらつき .

(4) 測定点数による測定厚さの平準化の効果 , 及び減肉範囲見積もり .

(1) , (2) , (3) に起因するばらつきは , 各グリッド点における測定値の検査員間のばらつきを調べることで考察する . (4) については , 残存強度係数 RSF は各測定点の平均的な厚さを考慮に入れて計算されるため , (1) から (3) に起因するばらつきがあったとしても , (4) の効果によって RSF のばらつきが小さくなることが考えられる .

耐漏えい性能の限界状態と厚さ測定値のばらつき要因

減肉範囲が十分せまく , 耐圧性能には問題がない場合でも , 残存厚さが消失すると内容物の漏えいに至る . この破損モードに対する限界状態関数は , 式 (3.4) が考えられる .

$$g = t_{\min} - t_{\lim} \quad (3.4)$$

ここで t_{\min} は , 圧力設備の全範囲に対する最小厚さ , t_{\lim} は漏えいに至る限界厚さである . 耐圧性能は , 比較的広い範囲での平均的な厚さが支配的であるのに対し , 耐漏えい性能は最小厚さが支配的となる . 最小厚さのばらつき要因には , 次の要因が起因すると考えられる .

(1) 使用する測定機器の種別 , 特性 , 精度によるばらつき .

- (2) 検査員の測定技量によるばらつき .
- (3) 減肉形状や表面状態によるばらつき .
- (4) 厚さ最小位置の同定に関するばらつき .

ここで、MLR 委員会で行ったラウンドロビン試験は、検査グリッドの交点を測定したものであり、特に上記の(4)について、検査グリッドとは別に最小厚さとなる部位を同定、厚さ測定する検査を行っていない。したがって、本研究では耐漏えい性能に関する確率特性調査は対象外とする。

3.3.2 調査項目

減肉を有する圧力設備の要求性能とばらつき要因に関する整理から、本研究では耐圧性能を要求性能としたときの厚さ測定値に関する確率特性を調査する。本研究の調査項目を次に示す。

- (1) 各検査員の厚さ測定結果から算出される残存強度係数 RSF の確率特性調査
- (2) 減肉部の各検査点における、各検査員の厚さ測定結果の確率特性調査

3.4 調査結果

3.4.1 残存強度係数 RSF の確率特性調査

各検査員の厚さ測定結果から API/ASME FFS Level 2 評価の方法に基づいて残存強度係数 RSF を算定した。各検査員の RSF を計算した結果を図 3.5 に示す。

本研究では、残存強度係数のばらつきに対して統計処理で一般的に用いられる正規分布にしたがうとする。図 3.5 の結果から、母平均 μ_m 、母標準偏差 σ_m を共に未知として区間推定を行った。信頼水準 95% で区間推定した結果を表 3.3 に示す。サンプル数は、表 3.2 に示したように、No. 1、No. 2 の試験体のサンプル数が 24、No. 3 の試験体のサンプル数が 22 である。

どの試験体も残存強度係数がおよそ 0.7 であり、これは減肉によって強度が 30% 低下していることを意味する。標準偏差は試験体 No. 2 が最も大きく、信頼水準 95% の両側信頼区間の下限値が 0.032、上限値が 0.058 であった。

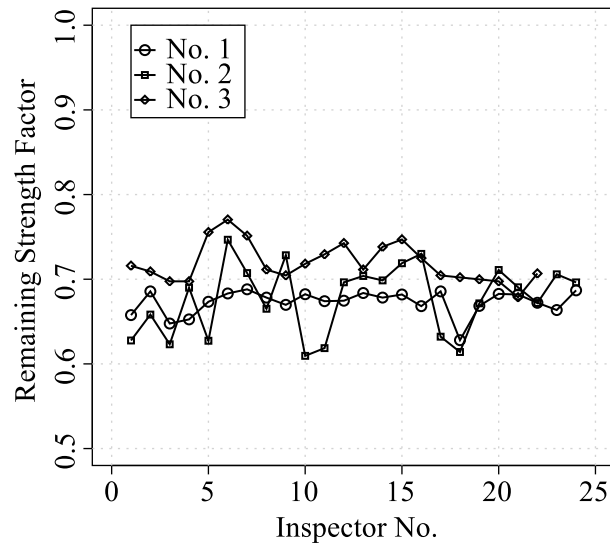


図 3.5: 残存強度係数の算出結果

表 3.3: 平均と標準偏差の区間推定 (信頼水準 95%)

No. 1	$0.667 \leq \mu_m \leq 0.679$
	$0.011 \leq \sigma_m \leq 0.020$
No. 2	$0.659 \leq \mu_m \leq 0.694$
	$0.032 \leq \sigma_m \leq 0.058$
No. 3	$0.709 \leq \mu_m \leq 0.729$
	$0.018 \leq \sigma_m \leq 0.033$

3.4.2 各検査員の厚さ測定値の確率特性調査

各検査員の厚さ測定値のばらつきについては、各検査員が同じ測定線の交点の厚さ測定を実施した No. 1 と No. 3 について確率特性の調査を行った。試験体 No. 2 については、検査員毎に測定線を引き直し同じ測定線の交点を測定していないことから、厚さ測定値の確率特性調査の対象から除外した。No. 1, No. 3 の試験体についてそれぞれの検査点における不偏標準偏差を算出した結果を図 3.6, 図 3.7 に示す。健全部と比較して減肉部の標準偏差が高い傾向を示した。この傾向は試験体 No. 1 と No. 3 の両方に共通して認められた。試験体 No. 1, 及び No. 3 における厚さ測定値の平均と、厚さ測定値の不偏標準偏差の関係を図 3.8, 図 3.9 示す。解析の結果、厚さ測定値の平均が小さくなるほど、標準偏差が大きくなることが認められた。

健全部よりも減肉部でよりばらつきが大きくなった原因として、3.3.1で整理したばらつきの要因の内、(2)検査員の測定技量、並びに(3)減肉形状の影響が大きいと考えられる。具体的には、内面減肉の厚さを測定する際には、外面から超音波厚さ計の探触子を当てて減肉部から反射してくるエコーを検出する。実際の減肉部は凹凸があり、探触子の多少のずれによって反射エコーの強度が異なることが考えられる。減肉領域の最小厚さを探する場合、最も厚さが小さくなる点を探触子の位置を微調整しながら探すが、一般に供用適性評価のための厚さ測定では、検査グリッドを設定すればそのグリッド上の厚さを測定する。したがって、同じ位置を検査するように設定しても、探触子の当て方の違いによって、今回の結果のようなばらつきが発生したと考えられる。また、外面減肉の厚さを測定する際には、内面減肉の厚さ測定の問題に加えて、減肉の表面から探触子を当てる必要があるため、厚さ方向に対して適切に探触子を当てることが困難な問題がある。この場合、検査員によって探触子の接触位置、角度が異なり、今回の結果のようなばらつきが発生したと考えられる。

一方、健全部の測定は平板である校正用試験片の測定に近い条件といえる。健全部の厚さ測定値のばらつきが小さかったことから、専門の資格を持った検査員が適切に機器を校正して測定することによって、(1)測定機器に起因するばらつき、(2)検査員の技量によるばらつきが十分小さく抑えられていることが確認された。

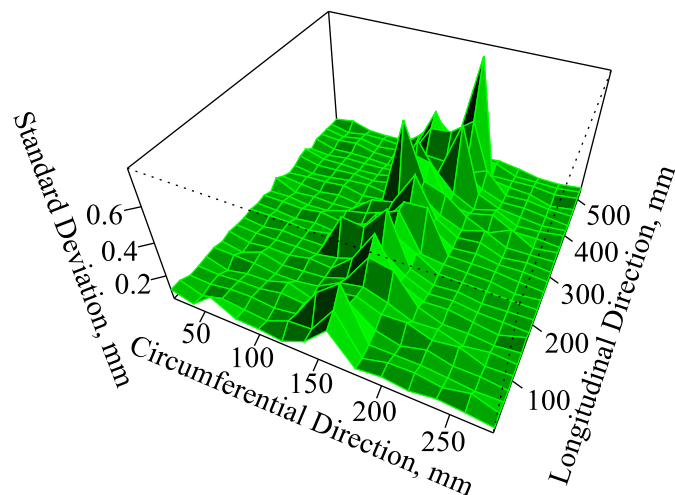


図 3.6: 厚さ測定値の標準偏差 (No. 1)

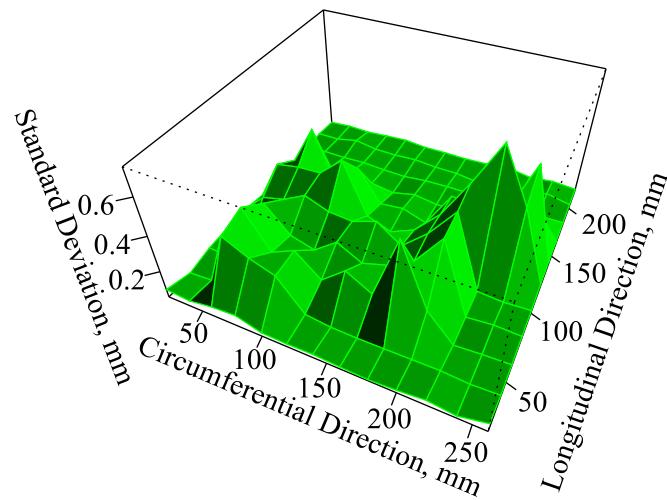


図 3.7: 厚さ測定値の標準偏差 (No. 3)

3.5 信頼性手法に基づく減肉配管の供用適性評価

厚さ測定値の確率特性の調査結果から，減肉配管の供用適性評価に信頼性手法を適用する．

3.5.1 許容残存強度係数に基づく最高許容圧力の算定

API/ASME FFS では，得られた残存強度係数 RSF に対して許容残存強度係数 RSF_a を与えることにより評価対象の圧力設備の最高許容圧力 $MAWP_r$ を求める．最高許容圧力の算定式を式 (3.5) に示す．

$$MAWP_r = \min \left[MAWP, \frac{RSF}{RSF_a} MAWP \right] \quad (3.5)$$

ここで， $MAWP$ は健全な圧力設備の最高許容圧力で一般に次式で求める．

$$MAWP = \frac{2\sigma_a \eta t_c}{D + 1.2t_c} \quad (3.6)$$

ここで， σ_a は許容応力， η は溶接継手効率， D は内径， t_c は将来腐れ代を考慮した減肉から離れた位置の厚さである．API/ASME FFS では許容残存強度係数は 0.9 に規定されている．これは減肉によって 10% の強度低下を許容することを意味する．

厚さ測定値の確率特性の調査において，残存強度係数の標準偏差が最も大きかった試験体 No. 2 について従来の API/ASME FFS の手法に基づいて最高許容圧力を求める．検査

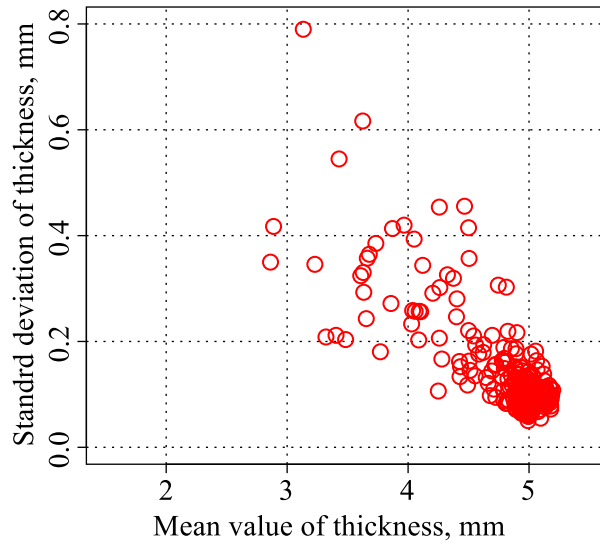


図 3.8: 厚さ測定値の平均と標準偏差の関係 . (No. 1)

員が残存強度係数 0.694 という結果を得たとすると、表 3.1 の条件を用いて、式 (3.5)、式 (3.6) から次のように最高許容圧力が計算される。なお、溶接継手効率を 1 とし、減肉から離れた位置の厚さを 5.5mm、将来腐れ代は 0mm とする。

$$MAWP = \frac{2 \times 92 \times 5.5}{78.1 + 1.2 \times 5.5} = 11.9\text{MPa} \quad (3.7)$$

$$MAWP_r = \frac{0.694}{0.9} \times 11.9 = 9.2\text{MPa} \quad (3.8)$$

表 3.1 に示した試験体 No. 2 の実機条件は元の設計圧力が低いため最高許容圧力に対して十分に余裕がある。ただし、設計圧力が高い場合は、減肉による最高許容圧力の低下のために補修、又は取替えを実施が必要になる。最高許容圧力は許容残存強度係数に依存しているが、現状では、検査の方法や設備の運転状況に関係なく、一律 $RSF_a = 0.9$ が採用されている。一方で、厚さ測定値のばらつきや設備の状況に応じて許容残存強度係数の調整ができれば、更なる合理化が可能になる。例えば式 (3.8) において、 $RSF_a = 0.8$ の場合は $MAWP_r = 10.4\text{MPa}$ となり、 $RSF_a = 0.7$ の場合は $MAWP_r = 11.8\text{MPa}$ となる。そこで、本研究では、4 で得られた厚さ測定値の確率特性を用いて供用適性評価に信頼性手法を適用し、減肉評価の合理化を行う。

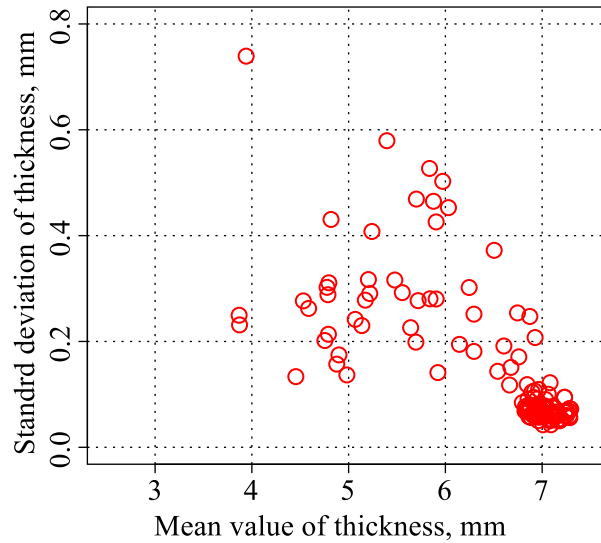


図 3.9: 厚さ測定値の平均と標準偏差の関係 . (No. 3)

3.5.2 限界状態関数の設定

ラウンドロビン試験結果の分析によって得られた、各検査員の厚さ測定値のばらつきから推定される残存強度係数 RSF のばらつきから、減肉配管の信頼性評価を実施する。限界状態関数と各確率変数の確率特性について以下に示す。

限界状態は 3.3.1 で定義したように容器の破壊とし、式 (3.1)、式 (3.3) から、限界状態関数 g を次式とする。

$$g = RSF \cdot P_{bi} - P_{applied} \quad (3.9)$$

健全な容器の破壊圧力 P_{bi} については、簡易的に材料の引張強さ σ_u を用いて、次のように表す。

$$P_{bi} = \frac{2\sigma_u t_c}{D + 1.2t_c} \quad (3.10)$$

ここで、 σ_u は引張強さ、 t_c は健全部の厚さ、 D は内径である。本研究では、式 (3.9)、並びに式 (3.10) の内、残存強度係数、引張強さ、運転圧力を確率変数とし、その他の変数については定数とした。残存強度係数の確率特性は、表 3.3 で得られた結果から、最も標準偏差の大きかった試験体 No. 2 の確率特性における 95% 信頼水準の上限値を取り平均 0.694、標準偏差 0.058 (変動係数 0.08) とした。引張強さの確率特性は、正規分布に従うとし、平均を許容応力の 4 倍の値、変動係数を 0.06 とした。分布形状、変動係数については腐食したパイプラインの供用適性評価規格である DNV RP F101 [76] に倣った。運転圧力の確

率特性は、1年間に想定しうる最大値の分布を考え Gumbel 分布にしたがうこととした。平均は式 (3.5) から残存強度係数 0.694、許容残存強度係数として $RSF_a = 0.9, 0.8, 0.7$ を与えたときの試験体 No. 2 の最高許容圧力とした。最高許容運転圧力はそれぞれ、9.2MPa、10.4MPa、11.8MPa である。運転圧力の変動係数は 0.1、0.2、0.3 の場合でケーススタディを行った。Gumbel 分布は、タイプ I 型の最大値分布であり、運転圧力に Gumbel 分布を採用して信頼性評価を実施した例として DNV RP F101 [76] が挙げられる。与えた確率変数の条件を表 3.4 にまとめる。

表 3.4: 配管の信頼性解析のための確率特性

Variable	Mean	Coefficient of variation	Distribution
RSF	0.694	0.08	Normal
σ_u	368MPa	0.06	Normal
P_{applied}	$MAWP_r$ ($RSF_a = 0.9, 0.8, 0.7$)	0.1, 0.2, 0.3	Gumbel
D	89.1	-	-
t_c	5.5	-	-

$MAWP_r$ is calculated by Eq. (3.5)

3.5.3 一次近似信頼性手法

式 (3.9) で示した限界状態関数に対して、一次近似信頼性手法を用いて信頼性解析を実施する。確率変数が互いに独立で、正規分布に従うと仮定すると、一次近似信頼性手法の一つである Hasofer-Lind(H-L) 法では、まず、限界状態関数を正規空間上に変数変換する。式 (3.9) における確率変数 X_i は式 (3.11) のように正規空間上の確率変数 X'_i に正規化される。

$$X'_i = \frac{X_i - \mu_{X_i}}{\sigma_{X_i}} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (3.11)$$

ここで、 μ_{X_i} は X_i の平均、 σ_{X_i} は標準偏差を示す。したがって、 X'_i は平均が 0、標準偏差が 1 の確率変数となる。正規化によって、限界状態関数 $g(X)$ が 0 であるときの限界状態曲面 $g(X_i) = 0$ が、標準正規空間上 $g(X'_i) = 0$ に変換される。

次に、原点から限界状態曲面への距離を求める。原点から最も近い限界状態曲面上の点を設計点、又は Most Probable Point(MPP) と呼び、原点から設計点までの距離を信頼性指標 β_{HL} と呼ぶ。信頼性指標 β_{HL} は、限界状態に至る確率 P_f と次式のように近似的に対応付けられる。

$$P_f = \Phi(-\beta) \quad (3.12)$$

ここで、 $\Phi(\)$ は標準正規累積分布関数である。このように、限界状態関数、並びに各変数の確率特性を与え、原点から設計点までの距離を求めれば、評価対象が限界状態に至る確率を求めることができる。

標準正規空間において、原点からの距離が最小となる限界状態曲面上の点を探索する問題は、次のような制約条件付きの非線形最適化問題に帰着する。

$$\begin{aligned} & \mathbf{x}'^T \cdot \mathbf{x}' \rightarrow \min. \\ & \text{subject to } g(\mathbf{x}') = 0 \end{aligned} \quad (3.13)$$

本研究では、設計点の探索に Newton-Raphson タイプの帰納的アルゴリズムである HL-RF (Hasofer-Lind, Rackwitz-Fiessler) 法を用い、gumbel 分布を仮定する確率変数の標準正規化には、Rackwitz-Fiessler の正規裾野近似法を用いた [112]。

3.5.4 評価結果

信頼性評価の結果、許容残存強度係数と破損確率の関係を、運転圧力の変動係数ごとに示したものを図 3.10 に示す。許容残存強度係数を小さくし、運転圧力の平均が大きくなるにしたがって破損確率が上昇することが分かった。また、運転圧力の変動係数を大きくし、ばらつきが大きくなるほど、破損確率も大きくなった。

ここで、当該減肉配管における継続供用の可否判断基準を、破損確率に基づくこととし、許容破損確率を信頼性評価で一般に用いられる年間許容破損確率 10^{-6} とする。図 3.10 から、年間許容破損確率 10^{-6} に基づく評価では、運転圧力の変動係数が 0.1 の場合、許容残存強度係数が 0.7、0.8、0.9 の全ての場合で継続供用が許容された。この結果は、当該減肉配管は運転圧力の変動係数が 0.1 以下であれば許容残存強度係数が 0.7 であっても十分な信頼性を有していると言える。この要因の一つとして、減肉部の各測定点における測定値のばらつきは健全部よりも大きくなったが、耐圧性能を示す RSF の推定では厚さのば

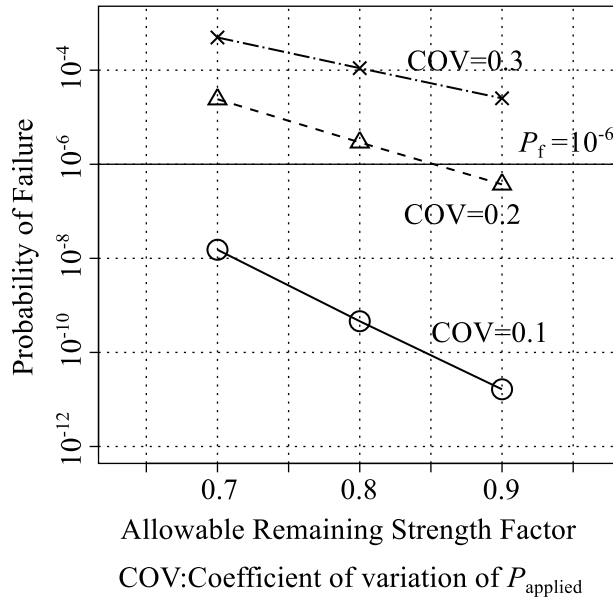


図 3.10: 残存強度係数と破損確率の関係 (No. 2)

らつきが平均化され、RSF のばらつきは小さくなり、内圧破壊を限界状態とした信頼性解析では、十分小さな破損確率になったと考えられる。

運転圧力の変動係数が 0.2 の場合、許容残存強度係数が 0.9 の場合に継続供用が許容され、許容残存強度係数が 0.8, 0.7 の場合には継続供用不可となった。運転圧力の変動係数が 0.3 の場合は許容残存強度係数が 0.9 であっても継続供用が不可となった。ただし、この結果は Safety Class が High である年間許容破損確率 10^{-6} を採用した場合のものであり、例えば年間破損確率 10^{-4} を採用すれば運転圧力の変動係数が 0.3 で許容残存強度係数が 0.9 の場合も継続供用が許容される。このように、許容可否判断を信頼性基準 (破損確率基準) とすることで、評価者が与える運転圧力のばらつきや設備の重要度に応じて、残存強度係数の許容値を調整することができ、従来の許容残存強度係数を一律 0.9 としてきた方法から合理化することができた。

3.6 結言

本章では、減肉評価における厚さ測定値に関する確率特性の調査を行い、得られた確率特性から減肉配管の信頼性評価を行った。その結果、次のような知見を得た。

1. 減肉を有する圧力設備の要求性能について、耐圧性能と耐漏えい性能に分類し、そ

- それぞれの要求性能ごとに厚さ測定値のばらつき要因について整理した。
2. 検査員間の残存強度係数のばらつきを定量化した。残存強度係数の標準偏差は、試験体 No. 2 が最も大きく、信頼水準 95%の両側信頼区間の上限値が 0.058 となった。
 3. 減肉部の厚さ測定値のばらつきについて、健全部よりも減肉部の厚さ測定値のばらつきが大きくなることが分かった。これは、減肉形状によるばらつき、並びに付随する検査員の測定技量によるばらつきによることが示唆された。
 4. 残存強度係数の確率特性を用いて、減肉配管の信頼性評価を行った。本研究で取扱った減肉配管では、運転圧力の変動係数が 0.1 以下であれば許容残存強度係数が 0.7 であっても十分な信頼性を有することを示した。その原因として、減肉部の各測定点における測定値ばらつきは健全部よりも大きくなったが、耐圧性能を示す *RSF* の推定では厚さのばらつきが平均化され、*RSF* のばらつきは小さくなったためと考えられる。
 5. 継続供用許容可否判断を信頼性基準 (破損確率基準) とすることで、評価者が与える運転圧力のばらつきや設備の重要度に応じて、残存強度係数の許容値を調整することができ、従来の許容残存強度係数を一律 0.9 としてきた方法から合理化できた。

第4章 信頼性手法を用いた余寿命評価

4.1 緒言

これまで、減肉を有する圧力設備の供用適性評価について、感度解析を適用して、より容易に信頼性手法を実施するためにどの変数を確率変数として取扱うかの根拠を与える手法を示した。提案した手法によって、減肉速度が最も破損確率に影響を与える因子であることが明らかになり、次いで減肉部の厚さが破損確率に影響を与えることを示した。加えて、次回検査時期における許容減肉形状を、信頼性手法に基づいて容易に判断できる評価線図を示した。また、減肉部の厚さについて、ラウンドロビン試験を基にして検査員によるばらつきの特性を得た。実際の評価の際には、これらの評価手法、確率特性を用いて余寿命評価を実施する。また、与えた目標信頼性の妥当性について評価できる仕組みも必要である。

本章では、破損確率の時間的推移に着目して、減肉を有する圧力設備の余寿命評価手法を示す。また、同問題における目標信頼性の妥当性について検証する。検証手法として局部減肉評価と全面減肉評価との比較検証を行う。減肉を局部的に発生した欠陥として破壊力学的手法を用いる局部減肉評価に対して、減肉を全面に厚さが減少した状態に置き換えて設計手法を用いる手法が全面減肉評価である。現状の実務では、減肉部の最小厚さを基準に全面減肉評価が行われている。実務状況をふまえ、全面減肉評価手法に基づいた破損確率と、前章で示した局部減肉評価手法に基づいた破損確率を比較する。この検討は、現状で許容されている全面減肉評価の安全裕度を破損確率の形で表現することで、目標信頼性のキャリブレーションをするものである。

4.2 圧力設備の厚さ変化と確率特性

構造物の信頼性評価では、強度及び荷重を確率論的に取り扱うことで両者の相互作用としての安全性を定量化する。圧力設備の強度特性の例として、引張強さ、降伏点といった

材料の機械的特性，又は容器の内径，厚さといった形状特性が挙げられる．このとき，材料のロットの違いや製作時の交差などがばらつきの要因となる．圧力設備の荷重特性の例として，内圧，外圧又は曲げ荷重が挙げられ，運転圧力又は温度の変動がばらつきの要因となる．本研究で取り扱う減肉を有する圧力設備の信頼性評価の特徴は，減肉速度のばらつきによって強度の確率特性が時間依存性を持つことである．減肉損傷を起因とする事故では，減肉速度を過小評価したために未検査期間が長くなり，予測よりも減肉損傷が進行し破壊に至った例が少なくない．これらの事故事例は，未検査期間が長くなるにつれて破壊確率が上昇し最終的に荷重が強度を超過する事象が発現したものと捉えられる．

本章では，直近の検査時期から次回検査時期までの期間 T に進行する減肉量を将来腐れ代 FCA とし，減肉速度 C_v と T の積として次式で表す．

$$FCA = C_v \cdot T \quad (4.1)$$

直近の検査時期における減肉部の厚さを t_{mm} とすると，次回検査時期における厚さ t_{mm}^f は，検査時点での減肉部の厚さ t_{mm} と FCA を用いて次式のように表す．

$$t_{\text{mm}}^f = t_{\text{mm}} - FCA \quad (4.2)$$

本章では，減肉部の厚さ t_{mm} と減肉速度 C_v を確率変数として取扱う． t_{mm} の平均と標準偏差をそれぞれ， μ_t ， σ_t とし， C_v の平均と標準偏差をそれぞれ， μ_C ， σ_C とすると，次回検査時期における厚さ t_{mm}^f の平均 μ_{Tf} と標準偏差 σ_{Tf} はそれぞれ次式で表される．

$$\mu_{\text{Tf}} = \mu_t - \mu_C \cdot T \quad (4.3)$$

$$\sigma_{\text{Tf}} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_C^2 \cdot T^2} \quad (4.4)$$

ここで，2章，3章で用いた確率特性を利用し $\mu_t = 10[\text{mm}]$ ， $\sigma_t = 0.40[\text{mm}]$ ， $\mu_C = 0.12[\text{mm/year}]$ ， $\sigma_C = 0.10[\text{mm/year}]$ とする．検査期間 T と， t_{mm}^f の関係を図 4.1 に示す．図 4.1 は横軸が次回検査時期までの期間 T ，縦軸が減肉部の厚さ t_{mm}^f を示している．実線が厚さの平均，破線が標準偏差を表している．検査直後は，検査精度によるばらつきがある一方，次回検査時期までの期間が長くなるにつれて，減肉速度のばらつきが厚さのばらつきに影響してくることが分かる．このように，余寿命評価では時間による厚さのばらつきの変化について考慮する必要がある．

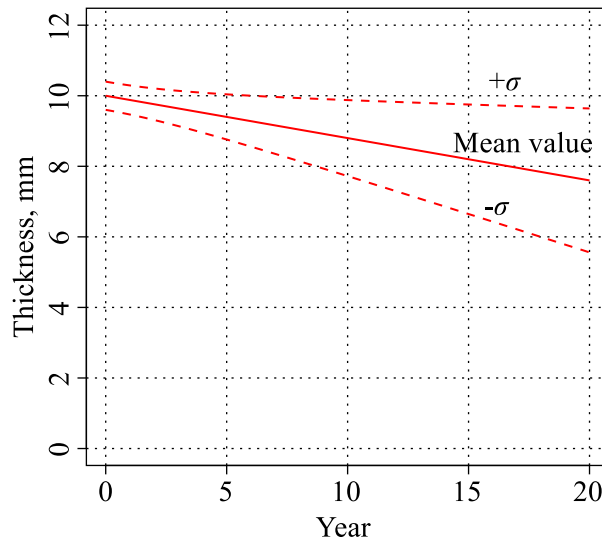


図 4.1: 次回検査時期と減肉部の厚さの関係

4.3 決定論的手法による次回検査時期の決定

圧力設備を安全に運転するためには減肉損傷が進行する設備に対して合理的な検査間隔，すなわち式 (4.1) における T を決定する必要がある． T を決定論的に決定する場合，はじめに設備の限界厚さ t_{lim} を定める．限界厚さは設計時の必要最小厚さ，又は必要最小厚さに設計時の腐れ代を加えた厚さが用いられる． T は次のように求められる．

$$T = SF \cdot \frac{t_{mm} - t_{lim}}{C_v} \quad (4.5)$$

ここで， SF は次回検査時期決定のための安全係数であり，0.5 などが用いられる．

このような厚さ測定値の最小値を用いた決定論的な検査間隔の決定方法には次の問題点がある．まず，決定論的手法は減肉速度のばらつきが考慮できないため，腐食因子が変動しやすく減肉速度が大きくばらつく環境と，安定した環境で安全係数を一律に定める点である．検査結果の少ない設備や，未検査期間の長い設備では評価者の判断で安全側に推定した減肉速度が用いられる．しかしながら，減肉速度の推定値と式 (4.5) における安全係数 SF の関係が明確ではない．したがって，決定論的方法では過度に安全側又は危険側の評価となる場合がある．次に，厚さ測定値の最小値のみを検査間隔の決定に使用する手法は結果的に減肉損傷を全面減肉として評価している点である．実際の減肉形状は部分的な減肉となることが多いことから，健全部の厚さが圧力設備全体の強度を補う効果がある．式 (4.5) に基づく方法は，この効果を見逃しているため過度に安全側の評価となる場合が

ある。

本章では、決定論的な検査間隔の決定方法の問題点を解決することを目的に、信頼性手法を用いて検査間隔を決定することを試みる。想定する減肉形状について厚さ測定値の最小値のみを利用する全面減肉の場合と、減肉損傷の範囲を考慮した局部減肉の場合について比較検討する。局部減肉を有する圧力設備の強度の推定には API 579-1/ASME FFS-1 Part 5 に基づく強度モデルを利用し、信頼性手法への適用を行う。

4.4 信頼性手法を用いた余寿命評価

4.4.1 全面減肉評価モデルに基づく余寿命評価

問題の設定

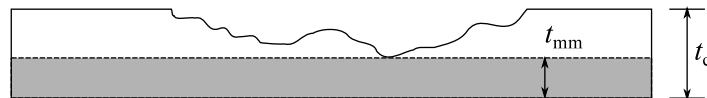
全面減肉評価モデルでは、限界状態関数 g_1 を次のように定義する。

$$g_1 = P_{bi1} - P_{applied} \quad (4.6)$$

ここで、 $P_{applied}$ は運転圧力である。 P_{bi1} は Svensson [18] が提案した円筒容器の破壊圧力算出式であり、式中の t_{mm}^f は直近の検査時期から期間 T が経過したときの減肉部の最小厚さである。

$$P_{bi1} = \left(\frac{e}{n}\right)^n \left(\frac{0.25}{n + 0.227}\right) \ln\left(1 + \frac{2t_{mm}^f}{D}\right) \sigma_u \quad (4.7)$$

全面減肉評価モデルでは図 4.2 のように実際の減肉に対して、全面が減肉しているようにモデル化を行い、円筒容器形状の評価式などの簡易モデルに基づいた評価式を利用する。



t_c 健全部の厚さ
 t_{mm} 全面減肉モデルにおける評価厚さ

図 4.2: 全面減肉評価モデル

確率特性、及び各諸量は表 4.1 のように与える。表 4.1 に示すように、直近の検査における厚さ測定値が 14mm の場合と 15mm の場合を考える。ここで、設計圧力 P_d を 1.08[MPa]、

表 4.1: 全面減肉評価の確率特性

変数	平均	標準偏差	変動係数	分布
減肉速度 C_v	0.12[mm/y]	0.10[mm/y]	-	Type I
減肉部の最小厚さ t_{mm}	14.0, 15.0[mm]	0.4[mm]	-	Normal
運転圧力 $P_{applied}$	1.08[MPa]	-	-	-
引張強さ σ_u	400[MPa]	-	-	-
加工硬化指数 n	0.2	-	-	-
内径 D	2400[mm]	-	-	-
検査間隔 T	4 to 20[years]	-	-	-

材料の許容応力 S を 100[MPa] , 溶接効率 E を 1 とすると , 必要最小厚さは次のように求めることができる .

$$t_{\min} = \frac{P_d \cdot D}{2S \cdot E - 1.2P_d} \Rightarrow \frac{1.08 \times 2400}{2 \times 100 \times 1 - 1.2 \times 1.08} \Rightarrow 13.0[\text{mm}] \quad (4.8)$$

決定論的手法による余寿命評価

決定論的評価では , 減肉速度 , 減肉部の厚さは , 表 4.1 における各確率変数の平均を用いる . また次回検査時期を求めるための安全係数 SF を 0.5 とする . 必要最小厚さが 13.0[mm] なので , 式 (4.5) から , 検査時の厚さ測定値に基づいて次回検査時期は式 (4.9) , 式 (4.10) のように算出される . また , 初期厚さが 15mm の場合の余寿命 , 及び次回検査時期の決定方法について図示したものを図 4.3 に示す .

- 直近の厚さの測定値 (初期厚さ) が 15mm の場合

$$T = SF \cdot \frac{t_{mm} - t_{lim}}{C_v} \Rightarrow 0.5 \cdot \frac{15 - 13}{0.12} \Rightarrow 0.5 \times 16.67 \approx 8 \quad [\text{年}] \quad (4.9)$$

- 直近の厚さの測定値 (初期厚さ) が 14mm の場合

$$T = SF \cdot \frac{t_{mm} - t_{lim}}{C_v} \Rightarrow 0.5 \cdot \frac{14 - 13}{0.12} \Rightarrow 0.5 \times 8.33 \approx 4 \quad [\text{年}] \quad (4.10)$$

決定論的手法による次回検査時期の評価の結果 , 初期厚さが 15mm の場合は 8 年後 , 初期厚さが 14mm の場合は 4 年後という結果になった . これらの決定論的手法に基づく結果に対して , 信頼性手法を適用した結果との比較を行う .

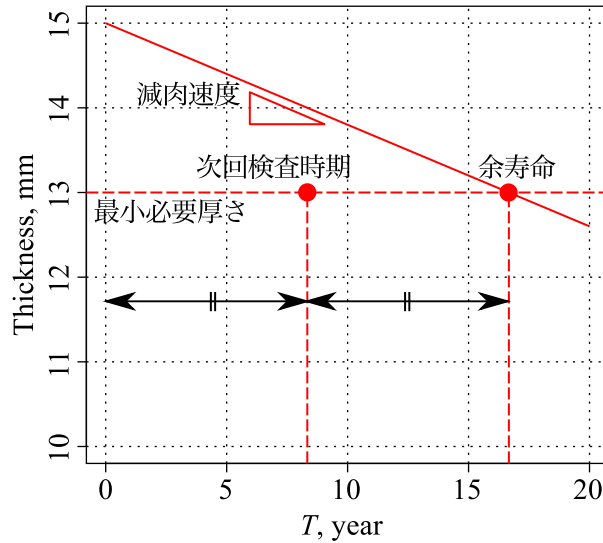


図 4.3: 決定論的手法による余寿命評価

確率論的手法による余寿命評価

全面減肉評価の限界状態関数である式 (4.6) のもと、表 4.1 で示した確率特性を使って、信頼性評価を行う。評価は、一次近似信頼性手法に基づく信頼性指標 β_{HL} に基づいて実施する。設計点の探索法には、佐々木 [109] が提案した修正 HL-RF 法を採用し、正規分布以外の分布に従う確率変数の取扱いについては、Rackwitz-Fiessler の正規裾野近似法 [110] を用いる。得られた β_{HL} については、次の式によって破損確率 P_f の形に見直した。

$$P_f = \Phi(-\beta_{HL}) \tag{4.11}$$

解析結果を図 4.4 に示す。初期厚さが 15mm の場合に注目すると、決定論的手法によって得られた次回検査時期である 8 年後の破損確率は 2.2×10^{-8} であった。また、設計時の必要最小厚さに達して寿命とされる 16 年後においても破損確率は 2.3×10^{-4} であった。一方、初期厚さがより小さい 14mm の場合では、次回検査時期の 4 年後の破損確率は 7.1×10^{-15} と極端に小さく、寿命である 8 年後においても 1.1×10^{-7} という結果となった。

以上の結果は、減肉速度が同じ場合、残厚さの違いによって決定論的手法に基づいた余寿命評価結果の安全裕度が異なることを意味する。ここで、初期厚さが 14mm のときの次回検査時期を合理化することを試みる。目標信頼性について、初期厚さが 15mm のときの決定論的評価結果である 8 年後の破損確率 2.2×10^{-8} を目標信頼性とする。このように、従来の決定論的手法の破損確率を解析し、その結果を基にして目標信頼性を定める手

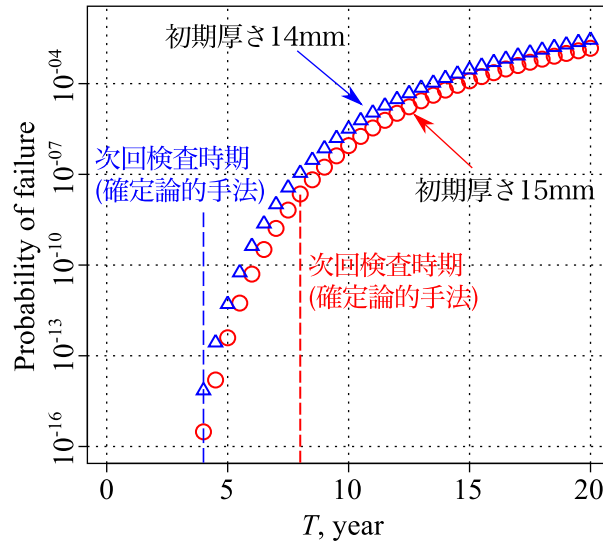


図 4.4: 全面減肉評価への信頼性手法の適用

法をコードキャリブレーションと呼ぶ。コードキャリブレーションの結果，目標信頼性を 2.2×10^{-8} とおいたときの次回検査時期は，7.3 年となった

信頼性手法を用いて合理化が達成された要因について次に検証する。一次近似信頼性手法では，信頼性指標 β_{HL} の算出過程で設計点 (Design point) を算出する。設計点とは Most probable point(MPP) と呼ばれ，限界状態に対して最も起こりやすい確率変数の組合せである。初期厚さが 15mm の場合と，14mm の場合の各確率変数の MPP(C_v^{MPP}, t_{mm}^{MPP}) を次に示す。

- 初期厚さが 15mm の場合

$$C_v^{MPP} = 1.433 \text{ [mm/year]}$$

$$t_{mm}^{MPP} = 14.751 \text{ [mm]}$$

- 初期厚さが 14mm の場合

$$C_v^{MPP} = 1.430 \text{ [mm/year]}$$

$$t_{mm}^{MPP} = 13.728 \text{ [mm]}$$

以上の結果を用いて，減肉速度，及び減肉部の厚さが MPP の条件であるときの，検査期間と厚さの関係を図 4.5 に示す。初期厚さが 14mm に MPP の条件を考慮すると，信頼性評価の結果から得られた次回検査時期である 7.3 年後には，容器の厚さが 3.3mm に達する。この厚さ 3.3mm が内圧による破壊に対する限界厚さであり，この状態に対して破損確率

2.2×10^{-8} の裕度があるといえる．限界状態に対する裕度は，限界厚さが 15mm の場合も同様である．図 4.5 は限界状態を示す厚さ 3.3mm に対して初期厚さ 14mm，並びに 15mm までの裕度が大きいので，結果的に次回検査時期が初期厚さ 14mm に対して 7.3 年，15mm に対して 8 年という両者にそれほど違いがない結果となったものである．

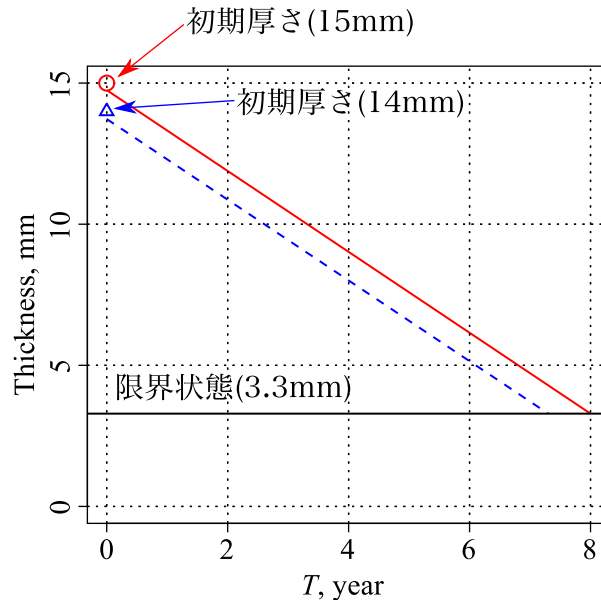


図 4.5: MPP 条件における厚さの推移

4.4.2 局部減肉モデルに基づく余寿命評価

問題の設定

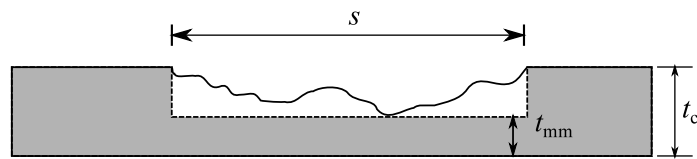
局部減肉評価モデルでは，限界状態関数 g_2 を次のように定義する．

$$g_2 = RSF \cdot P_{bi2} - P_{applied} \quad (4.12)$$

ここで，全面減肉モデルと同様， $P_{applied}$ は運転圧力であり P_{bi2} は Svensson [18] が提案した円筒容器の破壊圧力である．ただし，式中の厚さ t_c は直近の検査時期から期間 T が経過したときの健全部の厚さである．

$$P_{bi2} = \left(\frac{e}{n}\right)^n \left(\frac{0.25}{n+0.227}\right) \ln\left(1 + \frac{2t_c}{D}\right) \sigma_u \quad (4.13)$$

局部減肉評価モデルでは図 4.6 のように実際の減肉に対して，局部的に減肉しているようにモデル化を行い，残存強度係数 RSF を用いた評価式を利用する．残存強度係数 RSF の



- t_c 健全部の厚さ
 t_{mm} 局部減肉モデルにおける減肉部の厚さ
 s 局部減肉モデルにおける減肉部の長さ

図 4.6: 局部減肉評価モデル

算出については、2章に示したように、減肉部の厚さに関する無次元値である残存厚さ比 R_t と、減肉部の長手方向長さに関する無次元値であるシェルパラメータ λ から求める。残存厚さ比、シェルパラメータはそれぞれ次式で与えられる。

$$R_t = \frac{t_{mm} - FCA}{t_c} \quad (4.14)$$

$$\lambda = \frac{1.285 s}{\sqrt{D \cdot t_c}} \quad (4.15)$$

ここで、 t_c は、

$$t_c = t_{rd} - FCA \quad (4.16)$$

である。RSF は次のように算出する。

$$RSF = \frac{R_t}{1 - \frac{1 - R_t}{M_t}} \quad (4.17)$$

ここで、 M_t は、Bulging factor、又はFolias factorと呼ばれる形状係数で、円筒容器の場合、次のように算出される。

$$\begin{aligned}
 M_t = & 1.0010 - 0.014195\lambda + 0.29090\lambda^2 - 0.096420\lambda^3 + \\
 & 0.020890\lambda^4 - 0.0030540\lambda^5 + 2.9570(10^{-4})\lambda^6 \\
 & - 1.8462(10^{-5})\lambda^7 + 7.1553(10^{-7})\lambda^8 - \\
 & 1.531(10^{-8})\lambda^9 + 1.4656(10^{-10})\lambda^{10}
 \end{aligned} \quad (4.18)$$

確率特性、及び各諸量は表 4.2 のように与える。全面減肉評価では、減肉形状について単一の厚さ情報のみで評価を行ったが、局部減肉評価では、健全部の厚さ t_c 、減肉部の厚さ t_{mm} 、減肉部の長さ s の3つの情報が必要となる。確率変数として取扱うのは減肉速度 C_v

と、減肉部の厚さ t_{mm} の2変数である。全面減肉評価の検討では、減肉部の厚さが15mmと14mmの場合の比較検討を行ったので、局部減肉評価では、健全部の厚さ t_{rd} を15mmとし、減肉部の厚さ t_{mm} を14mmから変化させることにする。設計必要最小厚さは全面減

表 4.2: 局部減肉評価の確率特性

変数	平均	標準偏差	変動係数	分布
C_v	0.12[mm/y]	0.10[mm/y]	-	Type I
t_{mm}	10, 12, 14[mm]	0.4[mm]	-	Normal
$P_{applied}$	1.08[MPa]	-	-	-
σ_u	400[MPa]	-	-	-
n	0.2	-	-	-
D	2400[mm]	-	-	-
t_{rd}	15[mm]	-	-	-
s	300, 1200[mm]	-	-	-

肉評価と同様に13mmであり、したがって、減肉部の厚さが13mmより小さい場合は、従来の評価基準であれば検査時点で継続供用が不可能となる状態といえる。

決定論的手法による余寿命評価

決定論的手法では、全面減肉評価と同様に、減肉速度、減肉部の厚さについて、それぞれの確率変数の平均を用いて計算する。検査期間 T ごとに、式(4.17)から RSF を求め、次式を用いて減肉を有する圧力設備の最高許容圧力 $MAWP_r$ を求める。

$$MAWP_r = \frac{RSF}{RSF_a} MAWP \quad for \quad RSF < RSF_a \quad (4.19)$$

$$MAWP_r = MAWP \quad for \quad RSF \geq RSF_a \quad (4.20)$$

ここで、 RSF_a は許容残存強度係数であり、評価者が定める許容値である。API 579-1/ASME FFS-1 では $RSF_a = 0.9$ とすることを推奨しており、本研究でも許容残存強度係数は0.9とする。 $MAWP$ は健全な容器の最高許容圧力であり、次の式で与えられる。

$$MAWP = \frac{2S \cdot E \cdot t_c}{D + 1.2t_c} \quad (4.21)$$

全面減肉評価と同様に，材料の許容応力 S を 100[MPa]，溶接効率 E を 1 とすると，将来の健全部厚さ t_c を代入することによって $MAWP$ が算出される． t_c が 15mm の場合，すなわち健全な容器の $MAWP$ は，

$$MAWP = \frac{2 \times 100 \times 1 \times 15}{2400 + 1.2 \times 15} \Rightarrow 1.24 \quad [\text{MPa}] \quad (4.22)$$

となる．次回検査までの期間 T を増やしていき， $MAWP_r$ が圧力 P_{applied} を下回ったときが設備の余寿命である．なお，この余寿命には安全係数は考慮されておらず，運用上は得られた余寿命に対して，0.5 などの安全係数を考慮して次回検査時期を決定する．ここでは，決定論的の全面減肉評価と同様に，安全係数 0.5 を設定し，余寿命から次回検査時期を求めた．

本研究では表 4.3 に示す 6 つの減肉形状ケースについて，評価を実施した．次回検査まで

表 4.3: 減肉形状ケース

Case No.	減肉深さ t_{mm}	減肉長さ s
1	14mm	300mm
2	14mm	1200mm
3	12mm	300mm
4	12mm	1200mm
5	10mm	300mm
6	10mm	1200mm

の期間 T と，最高許容圧力 $MAWP_r$ の関係について，Case 1, 2 の評価結果を図 4.7，Case 3, 4 の結果を図 4.8，Case 5, 6 の結果を図 4.9 に示す．

図 4.7 は，初期の減肉深さを 14mm としたものである．次回検査時期が伸びるにしたがって最高許容圧力が低下し， P_{applied} と交わるところが余寿命となる．図 4.7 の減肉深さは先に実施した全面減肉評価と同じ条件であるが，ここでは局部減肉モデルとして減肉長さの情報を与えていることに特徴がある．局部減肉モデルとすることで，全面減肉モデルに基づく評価よりも余寿命が延長されていることが分かる．また，健全部の厚さが 15mm に対して減肉部の厚さが 14mm と比較的浅い減肉なので，減肉長さが 300mm から 1200mm に変化しても評価結果が変わらないことが分かる．

図 4.8 は，初期の減肉深さを 12mm としたものである．ここで設定した容器の必要最小

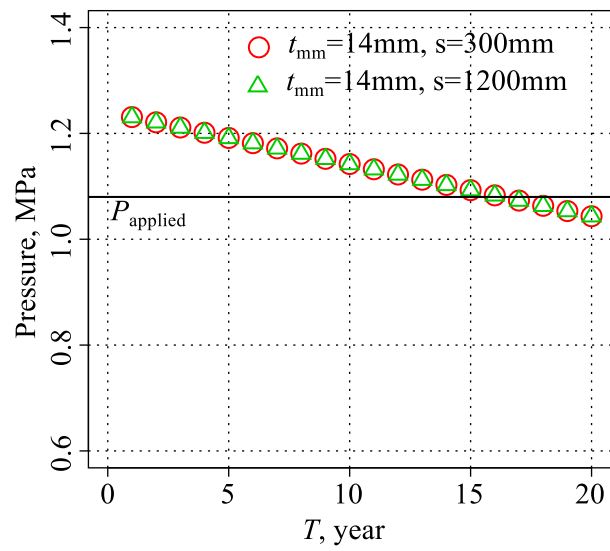


図 4.7: 次回検査までの期間 T と最高許容圧力 $MAWP_T$ の関係 (Case 1, 2)

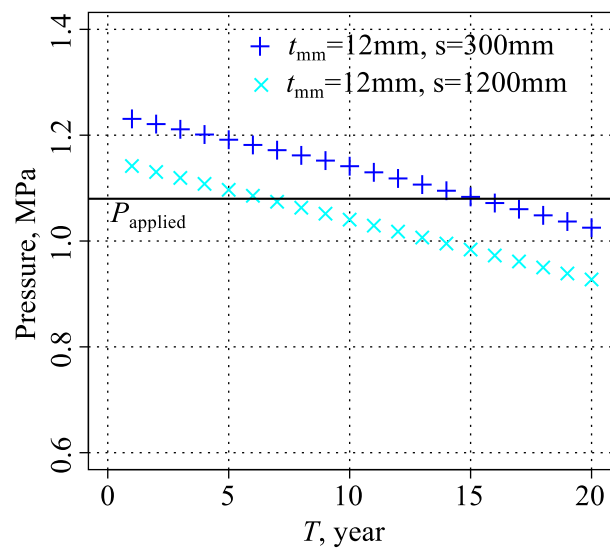


図 4.8: 次回検査までの期間 T と最高許容圧力 $MAWP_T$ の関係 (Case 3, 4)

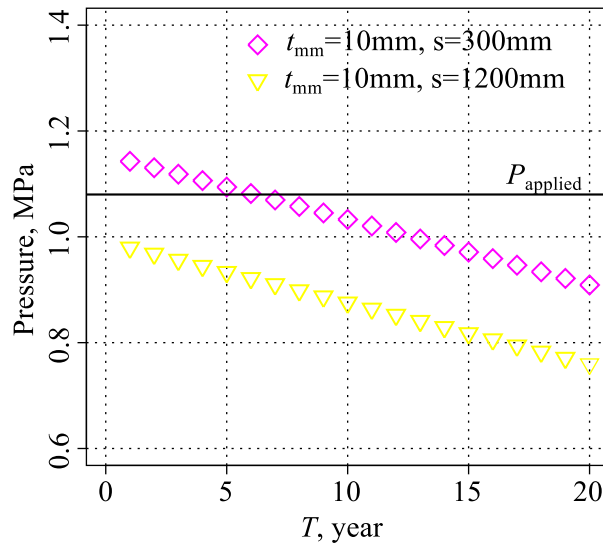


図 4.9: 次回検査までの期間 T と最高許容圧力 $MAWP_r$ の関係 (Case 5, 6)

厚さは 13mm と計算されていたので、従来の設計基準に基づく全面減肉評価法では不合格となる厚さである。図 4.8 は、局部減肉評価を用いることで、従来評価で不合格となる減肉形状でも余寿命があることを示している。また、300mm と狭い減肉ではより大きな余寿命があることが示されている。これは、内圧負荷時、狭くて深い減肉において、減肉周囲の健全部に変形を抑制される塑性拘束効果によって破壊圧力がより大きくなることを示している。

図 4.9 は、元厚の 15mm の 1/3 が減肉したケースを想定したものである。減肉長さが小さい 300mm の条件では、余寿命が存在するが、1200mm の条件では不合格となり、すぐに補修、取り替えなどの処置が必要な状態となる。このように、局部減肉評価では減肉深さだけでなく減肉の長さも評価に大きく影響を与え、全面減肉評価よりも合理的な結果を得ることができる。

それぞれのケースにおける評価余寿命から決定論的に得られる次回検査時期について表 4.4 に示す。全面減肉評価結果と比較すると、局部減肉評価を採用することで、合理的な評価を実施できることを示している。

確率論的手法による余寿命評価

全面減肉評価の際と同様に、局部減肉評価にも信頼性手法を適用する。限界状態関数である式 (4.12) のもと、表 4.2 で示した確率特性を使って信頼性評価を行う。評価手法、設

表 4.4: 決定論的局部減肉評価に基づく評価余寿命と次回検査時期の決定

Case No.	評価余寿命	次回検査時期	次回検査時期 (決定論的全面減肉評価)
1	16.2 年	8.1 年	4 年
2	16.2 年	8.1 年	4 年
3	15.2 年	7.6 年	不合格
4	6.4 年	3.2 年	不合格
5	6.0 年	3.0 年	不合格
6	不合格	不合格	不合格

計点の探索法，正規分布以外の確率分布に従う確率変数の取扱いについては全面減肉評価と同様である．解析に用いた初期の減肉形状は，表 4.3 に示した 6 ケースの形状を用いた．次回検査までの期間 T と，破損確率の関係について，Case 1, 2 の評価結果を図 4.10，Case 3, 4 の結果を図 4.11，Case 5, 6 の結果を図 4.12 に示す．初期の減肉深さが 14mm である

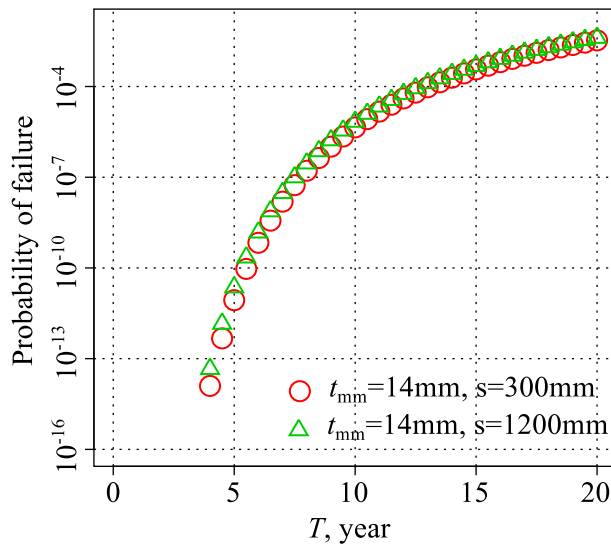


図 4.10: 次回検査までの期間 T と破損確率の関係 (Case 1, 2)

条件において，決定論的評価の結果である図 4.7 と，確率論的評価の結果である図 4.10 を比較すると，決定論的評価の結果において，減肉長さによる余寿命への影響は小さく，確率論的評価においても減肉長さによる破損確率の差異はほとんど認められない．一方，初期の減肉長さを 12mm とした図 4.8，及び図 4.11，初期の減肉長さを 10mm とした図 4.9，及び図 4.12 は，決定論的評価では減肉長さによって余寿命に影響が認められるものの，確

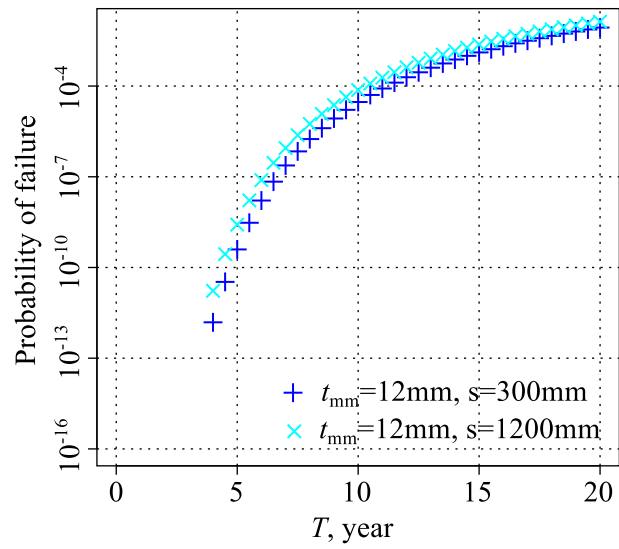


図 4.11: 次回検査までの期間 T と破損確率の関係 (Case 3, 4)

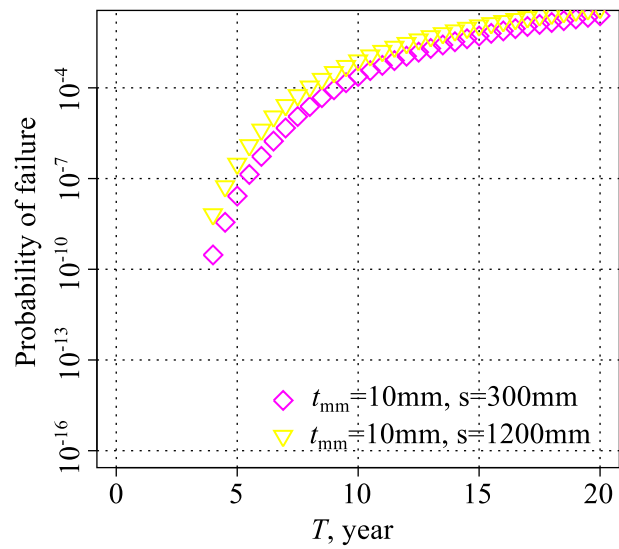


図 4.12: 次回検査までの期間 T と破損確率の関係 (Case 5, 6)

率論的評価では、破損確率をベースとした余寿命評価では、決定論的評価ほど差が認められない。この現象は、全面減肉評価における決定論的評価と確率論的評価の比較と同様に、確率論的評価では、余寿命の算定に限界状態からの裕度を見積もっているために、裕度の十分ある領域では減肉形状の大小に対して余寿命に差が出難いことを示したものである。

次回検査までの期間を定める際には目標信頼性が必要となる。ここでは、全面減肉評価の際と同様に、初期厚さが15mmのものについて、決定論に決定した検査期間である8年後に到達する確率を目標信頼性とする。したがって、目標とする破損確率を 2.2×10^{-8} として評価する。評価結果を表4.5に示す。浅い減肉であるCase 1、及びCase 2では確率論的評価の結果は、決定論的評価の結果よりも短い検査期間となった。この傾向は、長さ300mm、減肉部の厚さが12mmの条件であるCase 3についても同様であった。一方、比較的深い減肉であるCase 4からCase 6の条件では確率的評価の結果は、決定論的評価の結果よりも検査期間が長くなった。このことは、信頼性手法の適用によって、従来の決定論的な次回検査時期決定方法に対して、より減肉が進行した条件で合理化が達成されることを示している。

表 4.5: 決定論的局部減肉評価に基づく評価余寿命と次回検査時期の決定

Case No.	次回検査時期 (確率論的評価)	次回検査時期 (決定論的評価)
1	7.2 年	8.1 年
2	6.9 年	8.1 年
3	6.2 年	7.6 年
4	5.6 年	3.2 年
5	5.0 年	3.0 年
6	4.3 年	不合格

4.4.3 考察

目標信頼性の設定

本章では、減肉を有する圧力設備に対して、全面減肉モデルに基づく全面減肉評価法と、局部減肉モデルに基づく局部減肉評価法の2つの方法を示して、それぞれ決定論的、確率論的に次回検査時期を求めた。その結果、全面減肉評価法よりも、局部減肉評価法において、より合理化が達成されることを示し、加えて、確率論的手法によって更に合理化が達成されることを示した。ここで、確率論的手法では目標信頼性を設定する必要がある。本研究で定めた方法は、既存の方法に基づいて次回検査時期を求めた結果に対して信頼性指標 β_{HL} を求め、その値をもとにして目標信頼性を定めた。対象とした設備は許容応力が引張強さに対して安全係数4で設計されている設備であり、設計必要最小厚さである13mmに対して2mmの余裕(腐れ代)を持った一般的な設備である。最上ら[66]は減肉の進行を無視した評価において、設計規格が同じ各種形状の圧力設備に対して信頼性評価を実施し、減肉形状の無次元値が同じであれば、破損確率は同等であることを示している。したがって、本研究で定めた目標信頼性についても、減肉速度、腐れ代、次回検査時期を求めるときの安全係数が同じであれば、同じ設計規格で作成された設備に利用できると考えられる。

目標信頼性を定める方法については、エンジニアリングジャッジによって定める方法もある。DNV RP F101では[76]目標信頼性指標を、設備の重要度に応じて 1×10^{-5} のような形で与えている。

4.5 結言

本章では、破損確率の時間的推移に着目して、減肉を有する圧力設備の破損確率に基づく余寿命評価手法を示した。また、目標信頼性については、従来の余寿命評価法である決定論的全面減肉評価法に信頼性手法を適用して、従来手法の破損確率を求め、従来手法の水準で、局部減肉評価法の水準が保たれるようにした。その結果、次の知見を得た。

1. 腐れ代が2mmの圧力設備に対して、断熱材下腐食を対象とした次回検査時期の決定について、従来手法である全面減肉評価法の信頼性を評価した結果、1年間当たりの破損確率が 2.2×10^{-8} という結果を得た。

2. 腐れ代が2mmの設備に対する従来手法の破損確率を目標信頼性において、全面減肉評価手法の信頼性手法に基づく余寿命評価を行った。その結果、将来腐れ代が小さい場合、決定論的手法よりも、次回検査時期を延長することができ、確率論的手法適用による合理化が達成された。
3. 6つの減肉形状に対して、局部減肉評価を決定論的手法、及び確率論的手法を用いて実施した。減肉が進行し、残存強度が小さい設備において、確率論的手法の適用によってより大きな合理化が認められた。
4. 確率論的手法と決定論的手法の違いは、各変数に与えた安全係数の取り方の違いであることを示した。決定論的手法では、設計時と同様に材料強度に対して最も大きな安全係数を取っている。確率論的感度の検討により、材料強度の破損確率に対する影響は小さいことが分かっているので、検査時点で最高許容圧力、又は必要最小厚さに近い減肉については、破損確率に対して過度に裕度が取られている。

第5章 部分安全係数法のための感度解析手法 の提案

5.1 緒言

構造健全性評価に用いられる信頼性手法には、モンテカルロ法などに代表される数値計算手法、限界状態関数を一次近似、又は二次近似して信頼性指標を算出する近似手法のほか、確定論的手法に近い方法で評価が可能な部分安全係数法がある。部分安全係数は荷重・耐力係数設計法 (Load and Resistance Factor Design, LRFD) と呼ばれ、多くの設計手法、構造健全性評価手法に取り入れられている。部分安全係数法は、評価に用いる主な変数に安全係数が付与される。付与される安全係数は目標信頼性によって異なり、評価者は選択する目標信頼性に応じた安全係数の組合せを選ぶことで、モンテカルロ法や近似手法などを用いなくても、目標信頼性を考慮した評価が可能となる。安全係数の組合せは、あらかじめ開発者によって作成される。

圧力設備の供用適性評価に関連した技術基準としては、BS7910 と API 579-1/ASME FFS-1 が亀裂状欠陥評価に部分安全係数法を適用している。API 579-1/ASME FFS-1 Part 9 では、破壊評価線図 (Fracture assessment diagram, FAD) に基づいた評価手法が記載しており、破壊靱性値、応力、亀裂サイズに対して部分安全係数を与えている。同規格において、部分安全係数は、それぞれの変数の変動係数 (Coefficient of variation, COV) が 0.1, 0.2, 0.3 の場合の係数を与えている。減肉評価では、DNV RP F-101 に二種類の評価手法が記載されており、一つは従来からの確定論的な許容応力を用いた手法であり、もう一つが部分安全係数法である。この規格は超音波法などの検査法によって安全係数を使い分ける手法を与えている。そのほか、供用適性評価に関連する部分安全係数法の適用性、比較検討について様々な検討がされている。

部分安全係数の組合せは、目標信頼性ごとに用意されるが、多くの場合、限界状態関数の非線形性のために、同じ目標信頼性でも複数の安全係数が用意される。これらの部分安

全係数の組合せについては、その適用可能な値域ごとに妥当性が明確になる必要があるが、合理的な部分安全係数法の作成方法について検討された例は少ない。そこで本章では、部分安全係数の破損確率に対する感度に着目し、定量的かつ簡易的に適用性を評価する手法を検討した。検討では、部分安全係数の感度に対応するものとして、二次近似信頼性手法における設計点の主曲率に着目した。設計点とは、限界状態を示した標準正規空間において、原点との距離が最も近い限界状態関数上の点である。本章では、主曲率と感度の関係について検討した結果を示す、検討結果を踏まえて合理的な部分安全係数の設定に利用可能な定量的指標を提案する。

5.2 非線形限界状態関数における部分安全係数法

限界状態関数が非線形の場合、部分安全係数法は、一次近似信頼性手法によって算出される各諸量（設計点、感度）を利用する。本章では2章で示したH-L法を適用する。H-L法では限界状態関数 $g(X_1, X_2, \dots, X_n) = 0$ に対して標準正規空間上に変数変換する。

$$X'_i = \frac{X_i - \mu_{X_i}}{\sigma_{X_i}} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (5.1)$$

次に標準正規空間上において、原点からの距離が最小となる限界状態曲面上的点 $(x'_1, x'_2, \dots, x'_n)$ を設計点として求める。求めた設計点のベクトル x'^* は様々な情報を含み、その大きさで信頼性指標 β_{HL} を、ベクトルの方向で相対的な確率的感度を、ベクトルの各成分の符号で荷重、又は耐力パラメータの判断基準を示す。設計点ベクトル x'^* は、各確率変数の感度 α と信頼性指標 β_{HL} を用いて式(5.2)のように表される。

$$x'^* = -\beta_{HL}\alpha \quad (5.2)$$

式(5.1)と、式(5.2)から、元の実空間上での設計点ベクトル x^* は式(5.3)のようになる。

$$x_i^* = \mu_{X_i} - \alpha_i \sigma_{X_i} \beta_{HL} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (5.3)$$

一次近似信頼性手法では、2.2.2で示したように、問題を制約条件付きの非線形最適化問題として、各種非線形最適化アルゴリズムを利用して設計点を探索する。その結果、得られた設計点から、信頼性指標、及び破損確率を求める。一次近似信頼性手法は、モンテカルロ法などの数値シミュレーションと比較して計算量は少なく済む利点があるが、信頼性手法に関する知識と設計探索のための繰返し計算を必要とする。

部分安全係数法は、非線形最適化問題を解くかわりに、安全係数 γ_i を含む式 (5.4) で表される評価式を与える。

$$g(\gamma_1\mu_{X_1}, \gamma_2\mu_{X_2}, \dots, \gamma_i\mu_{X_i}) > 0 \quad (5.4)$$

評価者は各変数の平均を式 (5.4) に代入することで、合否判断が可能となる。安全係数 γ_i を部分安全係数と呼ぶ。部分安全係数 γ_i は式 (5.3) から各変数の平均と設計点との比によって次のように求める。

$$\gamma_i = \frac{x_i^*}{\mu_{X_i}} = 1 - \alpha_i V_{X_i} \beta_{HL} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (5.5)$$

ここで、 V_{X_i} は変動係数 (Coefficient of variation, COV) である。

$$V_{X_i} = \frac{\mu_{X_i}}{\sigma_{X_i}} \quad (5.6)$$

式 (5.5) から明らかなように、各変数の取りうる範囲で α が一定であれば、変数の確率特性である変動係数と、目標とする信頼性指標を与えることにより、部分安全係数を得ることができる。実際の問題では限界状態関数の非線形性のために α は変化する。API 579-1/ASME FFS-1 Part 9 では亀裂状欠陥評価に対し、材料特性によって複数の部分安全係数表を用意している。用意する部分安全係数表が多くなるほど、同手法の本来の利便性が損なわれるので、変数の変化による部分安全係数の変化量、すなわち部分安全係数の感度が小さい領域では同じ部分安全係数を利用すべきである。その際、それぞれの部分安全係数の感度が定量的に評価される必要がある。

5.3 部分安全係数の感度解析

5.3.1 二次近似信頼性手法

本研究では、部分安全係数の感度解析に信頼性手法における二次近似信頼性手法を利用する。非線形の限界状態関数とその線形近似を図示したものを図 5.1 に示す。元の非線形限界状態関数と線形近似関数は同じ設計点を持つが、線形近似によって求めた破損確率は、近似による破損領域と実際の破損領域が大きく異なる場合、精度が低下する。すなわち、一近似信頼性手法では設計点周辺の限界状態関数の形状が、その精度に影響を与える。二次近似信頼性手法 (Second-order reliability method, SORM) は設計点周りの限界状態関数について二次の項まで近似し、限界状態関数の形状をより詳細に近似することによって精度

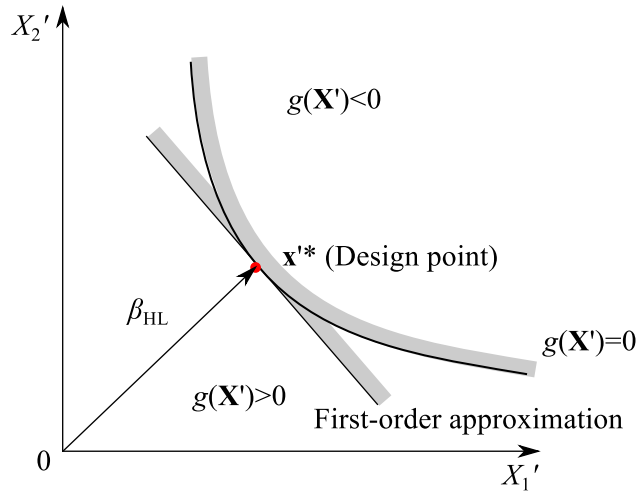


図 5.1: 非線形限界状態関数の線形近似

の向上を図っている．Breitung は，二次近似手法を用いた破損確率の簡易的な算出式を提案している．Breitung の式を次に示す．

$$P_{f2} \approx \Phi(-\beta_{HL}) \prod_{i=1}^{n-1} (1 + \beta_{HL} \kappa_i)^{-1/2} \quad (5.7)$$

ここで，式中の κ_i は，限界状態関数の設計点における主曲率である．主曲率は以下の固有値問題の解として与えられる．主曲率を求める固有値問題の特性方程式は次式である．

$$|A - \kappa I| = 0 \quad (5.8)$$

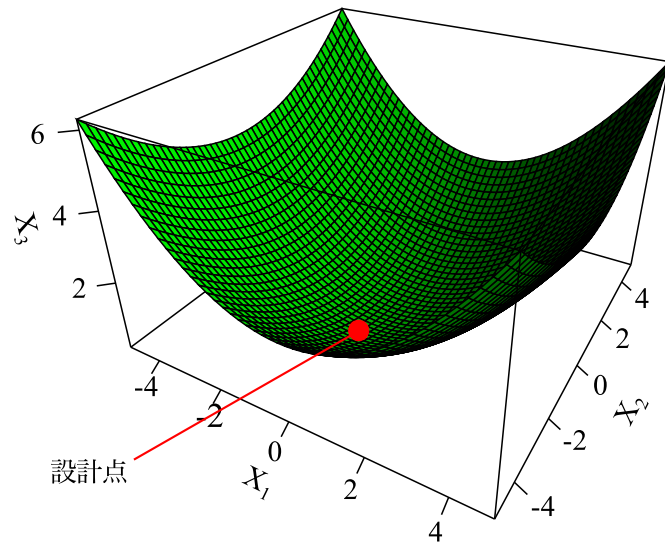
ここで， I は単位行列であり， A は，次に示す ω_{ij} を各要素に持つ $(n-1) \times (n-1)$ のマトリックスである．

$$\omega_{ij} = \frac{(RDR^t)_{ij}}{|\nabla g(x^*)|} \quad (i, j = 1, 2, \dots, n-1) \quad (5.9)$$

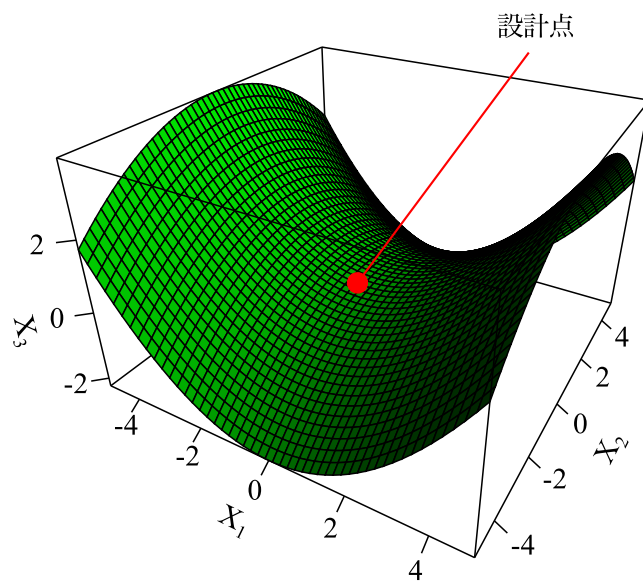
ここで， D は標準正規空間における限界状態関数の設計点での $n \times n$ 二次導関数マトリックスであり， R は Gram-Shmidt の正規直交化法に基づく直交マトリックスである．

5.3.2 限界状態関数の設計点における主曲率の性質

本研究では，設計点における限界状態曲面の特性と，部分安全係数の感度を解析するために，設計点における主曲率に着目する．限界状態関数が三次元の場合，設計点における限界状態曲面を図 5.2 に示す．図 5.2 において，主曲率の数は 2 となる．主曲率が同じ符号



i) 楕円放物面



ii) 双曲放物面

図 5.2: 限界状態曲面

の場合，設計点周辺で限界状態曲面は楕円放物面に近似される．一方，主曲率が異なる符号の場合，設計点周辺で限界状態曲面は双曲放物面に近似される．設計点周辺の限界状態曲面形状は，一次近似信頼性手法，二次近似信頼性手法の解に関係しており，4つのタイプに分類される．限界状態曲面と近似信頼性手法との関係を表5.1に示す．表5.1は，主曲

表 5.1: 限界状態曲面と近似信頼性手法の特性

タイプ	限界状態曲面	条件	破損確率の比較
I	楕円放物面	全ての主曲率の符号が正	FORM > SORM
II	楕円放物面	全ての主曲率の符号が負	FORM < SORM
III	双曲放物面	$\prod_{i=1}^{n-1} (1 + \beta_{HL} \kappa_i) > 1$	FORM > SORM
VI	双曲放物面	$\prod_{i=1}^{n-1} (1 + \beta_{HL} \kappa_i) < 1$	FORM < SORM

率の符号によって一次近似信頼性手法の精度に関する情報が得られることを示している．タイプIとタイプIIIでは，一次近似信頼性手法の結果は二次近似信頼性手法の結果よりも破損確率が大きくなり，タイプIIとタイプIVでは，一次近似信頼性手法の結果は二次近似信頼性手法の結果よりも破損確率が小さくなる．主曲率が最大値を取る主方向，もしくは最小値を取る主方向に変数が変化するとき，設計点ベクトルの傾き，すなわち α_i が最も大きく変化すると考えられる．式(5.5)から， α_i の変化は部分安全係数の変化に直接影響してくることから，設計点における主曲率の値を部分安全係数の感度指標として取り扱うことにする．

5.3.3 感度解析手法

感度解析を用いた部分安全係数法の適用性評価手法について，図5.3に示すように提案する．最初に，限界状態関数と確率変数を定義する．確率変数として取扱う変数の選択を適切に行うことで，部分安全係数法の利便性が向上する．確率変数の選択には2章に示した感度解析手法を適用することで，定量的な判断指標を得ることができる．次に，確率変数の確率特性を用意し，目標信頼性を設定する．確率特性の設定には3章で示したようなラウンドロビン試験が有効である．また，目標信頼性の設定に際しては，4章で実施したコードキャリブレーションを利用できる．次に対象とする変数域において部分安全係数を

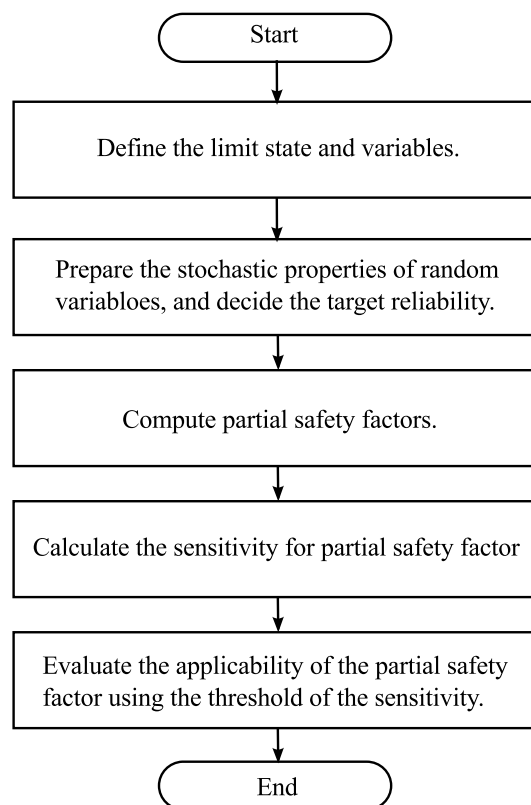


図 5.3: フローチャート

求める．部分安全係数は一次近似信頼性手法に基づいて設計点を算出することにより求める．次に部分安全係数の感度解析を実施する．感度解析は，二次近似信頼性手法に基づいて主曲率を算出することにより求める．最後に，部分安全係数の感度からその適用性を判断する．判断指標についてはエンジニアリングジャッジによる．

5.4 検証

5.4.1 限界状態関数

提案した手法の検証を目的に，三変数の二次限界状態関数を次のように定義する．

$$G(X_1, X_2, X_3) = (1.2X_1 - 20)^2 + (X_2 - 30)^2 + 100 - X_3 \quad (5.10)$$

検証は，2つの評価点で実施する．各評価点の確率特性をまとめたものを表 5.2 に示す．両評価点は正規分布に従い，同じ変動係数を持つとする．

表 5.2: 検証のための評価点

ケース	平均 ($\mu_{X_1}, \mu_{X_2}, \mu_{X_3}$)	変動係数 ($V_{X_1}, V_{X_2}, V_{X_3}$)
1	(60, 2, 2305)	(0.075, 0.2, 0.1)
2	(22, 14.5, 200)	(0.075, 0.2, 0.1)

5.4.2 信頼性指標と部分安全係数の算出

定義した限界状態関数，及び確率特性を基に信頼性解析を実施する．設計点の探索法には，佐々木 [109] が提案した修正 HL-RF 法を適用した．解析結果を表 5.3 に示す．表 5.3 に示すように信頼性指標，及び破損確率は両ケースでほぼ同じであるが，部分安全係数は異なることが認められた．特に， γ_2 では 1.4 倍の違いがあった．

表 5.3: 信頼性指標, 及び部分安全係数の計算結果

ケース	信頼性指標, β_{HL}	破損確率	部分安全係数 ($\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$)
1	2.325	1.00×10^{-2}	(0.85, 1.02, 1.11)
2	2.315	1.03×10^{-2}	(0.95, 1.41, 1.07)

5.4.3 感度解析の結果

図 5.3 に示した手順にしたがって, 感度解析を実施した結果を表 5.4 に示す. 表 5.4 には感度の指標となる主曲率のうち最大値を示す. ケース 2 の感度指標 0.144 は, ケース 1 の感度指標 0.025 と比較して大きい. このことは, ケース 2 の評価点の周囲では非線形性が強く, 信頼性指標が同じになる領域で部分安全係数が変化することが考えられる. 一方で, ケース 1 の評価点の周辺では非線形性は弱く, 信頼性指標が同じになる領域で部分安全係数は変化しないと考えられる. このように感度指標に応じて, 定量的に部分安全係数法の適用性について示すことができる.

表 5.4: 部分安全係数の感度解析結果

ケース	感度指標, κ_{max}
1	0.025
2	0.144

5.4.4 感度解析の結果の検証

設計点における主曲率に基づく感度解析の検証を行うために, 先に実施したケーススタディにおいて評価点周辺の破損確率を調査する. ここで, 評価点からの距離として次の値を定義する.

$$\Delta X = \sqrt{\left(\frac{\Delta x_1}{\sigma_{X_1}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta x_2}{\sigma_{X_2}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta x_3}{\sigma_{X_3}}\right)^2} \quad (5.11)$$

ここで、 $(\Delta x_1, \Delta x_2, \Delta x_3)$ は、評価点からの各方向への移動量を示しており、 $(\mu_{X_1} + \Delta x_1, \mu_{X_2} + \Delta x_2, \mu_{X_3} + \Delta x_3)$ が、式 (5.12) を満足するように定義する。

$$\begin{aligned} (1.2\gamma_1 X_1 - 20)^2 + (\gamma_2 X_2 - 30)^2 + 100 \\ - \gamma_3 X_3 = 0 \end{aligned} \quad (5.12)$$

変数の変化に対し、部分安全係数への感度が低ければ、評価点周辺で変数が移動しても破損確率の変化はない。部分安全係数への感度が高ければ、評価点周辺で変数が移動すると、破損確率が大きく変化すると考えられる。

ケース 1 に関する検証結果を図 5.4 に、ケース 2 に関する検証結果を図 5.5 に示す。図 5.4、図 5.5 の横軸は限界状態曲面上にある評価点からの距離を示す。検証点は、それぞれのケースの評価点の周辺 s に、式 (5.12) を満足する点をランダムに 1000 点発生させ、それぞれの点について H-L 法を用いて信頼性指標を算出した。その結果から破損確率を求め、それぞれの点にプロットしてある。図 5.4 によると、標準偏差で正規化された変化量に対して破損確率の変化量は小さく無視できる大きさである。一方、図 5.5 によると、 ΔX が 1 以上の範囲において破損確率が 1 割以上大きくなることが認められた。このように、主曲率に基づく感度指標が大きい評価点については、破損確率の変化が大きいことが検証された。

5.5 結言

本章では、信頼性手法における部分安全係数の適用性を定量的に判断できる指標を検討した。その結果、次の知見を得た。

- 限界状態関数の設計点における主曲率に着目し、近似信頼性手法に基づく破損確率の算出結果と主曲率との関係について整理した。限界状態関数の非線形性を表現する主曲率を部分安全係数の感度指標と定義し、部分安全係数の感度解析手順を示した
- 3 変数の 2 次限界状態関数から、感度解析を実施して評価点によって部分安全係数の感度指標が異なることを示した。検証の結果、感度指標の大きい点は、その周囲で破損確率が大きく変化し、提案する感度指標の妥当性を示した。

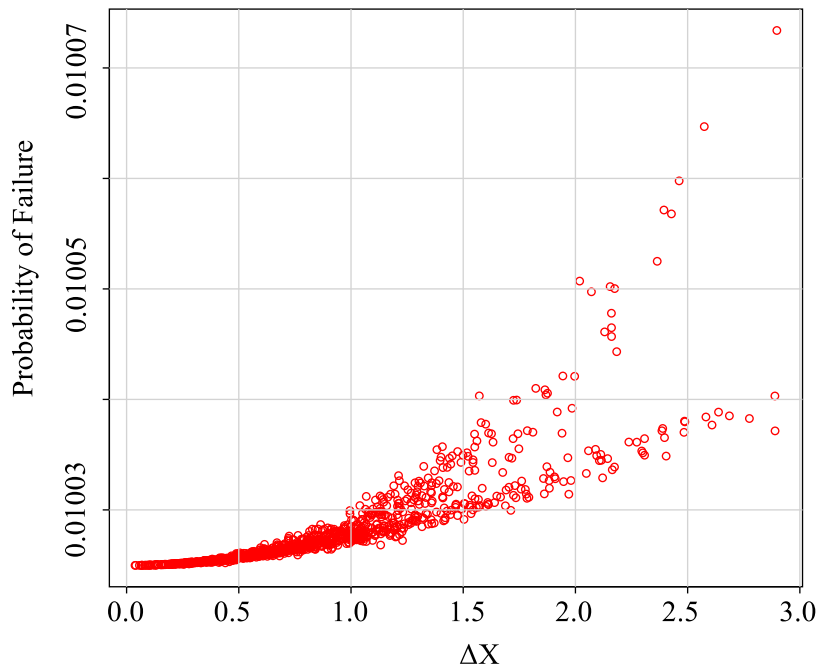


図 5.4: 評価点周りの変数移動量 ΔX と破損確率の関係 (ケース 1)

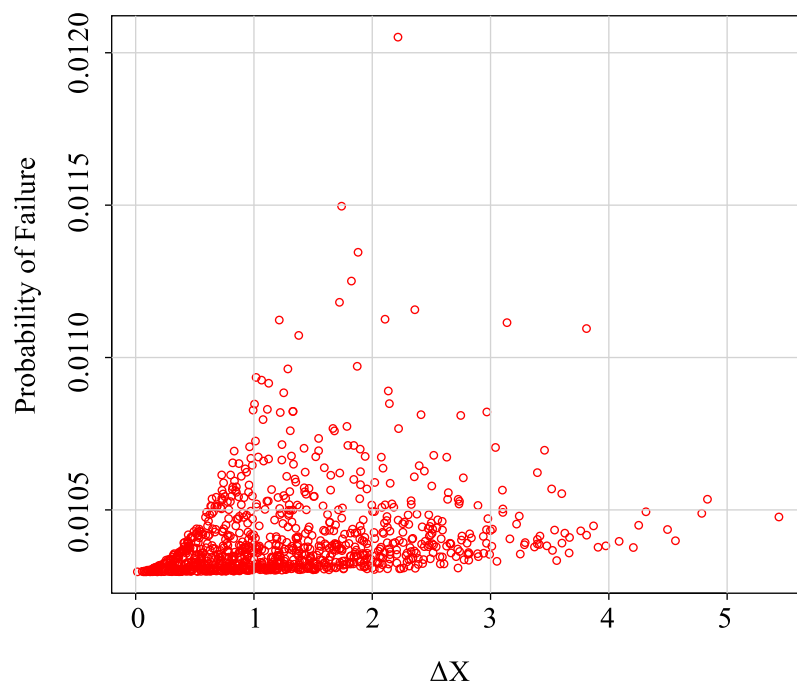


図 5.5: 評価点周りの変数移動量 ΔX と破損確率の関係 (ケース 2)

第6章 部分安全係数法を用いた次回検査時期 決定手法の提案

6.1 緒言

本章では，化学プラント圧力設備に発生する保温材下腐食に対し，部分安全係数法を用いた次回検査次期決定手法を提案する．

設計基準に対して，維持基準は，設計時に存在していない損傷や劣化を含む設備の継続供用性，余寿命評価を行うための基準である．しかし，我が国の多くの圧力設備では，将来にわたり設計時の必要最小厚さを割ってはいけなとする考え方に基づいて減肉評価が実施されており，設計基準の考え方が維持においても用いられている．設計基準と維持基準では本来，それぞれの状態に合致した形で安全係数が与えられる．本章では，利便性の高い信頼性手法である部分安全係数法に基づく次回検査次期決定手法を提案し，従来の設計基準に基づく決定論的手法との違いを明確にする．それに加え，減肉速度のばらつきが信頼性に与える影響の観点から，保温材下腐食に対する現場の対策や具体的処置について提言する．

6.2 決定論的手法の安全係数

減肉を有する圧力設備の供用適性評価について，決定論的手法における安全係数を示す．API 579-1/ASME FFS-1 Part 5 に基づく減肉評価では最高許容圧力 $MAWP_r$ に基づいた評価が行われる． $MAWP_r$ は次のように求める．

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

$$MAWP_r = MAWP \quad \text{for } RSF \geq RSF_a \quad (6.1)$$

ここで、 $MAWP$ は健全な容器の最高許容圧力であり、円筒容器の場合は次式で求める。

$$MAWP = \frac{\sigma_a \eta t_c}{R + 0.6 t_c} \quad (6.2)$$

ここで、 σ_a は材料の評価温度における許容引張応力、 η は溶接継手効率、 t_c は健全部の厚さ、 R は内半径である。

RSF は減肉が生じることによる健全な容器からの強度低下を表現する残存強度係数であり、次式で求める。

$$RSF = \frac{R_t}{1 - \frac{R_t}{M_t}} \quad (6.3)$$

ここで、 M_t は、Bulging factor、又は Folias factor と呼ばれる形状係数で、円筒容器の場合、次のように算出される。

$$\begin{aligned} M_t = & 1.0010 - 0.014195\lambda + 0.29090\lambda^2 - 0.096420\lambda^3 + \\ & 0.020890\lambda^4 - 0.0030540\lambda^5 + 2.9570(10^{-4})\lambda^6 \\ & - 1.8462(10^{-5})\lambda^7 + 7.1553(10^{-7})\lambda^8 - \\ & 1.531(10^{-8})\lambda^9 + 1.4656(10^{-10})\lambda^{10} \end{aligned} \quad (6.4)$$

また、 R_t 、 λ はそれぞれ残存厚さ比、シェルパラメータであり、きず、又は損傷を矩形減肉にモデル化する場合は次のように求まる。

$$R_t = \frac{t_{mm} - FCA}{t_c} \quad (6.5)$$

$$\lambda = \frac{1.285 s}{\sqrt{D} \cdot t_c} \quad (6.6)$$

D は内径、 s は減肉の軸方向長さ、 t_{mm} は減肉部の最小測定厚さ、 FCA は将来腐れ代である。将来腐れ代は、減肉速度 C_v と T の積として次式で表す。

$$FCA = C_v \cdot T \quad (6.7)$$

式(6.1)における RSF_a は許容残存強度係数であり、評価者が定める許容値である。以上の、最高許容圧力に関する計算において、安全係数が考慮されている変数は、許容引張応力、許容残存強度係数、将来腐れ代の3つである。許容引張応力については、設計時に決まっている指標であり、API 579-1/ASME FFS-1 では維持においても許容引張応力に基づく安全係数を利用する。維持において新たに出てくる安全係数は許容残存強度係数と、将

来腐れ代に関する安全係数である。許容残存強度係数は事実上、設計時の許容引張応力で考慮されていた安全係数を維持の段階で割り引くものである。維持では対象とする設備の運転状況や損傷モードが明確になるため、API 579-1/ASME FFS-1 では設計時の許容引張応力に関する安全係数を残存強度係数で減じることが規定されている。将来腐れ代については、様々な考え方があるが一般的に行われるのは、予測される将来の腐れ代に2倍の安全係数を乗ずるものである。決定論的な安全係数について以下にまとめる。

- 材料強度（引張強さ）に対する安全係数。引張強さの規定最小値に対して4，又は降伏応力の規定最小値に対して1.5
- 将来腐れ代に対する安全係数。予測される腐れ代に対して2
- 最高許容圧力に対する安全係数。残存強度の計算結果に対して0.9

このように、従来の決定論的手法では、複数の変数に対して安全係数を振り分けている。本章では、これらの決定論的手法における安全係数に対して、確率論的手法に基づく部分安全係数との比較を行い、確率論的手法の利点を明確にした上で、部分安全係数法に基づく減肉評価法を提案する。

6.3 確率論的手法に基づく部分安全係数

6.3.1 限界状態関数と確率変数の定義

限界状態を内圧による容器の破壊とし、限界状態関数を次のように表す。

$$g = RSF \cdot P_{bi} - P_{applied} \quad (6.8)$$

ここで、 $P_{applied}$ は運転圧力であり P_{bi} は Svensson [18] が提案した円筒容器の破壊圧力である。ただし、式中の厚さ t_c は直近の検査時期から期間 T が経過したときの健全部の厚さである。

$$P_{bi} = \left(\frac{e}{n}\right)^n \left(\frac{0.25}{n + 0.227}\right) \ln\left(1 + \frac{2t_c}{D}\right) \sigma_u \quad (6.9)$$

確率特性、並びに各諸量は表 6.1 のように与える。確率変数として取扱うのは減肉速度 C_v と、減肉部の厚さ t_{mm} の2変数である。設計必要最小厚さは13mmであり、したがって、減肉部の厚さが13mmより小さい場合は、従来の評価基準であれば検査時点で継続供用が

不可能となる状態といえる．本研究では表 6.2 に示す 6 つの減肉形状を初期減肉として，信頼性評価を実施した．信頼性評価では期間 T が增大することによる破損確率の上昇を算出した．破損確率の算出は，一次近似信頼性手法に基づく信頼性指標 β_{HL} に基づいて実施する．設計点の探索法には，佐々木 [109] が提案した修正 HL-RF 法を採用し，正規分布以外の分布に従う確率変数の取扱いについては，Rackwitz-Fiessler の正規裾野近似法 [110] を用いる．得られた β_{HL} については，次の式によって破損確率 P_f の形に見直した．

$$P_f = \Phi(-\beta_{HL}) \quad (6.10)$$

表 6.1: 減肉評価の確率特性

変数	平均	標準偏差	変動係数	分布
C_v	0.12[mm/y]	0.10[mm/y]	-	Type I
t_{mm}	10, 12, 14[mm]	0.4[mm]	-	Normal
$P_{applied}$	1.08[MPa]	-	-	-
σ_u	400[MPa]	-	-	-
n	0.2	-	-	-
D	2400[mm]	-	-	-
t_{rd}	15[mm]	-	-	-
s	300, 1200[mm]	-	-	-

表 6.2: 減肉形状ケース

Case No.	減肉深さ t_{mm}	減肉長さ s
1	14mm	300mm
2	14mm	1200mm
3	12mm	300mm
4	12mm	1200mm
5	10mm	300mm
6	10mm	1200mm

目標信頼性を 2.2×10^{-8} としたときの確率的感度，並びに各変数に対する部分安全係数

について解析した結果を表 6.3 に示す．なお，目標破損確率 2.2×10^{-8} とは，4 章で算出された初期厚さが 15mm のときの決定論的評価結果である余寿命 8 年後の減肉状態について，確率論的手法で解析したときの破損確率である．目標信頼性に基づいて部分安全係数を設定すると，先に示した決定論的手法の係数と異なり，

- 減肉速度に対する安全係数．減肉速度に対して 11.61 ~ 11.89
- 減肉部の最小測定厚さに対する安全係数．検査時の減肉部の厚さに対して 0.96 ~ 0.99

となる．

表 6.3: 確率的感度と部分安全係数

Case No.	C_v 確率的感度	t_{mm} 確率的感度	C_v 部分安全係数	t_{mm} 部分安全係数
1	-0.996	0.088	11.89	0.99
2	-0.992	0.123	11.89	0.98
3	-0.993	0.116	11.75	0.98
4	-0.989	0.150	11.83	0.98
5	-0.988	0.154	11.72	0.97
6	-0.980	0.198	11.61	0.96

決定論的手法と確率論的手法の結果の違いについて考察する．決定論的手法では，破損確率に対して影響が小さい材料強度に最も大きな安全係数を取っている．また，合否判定基準となる最高許容圧力，又は必要最小厚さは，材料強度の安全係数を基準にして設定されている．したがって，検査時点で最高許容圧力，又は必要最小厚さに近い減肉については，破損確率に対して過度に裕度が取られていることになる．決定論的手法では，材料強度や減肉速度などの個々の変数の限界状態に対する裕度の相互関係は不明であり，経験的手法や，設計時の安全係数を踏襲してそれぞれの安全係数を設定している．一方，確率論的手法では，本研究で提案する感度解析手法などを利用して，個々の変数の限界状態への影響を考慮した上で，裕度を破損確率の形で与えることができる．

維持基準の一部である局部減肉評価も，許容引張応力の考え方は設計基準を踏襲している．本章では，許容引張応力の考え方についても設計基準と維持基準とで区別する．2 章で実施した感度解析において引張強さは破損確率に影響を与える変数ではなかった．した

がって、引張強さに対する安全係数は1とする。したがって、維持基準における各諸量に対する安全係数は次のようになる。

- 材料強度(引張強さ)に対する安全係数、引張強さの平均に対して1
- 減肉速度に対する安全係数、減肉速度の平均に対して11
- 減肉部の厚さに対する安全係数、厚さ測定値に対して0.98

この安全係数の組合せケースを、ここではケースAとする。また決定論的手法による余寿命評価結果をケースBとする。表4.5の結果に対してケースAに基づく次回検査時期算出結果を追記すると表6.4のようになる。

表 6.4: 決定論的局部減肉評価に基づく評価余寿命と次回検査時期の決定

Case No.	次回検査時期 (A)	次回検査時期 (確率論的評価)	次回検査時期 (B)
1	7.8 年	7.2 年	8.1 年
2	7.5 年	6.9 年	8.1 年
3	6.7 年	6.2 年	7.6 年
4	6.1 年	5.6 年	3.2 年
5	5.5 年	5.0 年	3.0 年
6	4.8 年	4.3 年	不合格

表 6.4 に示すように、ケース A の条件で決定論的に評価した結果は、確率論的に評価した結果と同等の結果を得られた。このことは、従来、設計から維持まで確保しなければならない許容引張応力、並びに許容引張応力から算出される必要最小厚さも、維持基準において調整可能な変数であり、感度解析を用いることで限界状態に対して影響が小さいと判断できれば、設計時に 4 であった安全係数を、1 に下げることがもできることを示している。この場合、減肉速度により大きな安全係数が付与される。すなわち、限界状態に対してより感度の高いものに対して大きな安全係数を付与するものである。

6.4 現場における保温材下腐食に対する対策が設備の信頼性に与える影響

これまで、化学プラント圧力設備に発生する保温材下腐食に対し、確率論的手法を適用することで、特に減肉が進行している際に、従来の決定論的手法に基づく手法から合理化ができ、次回検査時期を延長することができることを示した。一方、これまでの検討は、減肉速度のばらつき、並びに確率的感度が大きいことから、破損確率がほぼ減肉速度のばらつきによって決まるようになっている。このことは、仮に減肉速度のばらつきを小さくすると、当該設備の破損確率が大幅に低下し、信頼性が向上することが考えられる。本節では、現場における保温材下腐食の対策を挙げ、減肉速度のばらつきの低下がどのように設備の信頼性に影響を与えるかを検討する。

6.4.1 現場における保温材下腐食対策

保温材下腐食は次の過程に従って進行すると考えられる。[13]

1. 保温材の防水機能の劣化，喪失
2. 保温材内への水の侵入と滞留
3. 金属表面の塗装の劣化．設備が無塗装の場合は次の過程にすぐ進む
4. 金属の腐食開始と進行
5. 腐食が進行し漏れや破壊として顕在化

供用適性評価では、上記の4の段階で減肉を発見し将来の健全性を評価する。発見された時点で適切な対応を実施すれば、腐食の進行速度が抑えられ、信頼性手法に基づいた供用適性評価においても、最も感度の高い減肉速度のばらつき、又は平均が小さくなり信頼性の向上に寄与する。以下、日本プラントメンテナンス協会 [13] がまとめた寿命延伸対策について述べる。

(1) 塗装

保温材下腐食が問題とされる設備が建設された60年代から70年代では保温材下腐食問題に対する対策が実施されていない設備が多く、無塗装、又は安価なさび止め塗装

などで済まされている場合が多い。鋼材表面を塗装することで水分と鋼材表面を遮断する最も経済的で効果的な方法である。ただし、塗装の際には、塗装前の下地処理に十分に留意しなければならない。現場施行となる補修塗装では、三種ケレンによる粗い下地処理と手作業が主となることを考慮に入れ、環境や装置の運転条件を考慮して塗装条件を選択する。

(2) 防食テープ、ライニング

一般には海外地区設備や埋没配管などの防食が目的で使用される。施行が容易で汎用性が高い。施行にあたり塗装同様下地処理が防食効果を左右する。また、使用環境などによって劣化の進行が大きく左右される。塗装と比較して高い防食効果が期待されるが、テープの下で腐食が進行している場合、その状況を発見することが難しいので注意が必要である。

(3) 溶射

金属を溶融させて対象物に吹き付けることで、表面に金属の膜を形成させる技術である。保温材下腐食の防止の目的ではアルミニウムやアルミニウム合金の溶射が有効な手段としてNACE (National Association of Corrsion Engineers) で報告されている。ブラストによる下地処理、溶融した金属の溶射など手間がかかるため、現場での施行に制限を受けやすい。

(4) 保温材の外装施行、雨水侵入、滞留対策

上述したように、保温材下腐食は保温材の防水機能の劣化から開始される。したがって、保温材の外装施行、雨水侵入、滞留対策は、検査後最も重要な対策の一つである。立ち上がり配管上部で、外装材の損傷やシール不良がないか、外装材のつなぎ（ハゼ）が外れていないか、配管の分岐やノズル、機器のサポートリブなど外装材の切り欠き部は適切にシールされているかなど、周囲の外観のチェックを十分に行い、シール構造が破損している場合には補修を行う必要がある。

6.4.2 減肉速度のばらつきの抑制が信頼性に与える影響

保温材下腐食の対策を実施することで、減肉速度のばらつきが抑えられた場合に、信頼性がどのように向上するか検討する。

表 6.1 に示した確率特性について，減肉速度の標準偏差 ($StD_{C_v} = 0.1mm/sec$) が $1/2$ ， $1/4$ ， $1/10$ になったときに，表 6.2 で与えた初期減肉形状と目標破損確率 2.2×10^{-8} において次回検査時期がどのように延長されるかを解析する．解析結果を表 6.5 に示す．最も，次回検査時期までの期間が短い Case 6 の減肉でも文献値から得られた標準偏差に対して， $1/10$ の標準偏差になるようばらつきを抑えると，次回検査時期が 4.3 年から 23.9 年に延長できる．プラントによっては，工場の全配管の塗装について，10 年から 20 年の間隔で塗り直しを実施している．先に述べた対策を実施することにより減肉速度のばらつきを小さくすることができれば，検査によって仮に減肉が見つかったとしても，運転途中のプラント停止や，足場を再設置をすること無く，回目の塗装の塗り直し時期まで健全性が確保できることになり合理化が可能である．

表 6.5: 減肉速度の標準偏差低減による次回検査時期の延長

Case No.	$StD_{C_v} = 0.1mm/sec$	$StD_{C_v}/2$	$StD_{C_v}/4$	$StD_{C_v}/10$
1	7.2 年	13.2 年	22.9 年	40.7 年
2	6.9 年	12.8 年	22.0 年	39.1 年
3	6.2 年	11.3 年	19.5 年	34.7 年
4	5.6 年	10.4 年	17.9 年	31.6 年
5	5.0 年	9.2 年	15.8 年	28.7 年
6	4.3 年	7.9 年	13.6 年	23.9 年

6.5 結言

本章では，化学プラント圧力設備に発生する保温材下腐食に対し，過去の文献値などから得られた確率特性を与えた上で，部分安全係数法を用いた次回検査時期決定手法を提案した．それに加え，減肉速度のばらつきが信頼性に与える影響の観点から，保温材下腐食に対する現場の対策や具体的処置について提言した．その結果，次の知見を得た．

- 化学プラント圧力設備に発生する保温材下腐食に対し，過去の文献値などから得られた確率特性から部分安全係数として，減肉速度の平均に対して 11，減肉部の厚さ測定値に対して 0.98，引張強さの平均に対して 1 を得た．これらの安全係数は，設計時の安全係数と異なるものである．

- 部分安全係数法に基づく次回検査時期と，一次信頼性手法に基づく次回検査時期とを比較した結果，部分安全係数法に基づく次回検査時期は，一次信頼性手法の結果と良好に一致した．
- 提案した部分安全係数法に基づく次回検査時期決定手法は，従来の決定論的手法と比較して，減肉が進行している場合に，より次回検査時期を延長することができる．
- 減肉速度のばらつきが信頼性に与える影響を解析し，減肉速度のばらつきを 1/10 にすることで，次回検査時期を 5 倍以上に延長することができ，現場の対策が，検査時期の延長に寄与できることを信頼性手法に基づいて定量的に明らかにした．この結果から，現場の腐食防止対策は信頼性向上の観点から重要であり，保温材下腐食に対する現場の対策や具体的処置について提言した．

第7章 結論

7.1 結論

本研究では、経年化プラントの事故防止のための技術として、減肉を有する圧力設備の供用適性評価技術に着目し、信頼性手法を用いて、安全裕度を合理化する手法を検討した。また、供用適性評価技術導入と普及に向けて、実際のメンテナンスにおける諸データを調査するとともに、簡易かつ効果的に適用するための評価手法を提案した。

第2章では、本研究で用いる信頼性解析手法について解説し、同手法をより簡易に導入するために、確率変数として取り扱う変数の選択について、感度解析を用いて客観的に評価する手法を提案した。また提案した手法を、減肉を有する圧力設備の供用適性評価に適用した。一次信頼性手法について、信頼性指標の定義を中心にレビューし、標準正規空間におけるH-L法信頼性指標 β_{HL} と、確率的感度の関係を明らかにした。 β_{HL} は確率的感度を相対的に示すものであり、 β_{HL} を評価することによって、その破損確率や、確率的感度、各確率変数の荷重・耐力特性が明らかになることを示した。減肉を有する圧力設備の供用適性評価手法に対し、感度解析を適用した結果、減肉速度と減肉部の最小厚さが、より破損確率に影響を与えることを明らかにした。高感度の変数である減肉速度、減肉部の最小厚さのみを確率変数とした簡易限界状態関数モデルを作成し、破損確率一定曲線を作成した。その結果、簡易モデルによる曲線は、全ての変数を確率変数とした評価曲線と類似したものであった。この結果は、定数としておいた変数の感度が低かったためである。低い感度の変数を定数としておいたモデルの破損確率は、全ての変数を確率変数としておいたモデルの破損確率よりも危険側の結果を与える。この問題を解消するために修正係数を限界状態関数に導入した。本研究で適用した一般的なプラント圧力設備の保温材下腐食の問題では、修正係数が1.2の場合に目標とする信頼性を満足することを明らかにした。

第3章では、供用適性評価における検査データの確率特性を明らかにするために、石油精製、石油化学プラントで腐食減肉が発見された3本の炭素鋼製配管が供試し、供用適

性評価に対応した厚さ測定についてラウンドロビン試験を実施するとともに、減肉配管の信頼性評価を実施した。減肉配管サンプルについて供用適性評価に対応した厚さ測定を複数の機関で行った結果、減肉部と健全部で厚さ測定値のばらつきが大きく異なることを明らかにした。その要因については、供用適性評価のために検査グリッド上の点を検査員が測定しているために、減肉部の最小値を測定する方法よりもばらつきが大きくなると考えられた。減肉部の厚さ測定値のばらつきについて、健全部と減肉部の残存厚さの比が小さくなるほどばらつきが大きくなり、残存厚さの比が0.9以下になると、変動係数が0.1以上になることを明らかにした。厚さ測定値から、供用適性評価の結果である最大許容運転圧力の確率特性について調査した結果、変動係数が0.1以下となった。これは減肉部の測定点のばらつきよりも小さかった。特定の測定点のばらつきが大きくても、減肉領域の平均的な厚さのばらつきは小さくなると考えられ、供用適性評価では、ある一点の測定点の大小よりも、平均的な減肉部の厚さが塑性崩壊に影響することから、最大許容運転圧力のばらつきは小さくなったものと考えられた。得られた確率特性を用いて、減肉配管の信頼性評価を行い、厚さ測定値のばらつきデータを得ることで減肉配管の信頼性評価を実施することが可能であることを示した。

第4章では、破損確率の時間的推移に着目して、減肉を有する圧力設備の破損確率に基づく余寿命評価手法を示した。また、目標信頼性については、従来の余寿命評価法である決定論的減肉評価法に信頼性手法を適用して、従来手法の破損確率を求め、従来手法の水準で、局部減肉評価法の水準が保たれるようにした。腐れ代が2mmの圧力設備に対して、断熱材下腐食を対象とした次回検査時期の決定について、従来手法である減肉評価法の信頼性を評価した結果、1年間当たりの破損確率が 2.2×10^{-8} という結果を得た。腐れ代が2mmの設備に対する従来手法の破損確率を目標信頼性とおいて、減肉評価手法の信頼性手法に基づく余寿命評価を行った。その結果、将来腐れ代が小さい場合、決定論的手法よりも、次回検査時期を延長することができ、確率論的手法適用による合理化が達成された。6つの減肉形状に対して、局部減肉評価を決定論的手法、並びに確率論的手法を用いて実施した。減肉が進行し、残存強度が小さい設備において、確率論的手法の適用によってより大きな合理化が認められた。確率論的手法と決定論的手法の違いは、各変数に与えた安全係数の取り方の違いであることを示した。決定論的手法では、設計時と同様に材料強度に対して最も大きな安全係数を取っている。確率論的感度の検討により、材料強度の破損確率に対する影響は小さいことが明らかになっており、検査時点で最大許

容運転圧力，又は最小必要厚さに近い減肉については，破損確率に対して過度に裕度が取られていることを示した．

第5章 では，部分安全係数の破損確率に対する感度に着目し，定量的かつ簡易的に適用性を評価する手法を検討した．検討では，部分安全係数の感度に対応するものとして，二次近似信頼性手法における設計点の主曲率に着目した．主曲率と感度の関係について検討した結果を示し，検討結果を踏まえて合理的な部分安全係数の設定に利用可能な定量的指標を提案した．

第6章 では，化学プラント圧力設備に発生する保温材下腐食に対し，部分安全係数法を用いた次回検査次期決定手法を提案した．化学プラント圧力設備に発生する保温材下腐食に対し，過去の文献値などから得られた確率特性から部分安全係数として，減肉速度の平均に対して11，減肉部の厚さ測定値に対して0.98，引張強さの平均に対して1を得た．これらの安全係数は，設計時の安全係数とは異なるものであり，従来 of 決定論的手法と比較して，減肉が進行している場合に，より次回検査時期を延長することができることを示した．減肉速度のばらつきが信頼性に与える影響を解析し，減肉速度のばらつきを1/10にすることで，次回検査時期を5倍以上に延長することができ，現場の対策が，検査時期の延長に寄与できることを信頼性手法に基づいて定量的に明らかにした．この結果から，現場の腐食防止対策は信頼性向上の観点から重要であり，保温材下腐食に対する現場の対策や具体的処置について提言した．

本提案法の採用により，利便性の高い信頼性手法に基づいた供用適性評価手法の実機への適用が可能となり，信頼性手法を用いた供用適性評価手法の標準化と普及が進むことが考えられる．

参考文献

- [1] JIS B 8265 圧力容器の構造 - 一般規格. 日本規格協会, 2010.
- [2] JIS B 8266 圧力容器の構造 - 特定規格. 日本規格協会, 2003.
- [3] JIS B 8267 圧力容器の設計. 日本規格協会, 2008.
- [4] JPI-7S-77-10 石油工業用プラントの配管基準. 石油学会, 2010.
- [5] JPI-8S- 2-09 設備維持規格. 石油学会, 2009.
- [6] JPI-8S- 1-12 配管維持規格. 石油学会, 2012.
- [7] KHKS 0850 シリーズ 保安検査基準. 高圧ガス保安協会, 2011.
- [8] KHKS 1850 シリーズ 定期自主検査指針. 高圧ガス保安協会, 2011.
- [9] 渡邊 知寛. プラントはいつまで使えるか?—高経年化する設備への取組み (特集 高経年化時代の設備管理・設備診断技術). プラントエンジニア, 43(3):2-8, 2011.
- [10] 佐藤 信義, 田村 孝市. 塔・槽類, 熱交換器および配管設備の高経年化とその対策 (特集 プラントメンテナンス技術の実際). 化学装置, 49(12):30-35, 2007.
- [11] 産業構造審議会保安分科会. 産業構造審議会保安分科会報告書 ~ 産業事故の撲滅に向けて (「産業保安」の再構築) ~. 経済産業省, 2013.
- [12] 小林 英男. エロージョン/コロージョンの損傷事故と解析. 材料と環境 : *zairyo-to-kankyo*, 57(1):5-8, 2008.
- [13] 設備ユーザーのための外面腐食研究会. 外面腐食対策ガイド. 日本プラントメンテナンス協会, 2010.
- [14] 小林 英男. 原子力発電所の健全性と維持規格. 非破壊検査, 52(5):229-234, may 2003.

- [15] API/ASME. *Fitness-For-Service*. API 579-1/ASME FFS-1 2nd edition, Washington, D.C, 2nd edition, 2007.
- [16] FITNET. *Fitness-for-Service, Revision MK8*. prepared by the European Fitness-for- Service Thematic Network (FITNET), ISBN978-3-940923-00-4, 2008.
- [17] C. M. Holtam, D. P. Baxter, I. A. Ashcroft, and R. C. Thomson. A survey of fitness-for-service trends in industry. In *ASME PVP2008-61236*, 2008.
- [18] N.L. Svensson. Bursting pressure of cylindrical and spherical pressure vessels. *Trans. ASME J. Appl. Mech.*, 80(3):89–96, 1958.
- [19] Janelle, J., Osage, D. A. and Burkhart, S. J. *WRC Bulletin 505 AN OVERVIEW AND VALIDATION OF THE FITNESS-FOR-SERVICE ASSESSMENT PROCEDURES FOR LOCAL THIN AREAS IN API 579*. Welding Research Council, 2005.
- [20] E. S. Folias. An axial crack in a pressurized cylindrical shell. *International Journal of Fracture Mechanics*, 1:104–113, 1965.
- [21] J. F. Kiefner. Criteria for determining the strength of corroded areas of gas transmission lines. In *American Gas Association Operating Section on Transmission Conference*, 1973.
- [22] M. A. Willoughby. *A survey of plastic collapse solutions used in the failure assessment of part wall defects*. The welding institute reseach report No. 191, 1982.
- [23] I Milne, R.A Ainsworth, A.R Dowling, and A.T Stewart. Assessment of the integrity of structures containing defects. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 32(1):3 – 104, 1988.
- [24] A. COSHAM and P. HOPKINS. The assessment of corrosion in pipelines guidance in the pipeline defect assessment manual (PDAM). In *Pipeline Pigging and Integrity Management Conference*, 2004.
- [25] ASME B31G. *Manual for Determining the Remaining Strength of Corroded Pipelines*. ASME, 2012.

- [26] J. R. Sims, B. F. Hantz, and K. E. Kuehn. A basis for the fitness for service evaluation of thin areas in pressure vessels and storage tanks. In *ASME PVP-Vol. 233*, 1992.
- [27] B. F. Hantz, J. R. Sims, C. T. Kenyon, and T. A. Turbak. Fitness for service: groove like local thin areas on pressure vessels and storage tanks. In *ASME PVP-Vol. 252*, 1993.
- [28] 宮崎 克雅, 根布 景, 菅野 智, 石渡 雅幸, 長谷川 邦夫. 局部減肉を有する炭素鋼配管の破壊クライテリオン. 圧力技術, 40(2):8–18, mar 2002.
- [29] 高橋 宏治, 安藤 柱, 木村 祐介, 川戸 和臣, 久恒 眞一, 長谷川 邦夫. オリフィス下流部に局所減肉を有する配管の破損挙動. 圧力技術, 42(6):310–317, nov 2004.
- [30] 尹 子文, 安藤 柱, 高橋 宏治, 安藤 英夫. 局所減肉を有する薄肉圧力容器の内圧強度特性. 圧力技術, 45(1):4–11, 2007.
- [31] 戒田 拓洋. 化学プラントにおける圧力設備への供用適性評価技術の適用. 住友化学, 2009(1):41–51, may 2009.
- [32] T. Kaida. Experimental and numerical validation of fitness-for-service assessment for cylindrical and spherical pressure vessel with local metal loss. In *ASME PVP2008-61806*, 2008.
- [33] A. Ohno and T. Tahara. Earthquake resistant design code and validation of local metal loss procedure based on the experimental data collected in japan. In *ASME PVP2008-61845*, 2008.
- [34] Masataka Tsuji and Toshiyuki Meshii. Proposal of limit moment equation applicable to planar/non-planar flaw in wall thinned pipes under bending. *Nuclear Engineering and Design*, 241(10):4089 – 4094, 2011.
- [35] 大野 敦史, 戒田 拓洋. 局部減肉を有する円筒胴容器の破裂圧力と API/ASME FFS 基準に基づく有限要素解析の比較 第 1 報塑性崩壊評価. 圧力技術, 49(2):53–61, 2011.
- [36] 大野 敦史, 戒田 拓洋. 局部減肉を有する円筒胴容器の破裂圧力と API/ASME FFS 基準に基づく有限要素解析の比較 第 2 報局部破壊評価. 圧力技術, 50(1):4–15, 2012.

- [37] 周潤澤, 小島 郁夫, 辻 裕一. 局部減肉形状による炭素鋼配管の破裂圧力評価への影響. 圧力技術, 50(4):177–183, jul 2012.
- [38] 白鳥 正樹, 矢倉 武蔵, 小笠原 永久, 中村 いずみ, 大谷章仁. 局所的減肉部を有する配管の耐震裕度評価に関する解析的研究. 日本機械学会論文集. A 編, 67(654):209 – 215, 2001.
- [39] Zhang Li, Wang Yinpei, Chen Jin, and Liu Cengdian. Evaluation of local thinned pressurized elbows. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 78(10):697 – 703, 2001.
- [40] Katsumasa Miyazaki, Akira Nebu, Masayuki Ishiwata, and Kunio Hasegawa. Fracture strength and behavior of carbon steel pipes with local wall thinning subjected to cyclic bending load. *Nuclear Engineering and Design*, 214(1):127 – 136, 2002.
- [41] C. Balan and D. Redekop. The effect of bi-directional loading on fatigue assessment of pressurized piping elbows with local thinned areas. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 82(3):235 – 242, 2005.
- [42] 高橋 宏治, 安藤 柱, 渡邊 壮太, 川戸 和臣, 久恒 眞一, 日高章隆. 局所減肉を有するエルボ配管の静的破損挙動評価. 圧力技術, 46(5):319–325, sep 2008.
- [43] 高橋 宏治, 安藤 柱, 渡邊 壮太, 久恒 眞一, 日高 章隆, 宮崎克雅. 局所減肉を有するエルボ配管の低サイクル疲労挙動. 圧力技術, 46(6):352–362, nov 2008.
- [44] 中村 いずみ, 大谷 章仁, 佐藤 祐二, 高田 一, 高橋 宏治. 減肉を有する配管系の振動応答と損傷挙動. In *M&M 材料力学カンファレンス*, 2009.
- [45] 荻野 加奈子, 竹内 一也, 高橋 宏治, 安藤 柱, 浦部 吉雄. 局部減肉を有するエルボ配管の低サイクル疲労破損挙動に及ぼす内圧の影響. In *M&M 材料力学カンファレンス*, volume 2009, pages 219–221. 一般社団法人日本機械学会, jul 2009.
- [46] N. Mukaimachi and S. Konosu. Buckling assessment procedure for large diameter vessel with local thin area subjected to combined pressure and external moment. *Nuclear Engineering and Design*, 239(2):221 – 230, 2009.

- [47] Norihiko Mukaimachi and Shinji Konosu. Buckling assessment procedure for large diameter vessel with multiple local thin areas subjected to external moment. *Nuclear Engineering and Design*, 241(9):3632 – 3644, 2011.
- [48] Koji Takahashi, Sota Watanabe, Kotoji Ando, Yoshio Urabe, Akitaka Hidaka, Masakazu Hisatsune, and Katsumasa Miyazaki. Low cycle fatigue behaviors of elbow pipe with local wall thinning. *Nuclear Engineering and Design*, 239(12):2719 – 2727, 2009.
- [49] 中村 いずみ, 大谷 章仁, 白鳥 正樹. 配管系の耐震安全性評価に関する研究 : 第 1 報, 繰り返し荷重を受ける直管の作用荷重レベルと損傷状況の比較. 日本機械学会論文集. A 編, 76(766):737–744, jun 2010.
- [50] 三津谷 維基, 本橋 裕之. 地震動による繰り返し荷重を受ける鋼管の座屈限界評価手法. 溶接学会論文集, 30(4):337–344, 2012.
- [51] Kenji Oyamada, Shinji Konosu, and Takashi Ohno. Development of a plastic collapse assessment procedure in the pM diagram method for pipe bends with a local thin area under combined internal pressure and external in-plane bending moment . *Nuclear Engineering and Design*, 247(0):42 – 57, 2012.
- [52] Ted L. Anderson and David A. Osage. API 579: a comprehensive fitness-for-service guide . *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 77(14):953 – 963, 2000.
- [53] D. A. Osage, G. M. Buchhelm, and R. G. Brown. An alternate approach for inspection scheduling using the maximum allowable working pressure for pressurized equipment. In *ASME PVP-Vol. 288*, 1994.
- [54] D. A. Osage, J. Jenelle, and P Henry. Fitness for service local metal loss assessment rules in API 579. In *ASME PVP-Vol. 422*, 2000.
- [55] 井出口 禎郎, 石崎 陽一, 田原 隆康. 圧力機器の供用適性評価技術 第 2 報各種減肉評価法と破壊安全性の検討. 圧力技術, 44(5):271–286, 2006.
- [56] American Petroleum Institute. *Pressure Vessel Inspection Code: In-Service Inspection, Rating, Repair, and Alteration*. API RP 510 ninth edition, 2006.

- [57] American Petroleum Institute. *Piping Inspection Code: In-service Inspection, Rating, Repair, and Alteration of Piping Systems*. API RP 570 third edition, 2009.
- [58] American Petroleum Institute. *Tank Inspection, Repair, Alteration, and Reconstruction*. API RP 653 fourth edition, 2009.
- [59] M. Ahammed and R.E. Melchers. Reliability estimation of pressurised pipelines subject to localised corrosion defects. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 69(3):267 – 272, 1996.
- [60] M. Ahammed. Probabilistic estimation of remaining life of a pipeline in the presence of active corrosion defects. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 75(4):321 – 329, 1998.
- [61] M.D Pandey. Probabilistic models for condition assessment of oil and gas pipelines. *NDT & E International* , 31(5):349 – 358, 1998.
- [62] Han Ping Hong. Inspection and maintenance planning of pipeline under external corrosion considering generation of new defects. *Structural Safety*, 21(3):203 – 222, 1999.
- [63] F. Caleyó, J.L. González, and J.M. Hallen. A study on the reliability assessment methodology for pipelines with active corrosion defects. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 79(1):77 – 86, 2002.
- [64] Shu-Xin Li, Hai-Long Zeng, Shu-Rong Yu, Xiao Zhai, Shu-Ping Chen, Rui Liang, and Long Yu. A method of probabilistic analysis for steel pipeline with correlated corrosion defects. *Corrosion Science*, 51(12):3050 – 3056, 2009.
- [65] D. A. Osage and J. L. Janelle. API 579-1/ASME FFS-1 2007 A Joint API/ASME Fitness For Service Standard for Pressurized Equipment. In *ASME PVP2008-61796*, 2008.
- [66] 最上 雄一, 戒田 拓洋, 泉 聡志, 酒井 信介. API 579-1/ASME FFS-1 の局部減肉評価基準への信頼性手法の適用. *圧力技術*, 47(5):329–339, 2009.
- [67] 一般社団法人日本高圧力技術協会. 平成 24 年度事業報告書. 一般社団法人日本高圧力技術協会, 2013.

- [68] M. Shinozuka and Air Force Flight Dynamics Laboratory (U.S.). *Development of Reliability-Based Aircraft Safety Criteria: An Impact Analysis. Volume 1. Modern Analysis, Incorporated*. Air Force Flight Dynamics Laboratory. Air Force Flight Dynamics Laboratory, Air Force Wright Aeronautical Laboratories, Air Force Systems Command, United States Air Force, 1976.
- [69] M. Shinozuka and Air Force Flight Dynamics Laboratory (U.S.). *Development of Reliability-Based Aircraft Safety Criteria: An Impact Analysis. Volume 2. Computer manual*. Air Force Flight Dynamics Laboratory. Air Force Flight Dynamics Laboratory, Air Force Wright Aeronautical Laboratories, Air Force Systems Command, United States Air Force, 1976.
- [70] A.P. Teixeira, C. Guedes Soares, T.A. Netto, and S.F. Estefen. Reliability of pipelines with corrosion defects. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 85(4):228 – 237, 2008.
- [71] M.A. Maes, M. Dann, and M.M. Salama. Influence of grade on the reliability of corroding pipelines. *Reliability Engineering & System Safety*, 93(3):447 – 455, 2008.
- [72] 岡村 弘之, 板垣 浩. 強度の統計的取扱い 破壊力学と材料強度講座-6. 培風館, 1979.
- [73] 佐々木 哲也. K-0807 R6 法におけるパラメータの確率論的影響度評価 (S11-2 構造健全性評価 (2))(S11 構造健全性評価). 年次大会講演論文集 : *JSME annual meeting*, (1):393–394, aug 2001.
- [74] 最上 雄一, 佐々木 哲也, 泉 聡志, 酒井 信介. 破壊評価線図を用いた構造健全性評価における部分安全係数の感度解析. 日本機械学会論文集. A 編, 75(756):1112–1117, aug 2009.
- [75] O.H. Bjornoy, G. Sigurdsson, and M. J. Marley. Background and development of dnv-rp-f101 "corroded pipelines". In *Proceedings of the Eleventh (2001) International Offshore and Polar Engineering Conference*, 2001.
- [76] DET NORSKE VERITAS. *Corroded Pipelines*. DNV-RP-F101, Norway, 2nd edition, 2004.

- [77] K. H. Herter, P. Julish, W. Stoppler, and D. Sturm. *Fracture mechanics verification by large-scale testing*, pages 223 – 241. Mechanical engineering publications, 1991.
- [78] T. A. Bubenik, R. J. Olson, and R. B. Francini. Analyzing the pressure strength of corroded line pipe. In *ASME OMAE - Volume V-A Pipeline Technology*, 1992.
- [79] T. A. Turbak and J. R. Sims. Fitness for service local thin areas comparison of finite element results to physical test results. In *ASME PVP-Vol. 315*, 1995.
- [80] D. R. Stephens, P. Krishnaswamy, R. Mohan, D. A. Osage, and G. Wikowski. A review of analysis methods and acceptance criteria for local thinned areas in piping and piping components. In *ASME PVP-Vol. 359*, 1997.
- [81] T.A. Netto, U.S. Ferraz, and S.F. Estefen. The effect of corrosion defects on the burst pressure of pipelines. *Journal of Constructional Steel Research*, 61(8):1185 – 1204, 2005.
- [82] SÁlrgio B. Cunha and Theodoro A. Netto. Analytical solution for stress, strain and plastic instability of pressurized pipes with volumetric flaws. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 89(0):187 – 202, 2012.
- [83] Gery Wilkowski, Denny Stephens, Prabhat Krishnaswamy, Brian Leis, and David Rudland. Progress in development of acceptance criteria for local thinned areas in pipe and piping components. *Nuclear Engineering and Design*, 195(2):149 – 169, 2000.
- [84] Mahendra D. Rana, John H. Smith, and Henry Holroyd. Technical basis for acceptance/rejection criteria for flaws in high pressure gas cylinder. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 132(6):061102, 2010.
- [85] B. A. Chouchaoui and R. J. Pick. A three level assessment of the residual strength of corroded line pipe. In *ASME OMAE - Volume V Pipeline Technology*, 1994.
- [86] T. A. Turbak and J. R. Sims. Comparison of local thin area assessment methodology. In *ASME PVP-Vol. 288*, 1994.

- [87] M. J. Rosenfeld, P. H. Vieth, and R. W. Haupt. A proposed corrosion assessment method and in-service safety factors for process and power piping facilities. In *ASME PVP-Vol. 353*, 1997.
- [88] Chen Guohua and Dai Shuho. Determination of partial safety factors of parameters for integrity assessment of welded structures containing defects. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 72(1):19 – 25, 1997.
- [89] Feng Yaorong, Li Helin, Zhang Pingsheng, Du Baiping, Ma Baodian, and Jin Zhihao. Failure analysis and fitness-for-service assessment for a pipeline. *Engineering Failure Analysis*, 8(4):399 – 407, 2001.
- [90] 石田 和雄, 田原 隆康, 袁 海, 若狭 勝, 伊木 聡, 光田 司. 備蓄タンクのグローバル診断技術の開発 第3報石油タンクのFFS評価基準. *圧力技術*, 46(3):158–166, 2008.
- [91] 菊池 務, 人見 光夫, 澤 俊行, 大宮 祐也. 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*, 48(3):122–131, 2010.
- [92] 菊池 務, 栗原 朋之, 西川 徹, 新倉 康雄, 大西 枚宣, 村田英範, 永田 聡. 火災損傷を受けた設備の供用適性評価. *圧力技術*, 49(6):287–296, 2011.
- [93] 菊池 務, 田原 隆康. API/ASME 規格による圧力設備の維持管理の動向と適用 (<特集> 溶接構造物のメンテナンス・保全技術の動向). *溶接学会誌*, 77(6):565–570, sep 2008.
- [94] P. Tantichattanont, S.M.R. Adluri, and R. Seshadri. Fitness-for-service assessment of spherical pressure vessels with hot spots. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 84(12):762 – 772, 2007.
- [95] 吉田 聖一. 石油タンク底板の局部沈下挙動の有限要素解析. *圧力技術*, 45(5):272–285, 2007.
- [96] S. Cicero, R. Lacalle, R. Cicero, and D. FerreÃso. Assessment of local thin areas in a marine pipeline by using the FITNET FFS corrosion module. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 86(5):329 – 334, 2009.

- [97] N. Mukaimachi and S. Konosu. Plastic collapse assessment procedure for vessels with deep local thin area subjected to internal pressure. *Nuclear Engineering and Design*, 239(7):1171 – 1179, 2009.
- [98] M.M. Hossain and R. Seshadri. Simplified fitness-for-service assessment of pressure vessels and piping systems containing thermal hot spots and corrosion damage. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 87(7):381 – 388, 2010.
- [99] Abhinav Gupta and Byounghoan Choi. Reliability-based load and resistance factor design for piping: an exploratory case study. *Nuclear Engineering and Design*, 224(2):161 – 178, 2003.
- [100] T. Kaida, Y. Mogami, S. Izumi, and S. Sakai. The reliability investigation on the assessment criteria for local metal loss based on API 579-1/ASME FFS-1. In *ASME PVP2010-25120*, 2010.
- [101] T. Kaida, S. Izumi, and S. Sakai. Sensitivity analysis of fitness-for-service assessment based on reliability for cylindrical pressure vessels with local metal loss. In *ASME PVP2012-78348*, 2012.
- [102] Sikder Hasan, Faisal Khan, and Shawn Kenny. Probability assessment of burst limit state due to internal corrosion. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 89(0):48 – 58, 2012.
- [103] 佐々木 哲也. 2パラメータ法に基づく確率論的破壊評価への一次近似信頼性手法の適用: 数値解析例による定量的検討 (<特集>信頼性工学). *材料*, 51(1):68–73, jan 2002.
- [104] Amin Muhammed. Background to the derivation of partial safety factors for BS 7910 and API 579. *Engineering Failure Analysis*, 14(3):481 – 488, 2007.
- [105] R. Wilson. A comparison of the simplified probabilistic method in R6 with the partial safety factor approach. *Engineering Failure Analysis*, 14(3):489 – 500, 2007.
- [106] T. Kurihara, R. Miyake, N. Oshima, and M. Nakahara. Investigation of the actual inspection data for corrosion under insulation (CUI) in chemical plant and examination about estimation method for likelihood of CUI. *zairyo-to-kankyo*, 59(8):291–297, 2010.

- [107] 神田 順 監修. 限界状態設計法の挑戦 若き建築構造技術者に向けて. 建築技術, 2004.
- [108] A.M. Hasofer and N.C. Lind. Exact and invariant second-moment code format. *Journal of Engineering Mechanics*, 100(1):111–121, 1974.
- [109] 佐々木 哲也. 構造部材の信頼性評価システムの開発. In *JCOSSAR 2000 論文集*, pages 337 – 342, 2000.
- [110] RÅijdiger Rackwitz and Bernd Flessler. Structural reliability under combined random load sequences. *Computers & Structures*, 9(5):489 – 494, 1978.
- [111] BS7910. *Guide to methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures*. BSI, 2005.
- [112] Achintya Haldar and S. Mahadevan. *Probability, reliability, and statistical methods in engineering design*. John Wiley, 2000.

研究業績

査読論文

1. T. Kaida, S. Izumi, S. Sakai, Sensitivity Analysis Of Fitness-For-Service Assessment Based On Reliability For Cylindrical Pressure Vessels With Local Metal Loss, ASME, J. Pressure Vessel Technol. 135(6), 061202 (2013)
2. 戒田拓洋, 石崎陽一, 岡島智史, 減肉配管に対する厚さ測定値の確率特性調査, 圧力技術, (掲載可)
3. 戒田拓洋, 泉聡志, 酒井信介, API 579-1/ASME FFS-1 の局部減肉評価基準への信頼性手法の適用, 日本機械学会論文集, (投稿準備中)

講演論文

1. Takuyo Kaida(Sumitomo Chemical Co., Ltd.) , Experimental and NUMERICAL VALIDATION OF FITNESS-FOR-SERVICE ASSESSMENT FOR CYLINDRICAL AND SPHERICAL PRESSURE VESSEL WITH LOCAL METAL LOSS , ASME 2008 Pressure Vessels and Piping Conference , PVP2008-61806 , 2008 年 7 月
2. Takuyo Kaida(Sumitomo Chemical Co., Ltd.), Yuichi Mogami, Satoshi Izumi, and Shinsuke Sakai , THE RELIABILITY INVESTIGATION ON THE ASSESSMENT CRITERIA FOR LOCAL METAL LOSS BASED ON API 579-1/ASME FFS-1 , ASME 2010 Pressure Vessels and Piping Conference , PVP2010-25120 , 2010 年 7 月
3. Takuyo Kaida(Sumitomo Chemical Co., Ltd.), Satoshi Izumi, and Shinsuke Sakai , SENSITIVITY ANALYSIS OF FITNESS-FOR-SERVICE ASSESSMENT BASED ON RELIABILITY FOR CYLINDRICAL PRESSURE VESSELS WITH LOCAL METAL LOSS ,

- ASME 2012 Pressure Vessels and Piping Conference , PVP2012-78348 , 2012 年 7 月
4. T. Kaida, S. Izumi and S. Sakai, Sensitivity analysis for structural integrity assessment of pressure equipment using partial safety factor method, 11th International Conference on Structural Safety & Reliability, 2013 年 6 月
 5. 戒田拓洋 (住友化学株式会社生産技術センター), 減肉を有する耐圧円筒容器の供用適性評価技術, 日本高圧力技術協会秋季講演会, Vol.2006, 2006 年 11 月
 6. 戒田拓洋 (住友化学株式会社生産技術センター), 減肉を有する圧力設備の供用適性評価における安全性の検討 (第 2 報)-バースト試験とその解析結果-, 日本高圧力技術協会秋季講演会, Vol.2007, 2007 年 11 月
 7. 戒田拓洋 (住友化学株式会社生産技術センター), API579-1/ASME FFS-1 における限界状態の考え方, 日本機械学会年次大会, Vol.2009, 2009 年 9 月
 8. 戒田拓洋 (住友化学株式会社生産技術センター), 石油精製・石油化学プラントにおける供用適性評価技術, 溶接構造シンポジウム, Vol.2009, 2009 年 11 月
 9. 最上雄一 (三菱重工業), 戒田拓洋 (住友化学), 泉聡志, 酒井信介 (東大 大学院工学系研究科), API 579-1/ASME FFS-1 の局部減肉評価基準への信頼性手法の適用, 日本高圧力技術協会春季講演会, Vol.2010, 2010 年 5 月
 10. 戒田拓洋 (住友化学), 最上雄一 (三菱重工業), 泉聡志, 酒井信介 (東大 大学院工学系研究科), API 579-1/ASME FFS-1 の局部減肉評価基準への信頼性手法の適用, 日本機械学会 M&M 材料力学カンファレンス, Vol.2010, 2010 年 10 月
 11. 戒田拓洋 (住友化学), 泉聡志, 酒井信介 (東大 大学院工学系研究科), 減肉を生じた化学プラント設備への信頼性手法適用事例, JCOSSAR, Vol.7, 2011 年 10 月
 12. 戒田拓洋 (住友化学), 山本宝志 (三井化学), 永田聡 (東洋エンジニアリング), 辻裕一 (東京電機大), 減肉を有する圧力設備の耐震性を考慮した供用適性評価, M&M 2012 カンファレンス, 2012 年 9 月

謝辞

本論文は、著者が東京大学大学院工学系研究科博士課程在学中、酒井信介 教授のご指導のもと総括したものです。酒井信介 教授には、基礎的な研究姿勢から研究活動支援に至るまで懇切丁寧なるご指導をして頂きました。深く感謝致します。また、本論文の審査にあたり、東京大学大学院工学系研究科 高田毅士 教授、笠原直人 教授、東京大学生産技術研究所 吉川暢宏 教授、東京大学大学院工学系研究科 泉 聡志 准教授から有益なご助言と暖かい励ましのお言葉を賜りました。心より感謝申し上げます。東京大学大学院工学系研究科 田中 展 助教、波田野明日可 助教からは、日頃の研究室での研究活動を通じて、多くのご助言とご協力を頂きました。厚く謝意を申し述べます。

本論文をまとめるにあたり、供用適性評価の基本的な考え方に加え、関連する工業規格のあり方を熱心にご指導いただき、本分野の研究に取り組むきっかけを作って頂いた元石油連盟 田原隆康 博士、出光興産株式会社 菊池 務 博士に深く感謝申し上げます。また、減肉評価の技術的背景について貴重なご助言とご支援を頂きました日揮株式会社 宇野義明 氏、千代田化工建設株式会社 小島郁夫 氏、東洋エンジニアリング株式会社 永田 聡 博士、三菱化学株式会社 渡邊知寛 氏、三井化学株式会社 大野敦史 氏をはじめ、石油連盟、石油化学工業協会 (旧) 供用適性評価規格基準委員会委員各位に厚く御礼申し上げます。

減肉配管の厚さ測定データの確率特性調査では、多大なご協力をいただいた東燃ゼネラル石油株式会社 石崎陽一 氏、昭和電工株式会社 西川 徹 氏、旭化成株式会社 栗原朋之 氏、昭和四日市石油株式会社 秋山成樹 氏、日本原子力研究開発機構 岡島智史 博士、千代田化工建設株式会社 渡邊慎也 博士をはじめ、高圧力技術協会 信頼性に基づく減肉評価専門研究委員会各委員に深く感謝致します。

本研究を進めるにあたって信頼性手法、及び感度解析について有益なご助言を賜りました株式会社 IHI 高梨正祐 博士、三菱重工株式会社 最上雄一 氏に厚く謝意を申し上げます。また、東京大学大学院工学系研究科 酒井・泉研究室の諸兄には、公私ともに大変お世話になりました。厚く御礼申し上げます。

本研究を行うにあたって、その機会を与えて下さった住友化学株式会社 嶋津泰基 (旧) 生産技術センター 所長、越野一也 材料設備技術グループ グループマネージャー以下、同グループ各位、入社当時、(旧) 生産技術センター 所長としてご指導下さり、その後も変わらずご支援と励ましを賜りました石丸 裕 氏に深く感謝致します。

最後に、いつも心身両面から支えてくれる妻 真紀と、すくすくと成長する姿に気持ちを和ませてくれる娘 橙子、息子 晴太郎に心から感謝して。

2013 年 12 月

戒田拓洋