



Title	タンDEM圧延機の変数最適制御に関する研究
Author(s)	北村, 章
Citation	大阪大学, 1992, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://doi.org/10.11501/3060225
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

The University of Osaka

タンデム圧延機の多変数
最適制御に関する研究

1992年 1月

北 村 章

タンデム圧延機の変数
最適制御に関する研究

1992年 1月

北 村 章

目 次

第1章 緒 論	1
1.1 本研究の背景	1
1.2 圧延工程の概略と圧延制御の目的	2
1.2.1 圧延工程の概略	2
1.2.2 圧延制御の目的	5
1.3 寸法の変動要因と制御の課題	6
1.3.1 寸法の変動要因	6
1.3.2 寸法制御の課題	6
1.4 本研究の目的	7
1.4.1 単スタンド圧延機の課題解決	7
1.4.2 タンデムミルとしての課題解決	8
1.5 本論文の構成	10
第1章の参考文献	21
第2章 タンデム圧延の数式モデル	23
2.1 緒 言	23
2.2 熱間タンデム圧延の特徴	23
2.3 熱間タンデム圧延の数式モデル	25
2.3.1 圧延荷重・圧延トルク・先進率	25
2.3.2 変形抵抗	27
2.3.3 板厚・板速度・体積速度一定条件	28
2.3.4 材料温度	28
2.3.5 平坦度	30
2.4 冷間タンデム圧延の特徴	31
2.5 冷間タンデム圧延の数式モデル	33
2.5.1 圧延荷重・先進率・変形抵抗	33
2.5.2 スタンド間張力	34
2.6 自動板厚制御用の数式モデル	35
2.7 ゲージメータ AGC と油圧圧下系の動特性	36
2.7.1 ゲージメータ AGC	36

2.7.2	電気油圧サーボ系の伝達関数	39
	第2章の参考文献	41
第3章	圧延機板厚AGCの制御系の設計と診断	43
3.1	緒言	43
3.2	油圧圧下AGCの最適制御ゲインの設計	43
3.2.1	開発の背景と目的	43
3.2.2	ゲージメータAGCと絶対値AGC	44
3.2.3	AGCの伝達関数	45
3.2.4	AGCの最適制御ゲインの導出	47
3.2.5	実機適用結果と考察	55
3.3	パラメータ推定による圧延機の電気油圧サーボ系動特性 のオンライン診断技術	59
3.3.1	開発の目的と開発技術の概要	59
3.3.2	電気油圧サーボ系の固有周波数と減衰係数の考察	60
3.3.3	厚板圧延向けの周波数領域におけるパラメータ推定	62
3.3.4	冷間圧延向けの時間領域におけるパラメータ推定	65
3.3.5	オンライン診断技術の実機適用結果と考察	66
3.4	板厚AGCの適応制御	72
3.4.1	開発の背景と目的	72
3.4.2	ゲージメータAGCのSTRシステムの概要	73
3.4.3	ゲージメータAGC系の離散モデルとパラメータ推定	75
3.4.4	適応修正係数の導出	77
3.4.5	シミュレーションと実機適用結果	78
3.5	第3章の結言	80
	第3章の参考文献	82
	第3章の付録	83
第4章	熱延タンデムミルの板厚および板幅制御	85
4.1	緒言	85
4.2	ファジィ多目的計画法による最適パススケジュールの設計	85
4.2.1	開発の背景と目的	85

4.2.2	多目的計画問題としての定式化	86
4.2.3	ファジィ多目的計画法による最適パススケジュール	91
4.2.4	最適パススケジュールの計算方法	93
4.2.5	最適パススケジュールの計算結果と考察	97
4.3	多変数制御による板幅制御システム	102
4.3.1	開発の背景と目的	102
4.3.2	多変数板幅制御システムの概要	103
4.3.3	板幅制御方法	105
4.3.4	最適レギュレータとの等価性	109
4.3.5	制御係数行列の高速演算	111
4.3.6	シミュレーションによる考察	112
4.3.7	実機適用結果と考察	116
4.4	第4章の結言	121
	第4章の参考文献	123
	第4章の付録	124
第5章	冷延タンデムミルの高精度板厚制御	127
5.1	緒言	127
5.2	分散型多変数板厚制御システム	127
5.2.1	開発の背景と目的	127
5.2.2	制御システムの構成と特徴	128
5.2.3	定常偏差を補償するための全スタンドAGC	130
5.2.4	動特性を考慮した板厚と張力制御用補償器	136
5.2.5	シミュレーションによる考察	140
5.2.6	実機適用結果と考察	147
5.3	逐次推定法によるロール偏心制御システム	153
5.3.1	開発の背景と目的	153
5.3.2	ロール偏心制御の必要性	154
5.3.3	制御システムの構成と特徴	156
5.3.4	偏心パラメータの推定アルゴリズム	160
5.3.5	シミュレーションによる考察	165
5.3.6	実機適用結果と考察	173

5.4	第5章の結言	179
	第5章の参考文献	180
	第5章の付録	181
第6章	総括および結論	185
謝 辞	189

第1章 緒 論

1.1 本研究の背景

日本の鉄鋼業が世界で最も進んだ鉄鋼製造技術を開発し、今日もそのレベルを維持し続けている最大の要因は、品質向上や寸法の高精度化と自動化や歩留り向上対策による生産コスト低減のためのたゆまぬ努力の結果と言っても過言ではない。鉄鋼製造プロセスは、原料処理に続いて銑鉄をつくる製銑工程、転炉に代表される製鋼工程、鋼片をつくる連鑄あるいは分塊工程、そして圧延・表面処理工程に大別される。そのなかでも、圧延工程は塑性加工や熱処理によって製品の形や性質を作り出すことから、板厚や板幅の寸法精度や形状、あるいは鋼の機械的性質に対する要求を直接反映させるとともに、製品の歩留りを決定する重要なプロセスとなっている。

圧延工程では、自動化や品質・歩留りの向上を目的として1960年代に計算機の導入が始まった。そして、今日では各種の計算機が生産管理、材料の自動搬送、あるいは炉の燃焼制御や圧延機の寸法、形状制御といった広い分野で活用されている¹⁾。ここで、計算機導入の目的の変遷を複数の圧延機によって連続的に圧延を行うことを特徴とするタンデムミル(串型圧延機)の制御でみると、当初はプロセスコンピュータによるミルセットアップ計算²⁾が主であった。ミルセットアップ計算とは、製品の寸法や仕上げ温度等の圧延仕様を満たすように、材料が圧延機に入る前に各スタンドのロール間隙やミル速度を計算することである。次に、1970年代になるとDDCの導入が始まり、従来のアナログ回路によるAGC³⁾(Automatic Gauge Control)やシーケンス処理のデジタル化が急速に進んできた。この過程では、デジタル制御の特徴を活かしたフィードフォワード型の板厚制御技術⁴⁾などが開発された。さらに、1980年代になると板厚や板形状の一層の高精度化のため、目的別の専用計算機や高速演算処理とシーケンス処理が可能なPLC(Programable Logic Controller)が導入される時代となった。

ところで、制御手法に目を向けると1960年代に誕生した線形システム理論は、最適レギュレータやカルマンフィルタとして体系化された。これとは別に1970年代には古典制御の単一ループの制御系を周波数領域で拡張した非干渉制御が登場し、これら2つの制御手法を総称して、多変数制御と呼ばれるようになった⁵⁾。鉄鋼製造プロセスにおける多変数制御の応用をみると、1960年代後半からカルマンフィルタによる状態推定を中心として、転炉製鋼などのオンライン制御に徐々に適用されていった^{6),7)}。

圧延工程の中で、圧延機、とりわけタンデムミルは各スタンドが材料の張力で干渉し合

うとともに、各スタンドでは板厚と張力の相互干渉がある。すなわち、タンデムミルは大規模干渉系であることから、寸法制御において上記の多変数制御手法や最適化手法をいかに現場の制御技術として適用するかが大きな課題であった。タンデムミルの板厚制御の分野では、1970年代になると多変数制御や最適化手法の応用研究が始まった。当初はタンデム圧延の特性や圧下系の動特性などを単一のシステム方程式で記述して直接的に最適レギュレータを用いて制御系を設計する例が多く、システムの次数が大きいために実機化時に調整が困難であるなど、課題を残していた。また、そのためにシミュレーションによる理論の適用可能性を検討するにとどまっていた^{8),9)}。これらのシステム制御手法が本格的に実機に適用されだしたのは、1980年以降のことである。この理由を分析すると以下のように考えられる。

- (1) 需要家の製品寸法精度に対する要求ニーズが厳しくなってきた。
- (2) 従来の制御方法による制御精度では、いま以上の歩留り向上が困難となり、新しい制御手法に対する期待が高まった。
- (3) マイクロプロセッサの発達とあいまって、PLCなどの高速、高機能な制御用計算機が登場し、多変数制御が圧延工程で実現できるようになってきた。
- (4) さらに、タンデムミルの板厚制御についても理論を実機に適用するための工夫が提案され始めた¹⁰⁾。

このような背景から、著者は1980年より多変数制御や最適化手法を用いた圧延機の寸法制御について研究開発する機会を与えられた。具体的には、熱間の鋼板および帯鋼（ストリップ）、冷間の帯鋼用圧延機において最適制御手法や最適化手法、あるいはデジタル信号処理手法を用いた多変数の板厚、板幅制御技術と動特性診断技術の開発を行ってきた。また、これらの技術は(株)神戸製鋼所加古川製鉄所で実機に適用されている。

本論文では、制御系設計に必要な板厚や板幅などの圧延特性モデル、あるいは圧下系の動特性モデルについて述べ、これらに対して多変数制御や最適化手法を応用した寸法の制御方法について論じる。また、これらの方法論に基づいて開発した制御システムの実機適用結果を示すとともに考察を行う。

1.2 圧延工程の概略と圧延制御の目的

1.2.1 圧延工程の概略

まず、板圧延の工程の概略を図1.2.1¹⁾によって説明する。連铸あるいは分塊工程でつくられた鋼片はスラブと呼ばれ、連続加熱炉で1100~1300℃程度に加熱される。このよう

に、圧延材は加熱炉において結晶粒が適正な大きさに成長し、加工が容易になる。その後、圧延機によって薄く、かつ長く延ばされる。圧延は、加熱された 130～300mm 厚のスラブを圧延する熱間圧延とその後工程で帯鋼を圧延する冷間圧延に大別される。熱間圧延には厚板圧延と熱延（ホットストリップの圧延）がある。厚板とは板厚が 4.5mm 以上の鋼板であり、仕上げ圧延は主として単スタンドの可逆圧延機で行われ、10回程度のパスで製品となる。一方、熱延では、粗ミルと熱延タンデムミル（ホットストリップミルとも呼ばれる。）によってスラブを板厚 1～25mm、板幅 600～2000mm の帯鋼に圧延して、熱延コイルを製造する。冷延（冷間圧延）では、熱延コイルを常温付近で圧延し、板厚 0.15～3mm 程度の薄板を製造する。また、圧延機としては冷延タンデムミルと冷延レバースミルと呼ばれる可逆圧延機の 2種類がある。

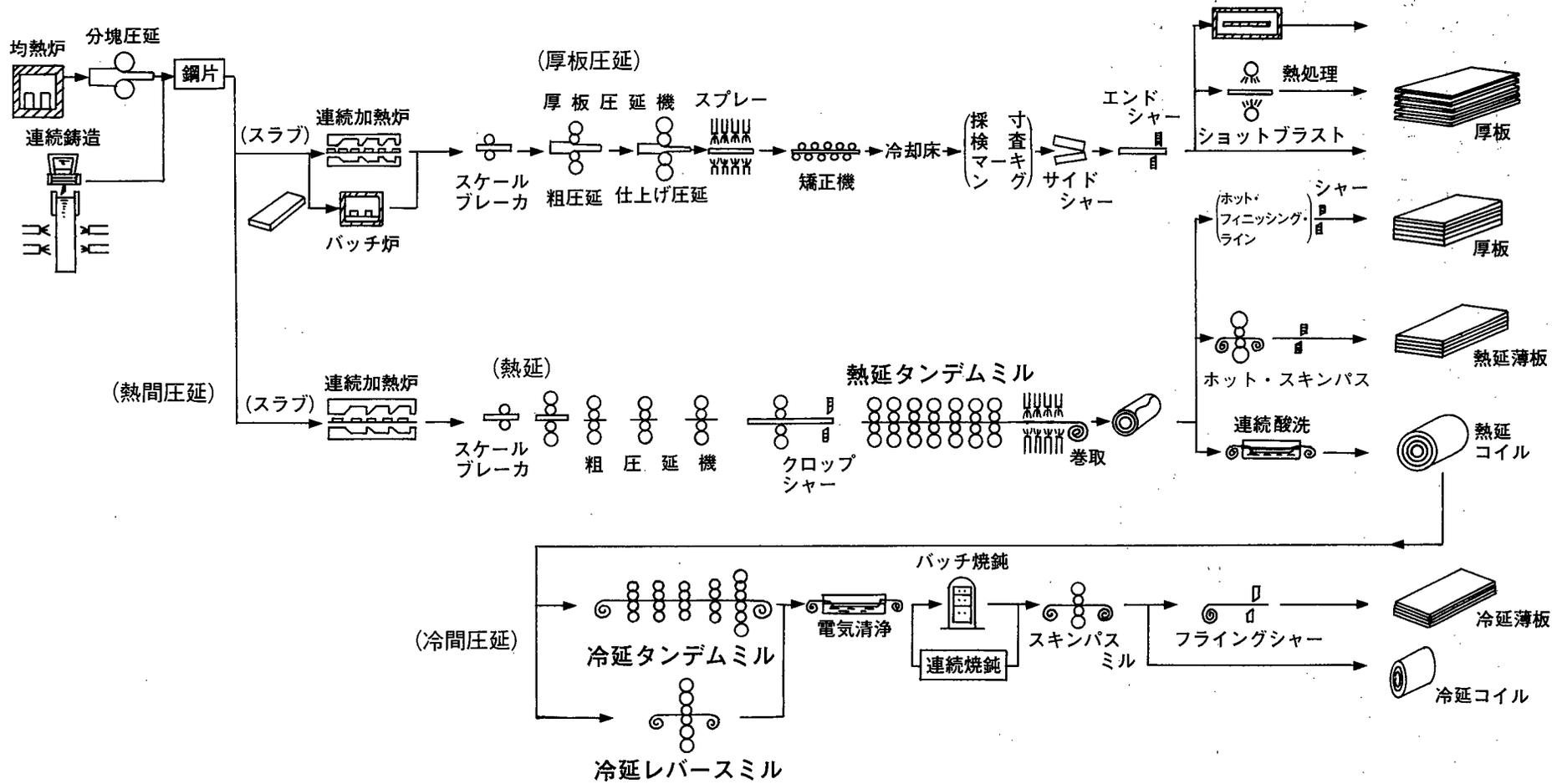


図1.2.1 圧延工程の概略

1.2.2 圧延制御の目的

ここで、板圧延機における制御の目的について述べる。圧延機の主な制御目的は、圧延材の寸法、形状および温度を所定の仕様を満たすように、効率よくかつ安定に制御することである。ここで、寸法とは図1.2.2に示した圧延材の幅方向中央部の板厚と板幅であり、形状とは、板クラウン C_R （板幅方向中央部の板厚 h_c と端部の板厚 h_e との差）を基に定量化される平坦度¹⁾を意味している。

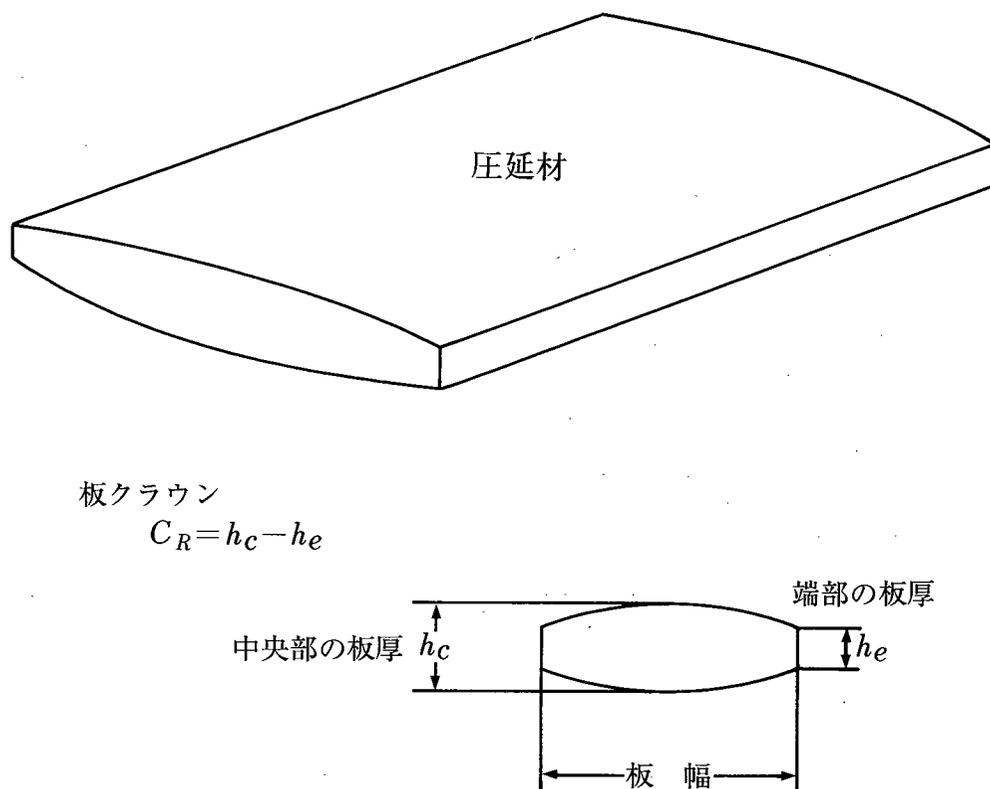


図1.2.2 圧延材の寸法と板クラウン

一方、材料温度は圧延材の硬さを表す変形抵抗や圧延荷重に影響することから、寸法や形状を制御するうえで重要な因子となっている。また、熱間圧延における材料温度は、強度や靱性などの製品の品質や省エネルギー操業に大きな影響を与えている。そこで、圧延による材料の加工発熱や摩擦発熱などの現象と圧延ロールによる抜熱効果を用いて、材料を所定の温度になるように圧延を行うことが必要である。本研究で用いる荷重や温度などの数式モデルについては、次章で詳述する。

このように、圧延機では、寸法、形状、温度といった制御量をロール間隙、ロール速度およびロールベンディング力（ロールのたわみを補正する力）を操作することにより、計

算機によって制御している。圧延機の計算機制御では、ミルセットアップ計算と自動制御の2つの機能に大別される。以下ではこれらの機能の概略をタンデムミルの場合について述べる。

タンデムミルのミルセットアップ計算では、パススケジュールとして圧延のコスト、生産性、圧延材の温度、および形状を考慮し、各スタンドの目標板厚を計算する。次に、その値に基づいて各スタンドのロール間隙、ロール速度、ロールベンディング力を当該材の圧延以前に求める。自動制御機能とは、コイル内の板厚や板幅の変動をパススケジュールで計算した目標値になるように、オンライン制御する機能である。また、タンデムミルではスタンド間張力も自動制御の対象となる。ここで、板厚、板幅、張力などの値はセンサで計測できる場合は実測値を用い、計測できない場合には数式モデルで計算する。

1.3 寸法の変動要因と制御の課題

1.3.1 寸法の変動要因

ここで、圧延材の寸法、すなわち、板厚と板幅の変動の要因について論じておく。これらの要因には、圧延材に起因するものと圧延機自体に起因するものがある。前者の代表的なものは、入側圧延材の寸法変動と温度変動、あるいは硬度変動である。この温度変動部分はスキッドマークと呼ばれている。前述のように、圧延材はスラブの段階で加熱炉で予熱・加熱・均熱されるが、その際にスラブはスキッドによって支えられている。この接触部分で材料温度が50℃程度低下し、スキッドマークとなる。熱延ではこの部分で板厚や板幅変動を生じ、冷延では硬度変動となって、やはり板厚変動の原因となる。近年では、省エネルギーの観点から加熱炉からの低温抽出が一般化してスキッドマークが顕在化する傾向にあり、寸法制御の重要性が一層高まっている。後者の圧延機に起因するものには、ロール偏心、ミルヒステリシス、ロール軸受けの油膜厚みの変化、油圧下系の動特性の劣化などがある。

1.3.2 寸法制御の課題

前述のように、板圧延機には4段あるいは6段ロールによる単スタンドの可逆圧延機と多スタンドで構成されるタンデムミルがある。そこで、寸法制御の課題も個々の圧延機で解決されるべき課題とタンデムミル特有の課題に大別される。

まず、単スタンドの圧延機の板厚制御の大きな課題は板厚制御系の動特性を最適化し、その状態を維持することで板厚精度を改善することである。近年の一般的な単スタンド圧延

機には、ゲージメータ式²⁾によって圧延機出側の板厚を計算し、この値と目標値の偏差を零にするように油圧圧下系を駆動して板厚を制御するゲージメータ AGC³⁾ と呼ばれるシステムが具備されている。(本 AGC については第 2 章 7 節で詳述する。) そこで、単一スタンドの圧延機の板厚制御の課題として、ゲージメータ AGC の動特性の最適化とその維持がある。

したがって、熱延や冷延のタンデムミルを構成する個々の圧延機では、動特性を最適化することで板厚精度を改善することが可能である。しかし、タンデムミルでは各スタンドが独立しておらず、スタンド間張力の変化が隣接するスタンドの出側板厚や荷重などに影響を与える。また、板厚や荷重の変化が張力に影響するといった大規模な干渉系となっている。従来より、この干渉を考慮した板厚や板幅の最適制御系を設計することが大きな課題となっている。

1.4 本研究の目的

本研究の目的は、前節で述べた単スタンド圧延機とタンデムミルの寸法制御に関する課題を最適制御や最適化手法、あるいはパラメータ推定手法といったシステム制御技術を用いて解決することである。以下では、本研究で開発した技術を従来技術と比較して具体的に述べる。

1.4.1 単スタンド圧延機の課題解決

(1) ゲージメータ AGC の最適制御ゲインの設計¹²⁾

ゲージメータ AGC 系の動特性の最適化については、最適制御ゲインの設計という観点でとらえた。従来のゲイン設計法は、シミュレーションによる方法やボード線図法などの古典制御理論に基づく方法が主流であった。しかし、これらの方法は経験的、あるいは、試行錯誤的であり、理論的な裏づけが完全ではなかった。本研究では、現代制御理論の一手法である最適レギュレータを応用してゲージメータ AGC、およびゲージメータ式で板厚の絶対値を計算し、目標板厚からの偏差を零に制御する絶対値 AGC³⁾ と呼ばれるシステムの最適制御ゲインを解析的に求めることを目的とした。

(2) ゲージメータ AGC の最適性の維持

ゲージメータ AGC の最適な動特性の維持については、2つの観点から検討する必要がある。第 1 点目は、油圧圧下系動特性の最適性の維持である。最適制御ゲインを指向する場合、油圧圧下系動特性の最適化が基本となるが、実機の油圧圧下装置では、その動特性が経時

的に変化し、しばしば劣化する。そこで、本研究ではこの課題を油圧圧下設備の診断技術の開発としてとらえた。従来は、診断時に圧延を中断してステップ信号や正弦波などの検査信号を電気油圧サーボ系に目標値として印加し、過渡応答特性や周波数応答特性の特徴から動特性を実験的に知る方法が知られている。しかし、この方法は圧延の中断による生産性の低下を招くのみでなく、診断時のみの動特性把握であることから適切なメンテナンス時期を見逃し、板厚精度を低下させる危険性があった。そこで、圧延を中断することなく、かつ特別の信号を印加せずにオンラインで電気油圧サーボ系の動特性を監視し、劣化を予知するとともに調整タイミングを決定する技術の開発を目的とした。ここでは、圧延の特徴に合わせた方法として、厚板圧延ではスラブ噛み込み時の AGC の信号を利用し、周波数領域において最適化手法を用いてパラメータをフィティングさせる推定方法について検討した。また、冷間圧延では定常圧延時の AGC の信号を用いた、逐次形パラメータ推定による動特性推定方法¹³⁾を開発した。

最適な動特性を維持するための第2の観点は、材料硬度の圧延中の変動や圧延特性の推定誤差に対応した最適制御系を構成することである。前述のように、圧延材の板厚、板幅変動の要因は、入側圧延材の寸法変動とスキッド部の温度低下に起因する硬度変動である。入側寸法変動については入側センサとして板厚あるいは板幅計を用いたフィードフォワード制御によって解決することが可能である。しかし、材料硬度については圧延中に観測する技術が確立していないことから、圧延特性モデルに基づいて計算した平均的な値を推定値としてオンライン制御に用いている。このため、材料の長手方向の硬度の変動に適応した最適制御系を設計することができなかった。そこで、本研究では、ゲージメータ AGC の STR (Self Tuning Regulator) システムを開発することを目的とした。すなわち、材料硬度変動を表すパラメータである材料塑性係数などをオンラインで推定し、その値に基づいて制御ゲインを最適値に修正する適応制御系¹⁴⁾について検討した。

1.4.2 タンデムミルとしての課題解決

前述のように、タンデムミルには熱延タンデムミルと冷延タンデムミルがある。これらのタンデムミルについては、第2章2～5節で詳細に説明する。本研究では、熱延と冷延のそれぞれの特徴を反映した課題について研究を行った。

(1) 熱延タンデムミルの寸法制御

熱延タンデムミルの制御目的は、板厚、板幅、形状(平坦度)といった要因を所定の目標値に制御することに加えて、材質を造り込むために材料温度を所定の値に制御しなければならない。したがって、熱延タンデム圧延の特徴は、これら多くの要因を同時に制御し

なければならないことである。そこで、熱延タンデムミルにおける具体的な開発課題の第1点目をパススケジュールの設計技術とした。

タンデムミルの最適パススケジュールの設計は、生産性の向上や生産コストの低減を前提として、これらの要因間の関係（干渉）を考慮しつつ、仕上げ板厚や材料温度などが所定の目標仕様を最適に満たすように各スタンド出側の目標板厚やロール速度などを計算することである。従来より、タンデム圧延の特性を非線型の大規模システムとして取扱い、非線型最適化手法を用いてパススケジュールを最適化する研究が行われてきた。しかし、これらの研究は一目的の最適化の立場に基づいており、複数の要因間の利害競合関係を考慮したうえでシステムを最適化することができなかった。

そこで、本研究では、上記の問題を解決するためにフェジィ多目的計画法を用いてパレート最適解（非劣解）を求めることで熱延タンデムミルの最適パススケジュールを設計する方法の開発¹⁹⁾を目的とした。

具体的な開発課題の第2点目は、自動板幅制御技術の開発である。従来より粗ミルにおける板幅制御技術の開発が行われてきたが、熱延におけるトリムレス（圧延後に板幅を目標値に合わせて切断する工程をなくすこと）を目指すには、タンデムミルにおける板幅制御技術を確立し、板幅精度を一層向上させる必要がある。タンデムミルの板幅制御方法としては、スタンド間張力を操作して板幅を制御する方法が有効である。そこで、従来よりミル出側の板幅計データをフィードバックしてスタンド間張力を修正するモニタ板幅制御が行われていた。しかし、スタンド間の移送による無駄時間があるためにフィードバック制御のゲインを上げることができないことや、タンデムミルの干渉を考慮していないことから、十分な板幅制御精度が得られなかった。本研究では、各スタンド出側の板幅をオンラインで計算し、多変数制御手法によって自動板幅制御を行う技術の開発¹⁹⁾を目的とした。

(2) 冷延タンデムミルの板厚制御

冷延は圧延による塑性加工の最終工程であることから、板厚変動の許容値も熱延の数分の1程度と小さい。従って、高精度の板厚制御技術を必要とすることがこの工程の大きな特徴となっている。パススケジュールの設計については熱延タンデムミルの研究結果を用いることができるが、コイル内の自動板厚制御については熱延以上に高度な制御技術を必要とする。そこで、本研究では、冷延タンデムミルの多変数制御によるAGC技術とロール偏心制御の開発を具体的な課題とした。

タンデム圧延では、前述のように板厚と張力は互いに影響し合うため、大規模な干渉系となっている。この干渉を考慮した板厚制御システムとして非干渉制御や最適制御を適用する方法が提案されてきたが、これらの方法の多くは、大規模干渉系を単一システムとし

て制御系を構成することから最適制御は達成できるが、タンデムミルでは状態変数の数やシステムの次数が多くて複雑になり、実機化時の調整やシステムのメンテナンスに問題を残していた。

本研究では、これらの問題を解決するために、干渉を静的な干渉と動的な干渉に区別して考えた。ここで、静的干渉とはスタンド間張力の定常偏差が隣接する2つのスタンドに影響を与えることを意味し、これによって各スタンド出側で定常板厚偏差が発生する。また、動的干渉とは、急峻な板厚や張力の変化に対して各スタンドのゲージメータ AGC と張力制御系が単独に板厚や張力を制御するために発生する相互干渉を意味し、この干渉が板厚や張力の動的な変動の原因となっている。そこで、これらの干渉を分離して考慮することによって、低次元の制御系で、かつ各スタンドで圧下と張力による板厚制御量を任意に調整できる分散型の板厚制御技術¹⁷⁾を開発することを目的とした。

また、冷延において高精度板厚制御を達成するためには、圧延機のロール偏心の影響を除去することが大きな課題となっている。圧延機には、圧延ロールの軸受中心と胴部中心間の幾何学的な偏心と圧延中に発生する付加的な偏心があり、これらの影響を除去するには専用のロール偏心制御システムが必要である。

従来のロール偏心の推定方法としては、バックアップロールの偏心を制御対象として、圧延中の荷重データに対してフーリエ変換を用いる方法が主流であった。しかし、板厚精度を向上させるためには圧延機の全ロールの偏心を高速かつ高精度で推定し、制御する必要があるが、従来法ではそれを達成することができなかった。そこで、ロール固有の幾何学的偏心に対しては全ロールの偏心を同一モデルで表現し、ロール回転中の荷重データに逐次推定法を適用して、偏心パラメータを時間領域で時々刻々推定するオフライン推定法の開発を研究目的とした。また、圧延中に発生する付加的な偏心についても逐次推定法を適用して偏心波形を推定し、制御するオンライン推定法の開発¹⁸⁾を目的とした。

1.5 本論文の構成

本論文では、熱間、冷間のタンデム圧延において、最適レギュレータ、最適化手法などの制御理論やデジタル信号処理技術を用いた板厚、板幅制御やプロセス診断の方法論について論じる。また、これらの制御や診断方法に基づいて計算機制御システムを構築し、実圧延プロセスに適用することによって品質や歩留りの向上を達成している。本論文では、これらの実機適用結果について詳述する。論文の構成を以下に示す。

第2章では、熱冷延のタンデムミルの特徴について述べるとともに、第3章以降で展開す

る制御系設計のための数式モデルとして、塑性加工論による圧延特性モデルとこれを制御用に線型化し、工夫したモデルについて説明する。また、本章では油圧圧下系の動特性モデルとゲージメータ AGC の特徴についても論じる。

第3章では、単スタンド圧延機の板厚制御としてゲージメータ AGC を取り上げ、その動特性の最適化について述べる。第3章2節では、最適レギュレータによる AGC の最適制御ゲインの設計方法と最適制御ゲインを厚板圧延機の油圧圧下 AGC に適用した結果について述べる。第3章3節では、パラメータ推定に基づく電気油圧サーボ系動特性のオンライン診断技術について論じる。ここでは、厚板圧延機と冷延レバースマイルに適用した結果について考察する。第3章4節では、前者の2つの技術と材料硬度のオンライン推定に基づくゲージメータ AGC の STR システムについて論じる。

第4章では、熱延タンデムミルの最適制御について述べる。第4章2節ではファジィ多目的計画法によるパススケジュールの設計方法を述べ、シミュレーションによる考察を行う。また、第4章3節では、スタンド間板幅計のデータに基づく多変数制御による板幅制御技術について論じる。ここでは、本多変数制御手法と最適レギュレータとの関係を明らかにするとともに、実機適用結果について考察する。

第5章では、冷延タンデムミルの高精度板厚制御技術について論じる。第5章2節では、分散型多変数板厚制御技術とその実機適用結果について述べる。また、第5章3節では、逐次推定法によるロール偏心制御技術について述べ、実機適用結果について考察する。

最後に、第6章では本論文を総括して結論を示すとともに、残された課題について述べる。

本論文に用いる記号を以下にまとめて示す。

A	[1/427 kcal/kgm] : 仕事の熱当量	((2.3.16)、(2.3.17)式)
$A(s)$: 張力変動を入力とし、板厚変動を出力とする伝達関数	((5.2.26)式)
A_c	: ゲージメータ AGC と絶対値 AGC の状態方程式の係数行列	((3.2.7)、(3.2.24)式)
A_d	[102kgm/kW] : 動力変換係数	((4.2.10)式)
A_s	: 圧下操作量による板厚制御の影響係数行列	((5.2.12)式)
A_w	: 板幅制御の関数行列	((4.3.9)式)
A_o	: 張力目標置修正による板厚制御の影響係数行列	((5.2.13)式)
a	[m ² /h] : 圧延材の温度伝導率	((2.3.20)式)
$B(s)$: 圧下操作量を入力とし、板厚変動を出力とする伝達関数	((5.2.26)式)
B^M	(上添え字) : 材料後端部を表す添字	
B_R	: 逐次推定法における誤差共分散行列	((5.3.20)式)
B_T	: ゲージメータ AGC の連続システムと離散システムの係数変換行列	((3.4.11)式)
B_w	: 最適レギュレータによる板幅制御の係数行列	((4.3.16)式)
C	: Hitchcock のロール偏平式の係数	((2.3.6)式)
$C(s)$: 板厚変動を入力とし、張力変動を出力とする伝達関数	((5.2.27)式)
C_d	: 入側平均板幅 \bar{W} から出側平均板幅を求めるための影響係数	((4.3.1)式)
C_R	[mm] : 圧延機出側の板クラウン(= $h_c - h_e$)	((2.3.28)式)
C_{RB}	[mm] : バックアップロールのクラウン	(")
C_{RW}	[mm] : ワークロールのクラウン	(")
C_{STR}	: STR システムの適応修正係数	((3.4.25)式)
c	[kcal/kg°C] : 第2章3.4項の圧延材温度モデルの比熱	
$D(s)$: 圧延速度操作量を入力とし、張力変動を出力とする伝達関数	((5.2.27)式)
D_p	: 冷間圧延の圧下力関数	((2.5.2)式)
d	: 板厚制御の評価関数((3.2.13)式)における制御入力 u に対する重み係数	((3.2.13)式)
\hat{d}	: 逐次型推定法によって推定された動特性診断用パラメータ	((3.3.13)、(3.3.14)式)
E	[kg/mm ²] : スタンド間張力を計算するための圧延材のヤング率	((2.5.9)、(2.6.7)式)
E_d	: 板厚制御におけるリカッチ行列式((3.2.16)式)の解行列	((3.2.16)式)
E_R	[kW·h/t] : 圧延材の単位重量当りの加工に必要なエネルギー	((4.2.11)式)
e_{Bm}	[mm] : オンライン推定法における BUR の m 次偏心量 (振幅)	((5.3.10)式)
e_i	: リカッチ方程式((3.2.16)式)の解行列 E_d の3行目の要素	((3.2.16)式)
e_{RB}	[mm] : 下ロールの偏心量	(図5.3.1)

e_{Rlm}	[mm] : 第 l ロールの m 次偏心量 (振幅)	((5.3.3)式)
\hat{e}_{Rlm}	[mm] : e_{Rlm} の推定値	((5.3.15)式)
e_{RT}	[mm] : 上ロールの偏心量	(図5.3.1)
$F(s)$: 張力操作による板厚制御の動特性	((5.2.34)式)
f	: 先進率 $(= (V_f - V_R) / V_R)$	((2.3.14)式)
$f(j+1)$: $S_R^T(j) a^T(j+1)$ のこと	((5.3.23)式)
$f(x)$: 多目的計画法の目的関数	((4.2.1)式)
f_a	: 絶対値 AGC のフィードバックゲイン	((3.2.26)式)
Δf_d	: 先進率の変動量 (外乱)	((付5.1.3)式)
f_g	: ゲージメータ AGC のフィードバックゲイン	((3.2.10)式)
f_0	: (2.5.4)式で計算した冷延の先進率の基本値	((5.2.4)式)
f_T	: AGC の最適フィードバック係数	(付録3.1)
G	[kgmm] : 圧延トルク (圧延モータの負荷トルク)	((2.3.7)式)
G_A	: 板厚制御の評価関数 J_T における板厚変動に対する重み行列	((5.2.21)式)
$G_a(s)$: 絶対値 AGC の伝達関数	((3.2.4)式)
$\tilde{G}_a(s)$: $G_a(s)$ のうち、直達項を除いた伝達関数	((3.2.23)式)
G_B	: 板厚制御の評価関数 J_T における張力変動に対する重み行列	((5.2.21)式)
$G_C(s)$: 板厚・張力制御サブシステムにおける前置補償器の動特性	((5.2.35)式)
$G_e(s)$: ロール偏心を入力とするゲージメータ AGC の伝達関数	((5.3.2)式)
$G_F(s)$: ゲージメータ AGC と張力発生系の伝達関数行列	((5.2.28)式)
$G_g(s)$: ゲージメータ AGC の伝達関数	((2.7.3)式)
$\tilde{G}_g(s)$: $G_g(s)$ のうち、直達項を除いた伝達関数	((3.2.6)式)
$G_P(s)$: ゲージメータ AGC において入側板厚変動 ΔH を入力とし、 ロール間隙変動 ΔS を出力とする伝達関数	((3.4.2)式)
G_R	: 板幅制御の評価関数 J_w における板幅変動に対する重み行列	((4.3.6)式)
G_S	: 板幅制御の評価関数 J_w における張力変動に対する重み行列	((4.3.6)式)
$G_s(s)$: 電気油圧サーボ系の伝達関数	((2.7.6)、(3.2.22)式)
$G_T(s)$: 油圧圧下系の伝達関数	((2.7.2)式)
g	: 後進率 $(= (V_R - V_b) / V_R)$	((2.3.14)式)
$g(x)$: 多目的計画法の制約関数ベクトル	((4.2.2)式)
g'	: 一目的問題における制約条件式	((4.2.17)式)
g_A	: 板厚制御の評価関数 J_T における板厚変動に対する重み係数 (重み行列 G_A の要素)	((5.2.20)式)
g_a	[1/s] : 絶対値 AGC の積分ゲイン	(図3.2.1)
g_a'	[1/s] : g_a/k のこと	((3.2.5)式)
\tilde{g}_a	[1/s] : Kg_a' のこと	((3.2.23)式)

\hat{g}_a	[1/s] : 絶対値 AGC の最適積分ゲイン	((3.2.30)式)
g_B	: 板厚制御の評価関数 J_T における張力変動に対する重み係数 (重み行列 G_B の要素)	((5.2.20)式)
Δg_d	: 後進率の変動量 (外乱)	((付5.1.4)式)
g_R	: 推定誤差を修正するゲインベクトル	((5.3.19)式)
H	[mm] : 入側板厚	
H_{mi}	[mm] : h_{mi-1} を No. i スタンド入側までトラッキングした No. i スタンド 入側マスフローゲージ	((5.2.3)式)
$H_P(z)$: ゲージメータ AGC のパルス伝達関数	((3.4.10)式)
ΔH_X	[mm] : X線板厚計によって計測された入側板厚変動	(図2.4.1、図3.4.1)
$\Delta H_X(j-T_a/\Delta t)$: ΔH_X を圧延機直下までトラッキングした入側板厚変動	((3.4.17)式)
	[mm]	
h	[mm] : 出側板厚	
Δh	: 全スタンドを AGC において Δh_i を要素とする出力ベクトル	((5.2.9)式)
$\Delta \bar{h}$	[mm] : ゲージメータ AGC における定常板厚偏差	((3.2.35)式)
$\Delta \tilde{h}_a$	[mm] : $\tilde{G}_a(s)$ に ΔH が入力されたときの出力	((3.2.25)式)
h_c	[mm] : 板幅方向中央部の板厚 (板クラウン C_R の定義に用いる)	((2.3.27)式)
h_e	[mm] : 板幅方向端部の板厚 (板クラウン C_R の定義に用いる)	(図1.2.2)
Δh_o	[mm] : ロール偏心に起因する出側板厚変動	((5.3.1)式)
$\Delta \bar{h}_o$	[mm] : ロール偏心 e_R による板厚偏差	((5.3.2)式)
Δh_g	[mm] : ゲージメータ AGC のフィードバック制御量 ($= k \frac{\Delta P}{M_c} + \Delta S$)	((2.7.1)式)
$\Delta \tilde{h}_g$	[mm] : $\tilde{G}_g(s)$ に ΔH が入力されたときの出力	((3.2.8)式)
$\Delta \bar{h}_H$	[mm] : 入側板厚変動 ΔH による出側板厚偏差	((5.3.2)式)
h_m	[mm] : マスフローゲージ (体積速度一定則に基づく出側板厚)	((5.2.3)式)
h_o	[mm] : 板厚制御の目標板厚	((3.2.2)式)
$h_{o\tau}$	[mm] : タンデムミル出側の目標板厚	((4.2.3)式)
h_s	[mm] : 狙い厚 (仕様の板厚)	((4.2.3)式)
Δh_s	[mm] : 圧下操作によって制御される板厚偏差	((5.2.6)式)
$\Delta h_{s\tau}$: $\Delta h_{s\tau}$ を要素とする板厚変動ベクトル	((5.2.10)式)
Δh_s^*	: 圧下操作による板厚制御の出力ベクトル	((5.2.15)式)
Δh_x	[mm] : X線板厚計によって測定された出側板厚変動	(図3.4.4)
Δh_o	[mm] : 張力目標値修正によって制御される板厚偏差	((5.2.7)式)
$\Delta h_{o\tau}$: $\Delta h_{o\tau}$ を要素とする板厚変動ベクトル	((5.2.10)式)
Δh_o^*	: 張力目標値修正による板厚制御の出力ベクトル	((5.2.15)式)
I_w	: 最適レギュレータによる板幅制御の評価関数	((4.3.17)式)
i	: スタンドナンバーを表す添え字	

J_e	: 指数荷重型最小自乗法の評価指標	(5.3.29)式
J_P	: 動特性パラメータ推定のための評価関数	((3.3.6)式)
J_T	: 全スタンドAGCの張力による板厚制御の評価関数	(5.2.20)式
J_w	: 本研究の多変数制御による板幅制御の評価関数	((4.3.6)式)
j	: ロール偏心制御におけるサンプリングパルスのナンバー	(5.3.3)式
K	: AGCゲイン (制御ゲイン K_c や油圧シリンダの断面積などを総括したゲージメータAGCの比例ゲイン)	((2.7.3)式)
\hat{K}_a	: 絶対AGCの最適比例ゲイン	(3.2.29)式
K_c	: ゲージメータAGCの制御ゲイン	(図3.2.1)
\hat{K}_g	: ゲージメータAGCの最適制御ゲイン	(3.2.18)式
$\hat{K}_g(t)$: STRシステムによって更新されるゲージメータAGCの最適制御ゲイン	(3.4.26)式
K_P	: 板厚・張力制御サブシステムの主制御器の比例ゲイン	(図5.2.4)
K_w	[kW]: 圧延動力	((4.2.10)式)
k	: ゲージメータAGCのチューニング率($k < 1$)	((2.7.1)式)
k'	: $(M/M_c)k$ のこと	((2.7.1)式)
L	[mm]: タンデム圧延機のスタンド間距離 (スタンド間張力の演算に用いる)	((2.5.9)、(2.6.7)式)
L_d	[mm]: 入側板厚計から圧延機直下までの距離	(3.4.1)式
L_R	[mm]: ロールバレル長 (ロールの幅方向の距離)	(2.3.28)式
$L_T(s)$: AGCのループ伝達関数	((付3.1.2)式)
ℓ	[mm]: 圧延材とロールの接触弧長 ($=\sqrt{R'(H-h)}$)	(図2.3.1)
i (下添え字)	: ロール偏心制御における各ロールの番号	((5.3.3)式)
M	[kg/mm]: 圧延機の実際のミル定数	
M'	[kg/mm]: 等価ミル定数 ($=M/(1-k')$)	((5.2.18)式)
M_c	[kg/mm]: ミル定数の設定値	((2.7.1)式)
m	: 動特性確定の評価関数 J_P で有効周波数帯を表すパラメータ	((3.3.6)式)
N	[rpm]: ワークロールの回転数	((2.3.12)式)
n	: 中立点 (ロールノット中でロール周速度と材料速度が等しくなる点)	(図2.3.1)
n_B	: オンライン推定法におけるBURの高周波成分の次数	(5.3.10)式
n_l	: オフライン推定法における第 l ロールの高調波成分の次数	((5.3.3)式)
P	[kg]: 圧延荷重	
P_B	[kg]: ロールのたわみを補正するためのロールベンディング力	((2.3.28)式)
P_d	: 板幅制御におけるリカッチ方程式 ((4.3.19)式) の解行列	((4.3.19)式)
ΔP_d	[kg]: ゲージメータAGCにおける荷重変動 (外乱)	((付5.1.1)式)

$\Delta P_e(j)$	[kg] : 第 j サンプルパルスの偏心による荷重変動の観測値	((5.3.18)式)
$\Delta P_{ef}(j)$	[kg] : オフライン推定法におけるロール偏心による荷重変動	((5.3.3)式)
$\Delta P_{en}(j)$	[kg] : オンライン測定法におけるロール偏心による荷重変動	((5.3.10)式)
P_o	[kg] : 制御の基準となる圧延荷重の設定値 (ロックオン値)	((2.7.1)式)
P_{OF}	[kg] : 荷重のオフセット値	((5.3.3)、(5.3.10)式)
ΔP_e	[kg] : 荷重データの観測雑音	((5.3.3)、(5.3.10)式)
Q	[kg/mm] : 圧延材の塑性係数 ($=-\partial P/\partial h$ または $\partial P/\partial H$)	((2.6.5)式)
ΔQ	[kg/mm] : 材料硬度変動 (塑性係数 Q の変動)	((5.2.5)式)
Q_d	: 板幅制御の評価関数 I_w における板幅変動に対する重み行列	((4.3.17)式)
Q_P	: 熱間圧延の圧下力関数	((2.3.2)式)
$Q_R(s)$: 板厚・張力制御サブシステムのオープンループ特性 ($=G_P(s)G_C(s)$)	((5.2.34)式)
q	: 電気油圧サーボ系のゲイン	((2.7.5)式)
q_c	: 電気油圧サーボ系のサーボアンプのゲイン	
R	[mm] : ロール径	
R'	[mm] : 偏平ロール径	((2.3.6)式)
R_B	[mm] : 下ロールの半径	(図5.3.1)
R_d	: 板幅制御の評価関数 I_w における張力変動に対する重み行列	((4.3.17)式)
R_T	[mm] : 上ロールの半径	(図5.3.1)
r	: 圧下率 ($=(H-h)/H$)	((2.3.5)式)
Δr	[mm] : AGC 信号 (電気油圧サーボ系の入力信号)	((3.3.2)式)
S	[mm] : 無負荷時のロール間隙	
ΔS_C	[mm] : ゲージメータ AGC に対する圧下操作量	(図5.2.1)
S_o	[mm] : 制御の基準となるロール間隙の設定値 (ロックオン値)	((2.7.1)式)
S_R	: B_R の平方根行列	((5.3.21)式)
ΔS_T	[mm] : 板厚・張力制御サブシステムに対する圧下操作量 (図5.2.2、(5.2.19)式)	
T	[s] : 張力制御系の時定数	((4.3.4)、(5.2.36)式)
ΔT	[s] : STR によるゲイン修正の時間間隔	((3.4.26)式)
T_I	[s] : 板厚・張力制御サブシステムの主制御器の積分時間	(図5.2.4)
T_d	[s] : 圧延材の入側板厚計から圧延機直下までの移送時間 ($=L_d/V_b$)	((3.4.1)式)
T_e	[s] : 圧延材の板幅計間の移動時間	((4.3.2)式)
T_{GM}	[s] : ゲージメータ AGC の動特性を一時遅れで近似したときの時定数	((5.2.36)式)
T_h	[s] : 電気油圧サーボ系のサーボ弁の時定数	((2.7.5)式)
T_m	[s] : 主モータの時定数	((5.2.32)式)
T_o	[s] : 電気油圧サーボ系の動特性を一次遅れ系で近似したときの時定数 ($1/\omega_n$)	

		(3.2.22)式
TP (上添え字)	: 材料先端部を表す添字	
T_R	[s]: 圧延時間	(4.2.8)式
t	[s]: 時間	(3.3.12)、(3.4.26)式
Δt	[s]: サンプルング時間	(3.3.10)、(3.4.11)式
t_R	[s]: 圧延材とロールの接触時間(= ℓ/V_R)	(2.3.19)式
t_V	[s]: 圧延材のスタンド間移送時間(= L/V_f)	(2.3.24)式
u	[mm]: AGCの制御入力	(3.2.11)、(3.2.15)式
Δu_e	[mm]: ロール偏心制御の制御量	(5.3.17)式
Δu_{OF}	[mm]: オフライン推定法に基づくロール偏心制御量	(5.3.15)式
Δu_{ON}	[mm]: オンライン推定法に基づくロール偏心制御量	(5.3.16)式
Δu_s	: ΔS_{ri} を要素とする圧下操作ベクトル	(図5.2.1、(5.2.11)式)
Δu_t	[mm]: AGC信号(Δr)の時系列データ	(3.3.10)式
Δu_o	: $\Delta \sigma_{ri}$ を要素とする張力目標値修正ベクトル(冷延タンデムミルの板厚制御)	(図5.2.1、(5.2.11)式)
V_b	[mm/s]: 圧延材の入側速度(= $(1-g)V_R$)	(2.3.14)式
ΔV_c	[mm/s]: 主モータに対する圧延速度操作量	(図5.2.1、(5.2.27)式)
ΔV_d	[mm/s]: 主モータに対する速度外乱	((付5.1.2)式)
V_f	[mm/s]: 圧延材の出側速度(= $(1+f)V_R$)	(2.3.14)式
ΔV_m	[mm/s]: ロールの圧延材に対する平均相対速度	(2.3.18)式
V_R	[mm/s]: 圧延ロールの周速度	
ΔV_R	[mm/s]: 張力目標値修正やオペレータの手動介入による速度操作量	(図4.3.1、(2.6.7)式、図5.2.4)
ΔV_s	[mm/s]: 体積速度一定則を考慮した圧延速度補償量	(図5.2.4)
W	[mm]: 入側板幅	(図4.3.1)
\bar{W}	[mm]: 圧延機入側におけるトラッキング板幅の時間平均	(4.3.1)式
W_g	[t]: 圧延材の重量	(4.2.9)式
w	[mm]: 出側板幅	(4.3.1)式
Δw	[mm]: 出側板幅の目標値からの変動(= $w-w_o$)	(図4.3.7)
\bar{w}	[mm]: 入出側板幅の平均(= $(w+W)/2$)	(2.3.1)式
\tilde{w}	[mm]: 実測板幅データ $w(t)$ の時間平均	(4.3.2)式
Δw_C	[mm]: 張力目標値修正を行なったときの出側板幅変動モデル	(4.3.4)式
w_D	: Δw_{Di} を要素とする板幅変動ベクトル	(4.3.7)式
Δw_D	[mm]: 無制御時の出側板幅変動の計算値	(4.3.5)式
Δw_m	[mm]: 板幅変動の実測値	(図4.3.7)
w_o	[mm]: 目標板幅	(4.3.5)式

\bar{X}	[mm] : 板幅変動の平均	(図4.3.10)
X_m	[kg] : オンライン推定法における推定パラメータ	(5.3.14)式
\hat{X}_m	[kg] : X_m の推定値	(5.3.16)式
X_T	: 張力目標値修正による板厚制御の係数行列	(5.2.25)式
\tilde{x}	: 板厚の定常偏差からの変動を表す状態変数	(3.2.11)式
Y_w	: 板幅制御の係数行列	(4.3.12)式
y	[mm] : 中立点での厚み	(2.3.3)式
Z	: 板厚制御の評価関数((3.2.13)式)における板厚変動に対する重み係数	(3.2.13)式
Z_R	: 平方根フィルタの中間パラメータ	(5.3.24)式
α	[rad] : 噛み込み角	(2.3.8)式
α_d	: 張力制御系の動特性を表す。 $(1-e^{-t/T})$ のこと	(4.3.9)式
$\alpha_P, \alpha_C, \alpha_B$: 板クラウンを求めるための影響係数	(2.3.28)式
α_r	: 入側板厚変動 ΔH に起因した板厚偏差を圧下操作 ΔS_r によって制御する割合 (板厚偏差配分率)	(5.2.6)式
α_T	[s ² /rad ²] : $1/\omega_n^2$ のこと	(3.3.4)式
β_d	[kcal/mh°C] : 圧延材の熱伝導率	(2.3.20)式
β_r	: 材料硬度変動 ΔQ に起因した板厚偏差を圧下操作 ΔS_r によって制御する割合 (板厚偏差配分率)	(5.2.6)式
β_T	[s ² /rad ²] : $4(\eta/\omega_n)^2$ のこと	(3.3.4)式
β_w	: $T \int_0^{t^*} \alpha_d dt$ のこと	(第4章の付録)
Γ	[s] : 絶対値AGCの最適性を検討するための定義式	(3.2.32)式
Γ_e	[t ²] : 偏心パラメータの収束を判定するためのしきい値	(5.3.35)式
Γ_0	[s] : 絶対値AGCの安定限界	(図3.2.6)
Γ_1	[s] : 絶対値AGCの最適条件	(3.2.33)式
Γ_2	[s] : 零点を無視した絶対値AGCの最適条件	(3.2.34)式
γ	: 板クラウン比率(= C_R/h_c)	(2.3.27)式
γ_D	[s] : ΔV_{c-1} による板厚変化の定常特性を動的補償を行なう以前と等しくするためのパラメータ	(5.2.39)式
γ_R	: 平方根フィルタの未定定数	(5.3.26)式
γ_w	: $T^2 \int_0^{t^*} \alpha_d^2 dt$ のこと	(第4章の付録)
Δ	: 変動を表すパラメータ	
δ	: 指数荷重型最小自乗法の重み係数	(5.3.29)式
ε	: 拡張ミニマックス問題における微小な正の係数	(4.2.15)式

ζ	[1/s] : 圧延材の歪速度 (= $dh/(hdt)$)	((2.3.12)式)
η	: 電気油圧サーボ系の減衰係数	((2.7.8)式)
$\hat{\eta}$: 電気油圧サーボ系の η の最適値 (= $\sqrt{2/2}$)	((3.2.19)式)
Θ_B	[rad] : 上BURの回転角	((5.3.10)式)
Θ_l	[rad] : 第 l ロールの回転角	((5.3.3)式)
θ	[°C] : ロールバイト内の圧延材の平均温度	((2.3.11)式)
$\Delta\theta_A$	[°C] : 大気中の空冷による圧延材の温度降下	((2.3.23)式)
θ_{air}	[°C] : 大気温度	((2.3.23)式)
θ_{in}^i	[°C] : No. i スタンド入側板温度	((2.3.22)式)
θ_{out}^i	[°C] : No. i スタンド出側板温度	((2.3.22)式)
$\Delta\theta_P$	[°C] : 加工発熱による圧延材の温度上昇	((2.3.16)式)
θ_R	[°C] : ロールと圧延材の接触面温度	((2.3.20)式)
$\Delta\theta_R$	[°C] : ロールへの熱伝導による材料の温度降下	((2.3.20)式)
θ_S	[°C] : 目標仕様の温度	((4.2.4)、(4.2.5)式)
$\Delta\theta_S$	[°C] : 摩擦発熱による圧延材の温度上昇	((2.3.17)式)
κ	[kg/mm ²] : 圧延材の変形抵抗	((2.3.11)、(2.5.8)式)
$\bar{\kappa}$: 冷延における κ の張力補正項	((2.5.3)式)
λ_A	[kcal/m ² h°C] : 圧延材の等価熱伝達係数	((2.3.23)式)
λ_f	: 圧延材の急峻度	((2.3.25)式)
$\lambda(i)$: 動特性推定の評価関数 J_P における各周波数に対する重み	((3.3.6)式)
$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$: ロール偏心制御の逐次推定法において最小自乗推定、カルマンフィルタ、指数荷重型最小自乗法を使い分けるための設定パラメータ	(表5.3.1)
μ	: 圧延材の摩擦係数	((2.5.2)式)
$\mu_m(x)$: $f(x)$ に対するメンバシップ関数	((4.2.14)式)
$\bar{\mu}_m$: $\mu_m(x)$ に対する基準メンバシップ値	((4.2.14)式)
ξ	: 干渉指数	(図5.2.7)
ρ	[kg/m ³] : 第2章3.4項の材料温度モデルにおける圧延材の比重量	
σ_{bi}	[kg/mm ²] : No. i スタンドの入側張力 (= σ_{fi-1})	
σ_e^2	[t ²] : 荷重の観測雑音 ΔP_s の分散	(表5.3.1)
σ_{fc}	[kg/mm ²] : $\Delta\sigma_{fci}$ を要素とする張力目標値修正ベクトル	((4.3.8)式)
σ_{fi}	[kg/mm ²] : No. i スタンドの出側張力 (= σ_{bi+1})	
$\Delta\sigma_f$	[kg/mm ²] : 張力変動の実測値	((4.3.1)式)
$\Delta\sigma_{fc}$	[kg/mm ²] : 張力目標値修正量	((4.3.4)式)
$\Delta\sigma_{fr}$	[kg/mm ²] : 板厚・張力制御サブシステムに対する張力目標値修正量	(図5.2.2)
τ	[s] : 張力演算式における積分時間	((2.5.9)、(2.6.7)式)
τ_w	[s] : 板幅制御の評価関数 J_w における予測積分時間	((4.3.6)式)

Φ_{Bm}	[rad] : オンライン推定法における BUR の m 次偏心初期位相角	((5.3.10)式)
Φ_{lm}	[rad] : 第 l ロールの m 次偏心初期位相角	((5.3.3)式)
$\hat{\Phi}_{lm}$	[rad] : Φ_{lm} の推定値	((5.3.15)式)
ϕ_n	[rad] : 中立角	((2.3.9)、(2.5.5)式)
ϕ_{Rlm}	[rad] : 第 l ロール m 次成分に対する油圧圧下系の位相遅れ補償量	((5.3.15)、(5.3.16)式)
χ	[μm] : 板厚変動の平均値	(表 3.2.1)
ϕ	[μm] : 板厚変動の標準偏差	(表 3.2.1)
Ω_b	[kg/mm ²] : 入側圧延材の 2 次元降伏応力	((2.5.6)式)
Ω_f	[kg/mm ²] : 出側圧延材の 2 次元降伏応力	((2.5.6)式)
ω	[rad/s] : 角周波数	((付 3.1.1)式)
ω_i	[rad/s] : (3.3.5)式において離散化した角周波数	((3.3.5)式)
ω_n	[rad/s] : 電気油圧サーボ系の固有周波数	((2.7.7)式)

第1章の参考文献

- 1) 野坂:鉄鋼業のコンピュータコントロール,産業図書(1970)
- 2) 高橋,美坂:Gaugemeter AGC の進歩;塑性と加工,16巻,168号, pp. 25~31(1975)
- 3) 日本鉄鋼協会圧延理論部会編:板圧延の理論と実際,日本鉄鋼協会, pp. 295~298(1984)
- 4) Y. Asada and A. Kitamura:New Feedforward Gauge Control Method for Cold Tandem Mills;IFAC Automation in Mining, Mineral and Metal Processing, pp. 279~284(1986)
- 5) 木村英紀:多変数制御の理論と応用-I;システムと制御,22巻,5号, pp. 293~301(1978)
- 6) D. A. Wismer and C. H. Wells:A Modern Approach to Industrial Process Control;Automatica, Vol. 8, pp. 117~125(1972)
- 7) 遠山:鉄鋼業における計測制御システム技術の最近の状況;計測と制御,29巻,3号, pp. 501~507(1990)
- 8) 山田,木村:冷間圧延機の多変数制御;計測自動制御学会論文集,15巻,5号, pp. 647~653(1979)
- 9) M. Tanuma:Multivariable Control of a Five-Stand Cold Mill;Proc. 4th IFAC/IFIP International Conference on Digital Computer Application to Process Control, Part 2, pp. 75~86(1974)
- 10) 星野,木村:オブザーバを用いたアルミニウム圧延機の板厚制御;計測と制御,27巻,4号, pp. 325~332(1988)
- 11) W. K. J. person:J. of Institute of Metals, Vol. 93, p. 169(1964)
- 12) 北村,能勢,小西,中田:油圧AGCの最適制御ゲインの設計;システム制御情報学会論文誌,2巻,5号,pp. 147~154(1989)
- 13) 北村,中山,小西,藪本:パラメータ推定による圧延機の電気油圧サーボ系動特性のオンライン診断技術;システム制御情報学会論文誌,4巻,6号, pp.235~244(1991)
- 14) 北村,中山:圧延機板厚制御系のSTRシステム;計測自動制御学会論文集に投稿中
- 15) 北村,檜崎:ファジィ多目的計画法による熱延タンデムミルのパススケジュール;計測自動制御学会論文集に投稿中
- 16) 北村,中山,能勢,小西,浅田:多変数制御による熱延仕上げミルの板幅制御システム;システム制御情報学会論文誌,4巻,9号, pp.347~359(1991)
- 17) 北村,内藤,小西:冷延タンデム圧延機の分散型多変数板厚制御;システム制御情報学会論文誌,4巻,4号, pp.140~154(1991)
- 18) 北村,高橋,能勢,小西,菊地:逐次推定法による圧延のロール偏心制御;システム制御情報学会論文誌,2巻,9号, pp. 287~300(1989)

第2章 タンDEM圧延の数式モデル

2.1 諸 言

本章では、熱間および冷間タンDEM圧延の特徴を説明するとともに、板厚や板幅の制御方法を構築するための熱間、冷間の圧延特性の数式モデルについて述べる。

また、熱間、冷間の圧延制御の共通技術となる油圧圧下系の動特性モデルとゲージメータAGCについて論じる。

なお、本研究では厚板圧延や冷延工程で単スタンドの可逆圧延機における板厚制御技術を開発しているが、これらは熱間および冷間タンDEM圧延の各スタンドの圧延特性と同様であることから、ここでは省略する。

2.2 熱間タンDEM圧延の特徴

熱延タンDEMミルの設備概要を図2.2.1に示す。本図を用いて圧延の概要と特徴を以下に述べる。

熱延タンDEMミルは、一般に6、あるいは7スタンドの圧延機で構成されており、熱間スラブを帯鋼に圧延してコイラーで巻取られる。図2.2.1の例では各スタンドの圧延機は上下1対、計4つのロールで圧延を行なう4段圧延機である。この1対のロールは、材料を直接圧延するワークロール（作業ロール）とワークロールのたわみを防止するバックアップロール（控えロール）で構成されている。

各スタンドでは板厚を入側板厚の10～40%減少させるが、そのために約1000～2000tの圧下力をロールに加える。各スタンド出側では板厚が減少していくために下流スタンドほど圧延材の速度は増加する。具体的には、No.1スタンドでは200mpm(m/min)程度であり、No.7スタンドでは1000mpm程度になる。

駆動系をみると、主モータによってワークロールが回転し、同時に圧下装置によってロールの上下方向に圧力を加えている。主モータは、サイリスタレオナード装置とマイコンを用いた速度制御装置(ASR:Automatic Speed Regulator)により制御される。圧下装置としては、応答性を高めるために油圧によって圧力を加える油圧圧下装置が主流となっている。また、圧下シリンダの位置は、圧下位置制御系(APC:Automatic Position Control)によって制御される。

一方、バックアップロールとワークロールの軸受け間や、上下のワークロールの軸受け

間には、これらの間に圧力を加えるロールベンダーが設置されている。このロールベンダーの圧力によってロールのたわみを変化させて板形状を制御する。

各スタンドの圧延機では、圧延荷重がロードセルによって測定され、ロール間隙として圧下シリンダの位置が測定される。また、センサとしては、タンDEM圧延機出側に設置される板厚計や板幅計、板クラウンを計測するクラウンメータ¹⁾、入り側、出側に設置される板温計などが一般的である。また、本研究では板幅の自動制御を目的として、スタンド間の板幅計が用いられている。

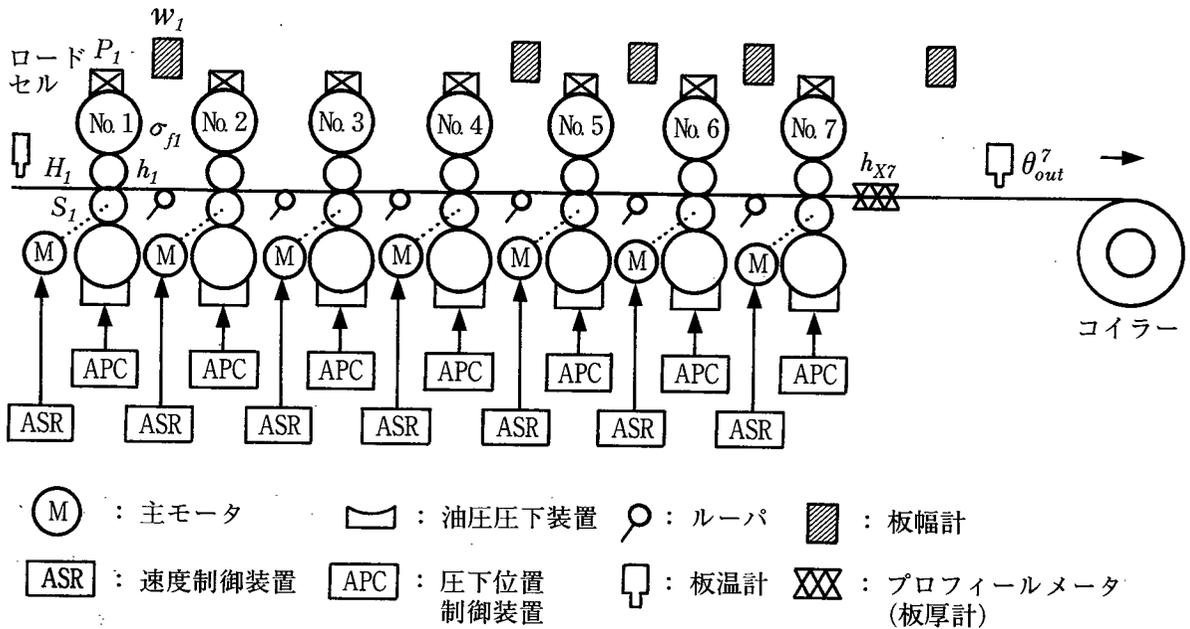


図2.2.1 熱延タンDEMミルの設備概要

熱間タンDEM圧延の特徴は、以下のようなものである。

- ・ スタンド間張力を $1\text{kg}/\text{mm}^2$ 程度の低張力に抑え、安定な圧延状態を維持することを目的として、スタンド間にルーバ²⁾が設置されている。
- ・ 材料温度が寸法や形状に大きな影響を与えることから、圧延特性として材料温度の変化を考慮する必要がある。

また、熱延製品の寸法、形状、品質を向上させるために、

- ①各スタンドのロール間隙 S_i
- ②各スタンドのロール速度 V_{Ri}
- ③ロールベンディング力 P_{Bi}

を操作することによって、以下の5項目の制御を行なう。

- (1)各スタンドの出側板厚 h_i を目標値に制御する。
- (2)スタンド間張力 σ_{fi} を目標値に制御する。
- (3)各スタンドの出側板幅 w_i を目標値に制御する。
- (4)最終スタンド出側の材料温度 θ_{out}^7 を目標値に制御する。
- (5)平坦度を表す急峻度⁸⁾ を零（クラウン比率を一定）に制御する。

2.3 熱間タンデム圧延の数式モデル

2.3.1 圧延荷重・圧延トルク・先進率

本節で用いる圧延の数式モデルの変数を図2.3.1に示す。この図で、 H は入側板厚、 h は出側板厚、 σ_b は入側張力、 σ_f は出側張力、 P は圧延荷重、 S は無負荷時（圧延を行っていない状態）のロール間隙を示す。なお、破線で示すワークロールの位置が無負荷時を表している。また、 V_R はロール周速度、 V_b は入側材料速度、 V_f は出側材料速度、 θ_{in} は圧延材の入側温度、 θ_{out} は圧延材の出側温度、 R' は偏平ロール径、 ℓ は接触弧長($=\sqrt{R'(H-h)}$)、 n は中立点（ロールバイト中でロール周速度 V_R と材料速度が等しくなる点）、 ϕ_n は中立角、 y は中立点の厚み、 α は噛み込み角を示す。

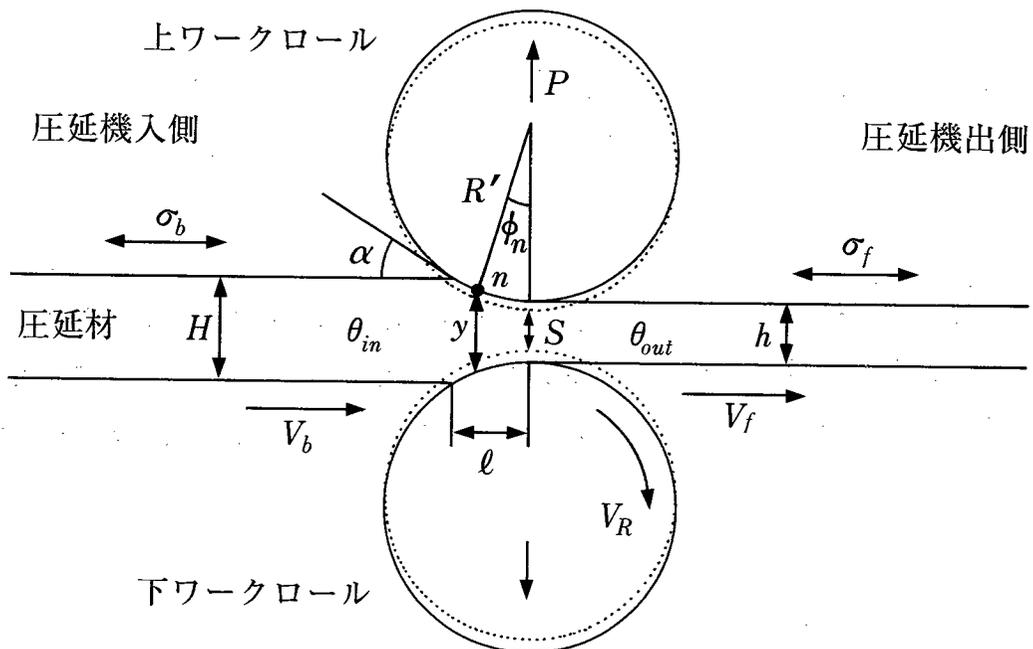


図2.3.1 圧延の数式モデルの主な変数

本研究では、熱間圧延の荷重 P として Sims の式⁴⁾ に張力補正項を加えた式を用いている。また、トルク G と先進率 f には、Sims の式⁴⁾ を用いている。以下に計算式を示す。

(1) 圧延荷重式

圧延荷重 P は圧延材からロールに加わる力の垂直成分であり、変形抵抗 κ 、板幅 $\bar{w} = (W+w)/2$ 、入側板幅 W と出側板幅 w の平均板幅)、接触弧長 $\sqrt{R'(H-h)}$ 、圧下力関数 Q_p の積で定義される。ここで、 Q_p は圧延加工の摩擦にともなう補正項である。

$$P = \kappa \bar{w} \sqrt{R'(H-h)} Q_p \quad (2.3.1)$$

$$Q_p = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{h}{H-h}} \left\{ \pi \tan^{-1} \sqrt{\frac{H-h}{h}} - \sqrt{\frac{R'}{h}} \ln \frac{y^2}{hH} \right\} - \frac{4}{\pi} \\ - (0.5 + 0.16r) \frac{\sigma_b}{\kappa} - (0.5 - 0.16r) \frac{\sigma_f}{\kappa} \quad (2.3.2)$$

ここで、 y は中立点 n での厚みを示し、下式で計算される。

$$y = \frac{h}{\cos^2 F} \quad (2.3.3)$$

$$F = \frac{1}{2} \tan^{-1} \sqrt{\frac{H-h}{h}} - \frac{\pi}{8} \sqrt{\frac{h}{R'}} \ln \left(\frac{H}{h} \right) \quad (2.3.4)$$

また、 r は圧下率を表し、次式で定義される。

$$r = \frac{H-h}{H} \quad (2.3.5)$$

圧延中のワークロールは圧延材から受ける大きな圧力によって弾性変形を生じる。この変形をロールの扁平変形と呼び、ロール径 R に対して扁平変形後のロール径を扁平ロール径 R' で表す。ここでは、 R' として最も一般的な Hitchcock の扁平式⁵⁾ を用いている。本式を以下に示す。

$$R' = R \left\{ 1 + \frac{CP}{\bar{w}(H-h)} \right\} \quad (2.3.6)$$

ただし、 C は係数を表す。 ($C = 16(1-\nu^2)/(\pi E)$, ν : ポアソン比, E : ヤング率)

(2) 圧延トルクの式

圧延トルクはロールバイト (接触弧) を通じて材料からロールに加わる力のロール中心

のまわりのモーメント、すなわち、ロール径 R と摩擦による剪断力の合計との積で定義される。Sims のトルク式を以下に示す。

$$G = 2\bar{w}RR'\kappa \left(\frac{\alpha}{2} - \phi_n \right) \quad (2.3.7)$$

ここで、 α は噛み込み角、 ϕ_n は中立角であり、下式で計算される。

$$\alpha = \sqrt{\frac{H-h}{R'}} \quad (2.3.8)$$

$$\phi_n = \sqrt{\frac{h}{R'}} \tan F \quad (2.3.9)$$

ただし、 F は (2.3.4) 式で計算される。

(3) 先進率の式

圧延材の出側速度 V_f はロールの周速度 V_R よりも大きく、この現象を先進と呼ぶ。先進率 f は $f = (V_f - V_R)/V_R$ で定義される。Sims の先進率の式を以下に示す。

$$f = \frac{1}{\cos^2 F} - 1 \quad (2.3.10)$$

2.3.2 変形抵抗

熱延材料の変形抵抗 κ は材料の変形に要する力を意味しており、ロールバイト中の材料温度 θ (入側材料温度 θ_{in} と出側材料温度 θ_{out} の平均温度)、圧下率 r 、および単位時間当りの板厚方向の歪で定義される材料の歪速度 $\zeta (= dh/(hdt))$ を考慮する必要がある。本研究では次式⁹⁾を用いている。

$$\kappa = \Omega_0 r^{mh} \zeta^{nh} \exp\left(\frac{\alpha}{273 + \theta}\right) \quad (2.3.11)$$

$$\zeta = \frac{2\pi N}{60} \sqrt{\frac{R'}{h}} \cdot \sqrt{\frac{1-r}{r}} \ln \frac{1}{1-r} \quad (2.3.12)$$

ただし、 N : ワークロールの回転数、 Ω_0, mh, nh : 鋼種によって決まる定数

2.3.3 板厚・板速度・体積速度一定条件

(1) 出側板厚

出側板厚 h の演算は、無負荷時のロール間隙 S と圧延荷重 P による圧延機の弾性変形の和で表されるゲージメータ式で表現される。ここで、 M はロールやハウジングを含めた圧延機全体をバネモデルとしたときのバネ定数であり、ミル定数と呼ばれる。

$$h = S + \frac{P}{M} \quad (2.3.13)$$

(2) 材料速度式

先進率 f は前述のごとく、 $f = (V_f - V_R) / V_R$ で定義される。一方、入側材料速度 V_b はロールの周速度より小さい。そこで、後進率 g は $g = (V_R - V_b) / V_R$ で定義される。スタンド出側の材料速度 V_f と入側の材料速度 V_b は、先進率 f と後進率 g の定義から、それぞれ下式で表される。

$$\begin{aligned} V_f &= (1 + f) V_R \\ V_b &= (1 - g) V_R \end{aligned} \quad (2.3.14)$$

(3) 体積速度一定の条件

タンデム圧延では、圧延が定常状態で行われているときには各スタンド出側の体積速度 U が一定である。この関係は、次式で表現される。

$$whV_f = U \quad (\text{一定}) \quad (2.3.15)$$

ただし、 w は出側板幅を示す。

2.3.4 材料温度^{7), 8)}

材料温度の変化は、圧延中の塑性加工と摩擦による発熱、圧延ロールへの熱伝導や搬送中の空冷効果をそれぞれモデル式で表して考慮する。

(1) 塑性加工発熱による温度上昇 ($\Delta\theta_p$)

塑性加工による変形仕事はすべて圧延材の温度上昇 $\Delta\theta_p$ に変化するものとして下式を用いる。

$$\Delta\theta_p = \frac{10^4 \times A}{\rho c} \kappa \cdot \ln \frac{H}{h} \quad (2.3.16)$$

ただし、 ρ : 圧延材の比重、 c : 圧延材の比熱、 A : 仕事の熱当量、 κ : 変形抵抗

(2) 摩擦発熱による温度上昇 ($\Delta\theta_s$)

圧延材とロール表面との摩擦発熱が圧延材とロールに等しく配分されるとし、摩擦発熱による温度上昇 $\Delta\theta_s$ を下式でモデル化する。

$$\Delta\theta_s = \frac{10^4 \times 2A}{\rho c} \cdot \frac{\Delta V_m t_R}{(H+h)/2} \mu \kappa \quad (2.3.17)$$

ここで、 μ は摩擦係数を表す。また、 ΔV_m と t_R は、それぞれ次式で与えられるロールの圧延材に対する平均相対速度と圧延材とロールの接触時間である。

$$\Delta V_m = \frac{1}{2} (V_f - V_b) \quad (2.3.18)$$

$$t_R = \frac{\sqrt{R'(H-h)}}{V_R} \quad (2.3.19)$$

(3) ロールへの熱伝導による温度降下 ($\Delta\theta_R$)

圧延材からロールへの伝熱を一次元熱伝導で記述できるとし、温度降下量 $\Delta\theta_R$ を下式でモデル化する。

$$\Delta\theta_R = \frac{50}{2} \cdot \frac{4\beta_d}{\sqrt{\pi a}} \cdot \frac{\theta_{in} - \theta_R}{\rho c (H+h)/2} \sqrt{t_R} \quad (2.3.20)$$

ただし、 β_d : 圧延材の熱伝導率、 a : 圧延材の温度伝導率、 θ_{in} : 入側材料温度、 θ_R : ロールと圧延材の接触面温度

上記の結果を用いて、圧延機出側の圧延材温度 θ_{out} と入側の圧延材温度 θ_{in} との関係を下式で求める。

$$\theta_{out} = \theta_{in} + \Delta\theta_P + \Delta\theta_S - \Delta\theta_R \quad (2.3.21)$$

(4) 空冷による温度降下 ($\Delta\theta_A$)

空冷による温度降下 $\Delta\theta_A$ と No. (i+1) スタンド入側の圧延材温度 θ_{in}^{i+1} を No. i スタンド出側温度 θ_{out}^i を用いて、それぞれ (2.3.22) 式と (2.3.23) 式で表す。

$$\Delta\theta_A^i = \frac{5}{18} \cdot \frac{2\lambda_A}{\rho ch} (\theta_{out}^i - \theta_{air}^i) t_v^i \quad (2.3.22)$$

$$\theta_{in}^{i+1} = \theta_{out}^i - \Delta\theta_A^i \quad (2.3.23)$$

ただし、 λ_A : 等価熱伝達係数、 θ_{air} : 大気の温度

また、材料が No. i スタンドから No. (i+1) スタンドまで移送される時間 t_v^i は、下式で与えられる。

$$t_v^i = \frac{L}{V_f^i} \quad (2.3.24)$$

ただし、 L はスタンド間距離を表す。

2.3.5 平坦度⁹⁾

平坦度は、下式の急峻度 λ_f で表される。

$$\lambda_f = \frac{2}{\pi} \sqrt{|\Delta\gamma_i|} \quad (2.3.25)$$

ここで、 $\Delta\gamma$ は下式で表される各スタンド出側のクラウン比率 γ の差を示す。

$$\Delta\gamma_i = \gamma_{i+1} - \gamma_i \quad (2.3.26)$$

No. i スタンドのクラウン比率は下式で定義される。

$$\gamma_i = \frac{C_{Ri}}{h_{ci}} \quad (2.3.27)$$

ただし、 C_{Ri} : No.i スタンドの出側板クラウン、 h_{ci} : No.i スタンド出側の板幅方向中心部の板厚

また、圧延機出側の板クラウン C_R は、板幅方向中心部の板厚 h_c と板幅方向端部の板厚 h_e を用いて $C_R = h_c - h_e$ で定義されるが、本研究ではパススケジュール設計用として、下式のモデルを用いている。

$$C_R = \alpha_P P - \alpha_c C_{RW} - \left\{ \alpha_c + \left(\frac{\bar{w}}{L_R} \right)^2 \right\} C_{RB} - \alpha_B P_B \quad (2.3.28)$$

ただし、 C_{RW} : ワークロールのクラウン、 C_{RB} : バックアップロールのクラウン、 L_R : ロールバレル長、 P_B : ロールベンディング力、 α_P 、 α_c 、 α_B : 影響係数

本研究では、本節の各種理論式を第4章2節の熱延タンデムミルの最適パススケジュールの設計に用いている。

2.4 冷間タンデム圧延の特徴

冷延タンデムミルの設備概要を図2.4.1に示す。冷延タンデムミルは、一般に5、あるいは6スタンドの圧延機で構成され、巻戻しリールから熱延工程で圧延された帯鋼を繰出し、連続的に圧延する。圧延された帯鋼は巻取りリールで巻取られ、表面処理などの工程を経て、自動車用鋼板などとして製品となる。各スタンドの圧延機では、入側板厚の20~40%を減少させるが、そのために約1000tの圧下力をロールに加える。各スタンド出側で板厚が減少していくため、下流スタンドほど圧延材の速度は増加し、No.5スタンドでは1800mpm程度になる。

本図のNo.5スタンドは6段圧延機が用いられている。6段圧延機ではワークロールとバックアップロールの間に中間ロールがある。この中間ロールを軸方向にシフトすることでワークロールの軸心のたわみを減少させることができ、ロールベンダーと組み合わせて用いることで板形状の制御効果を大きくしている。ワークロールは、サイリスタレオナード装置とASRによって制御された主モータで駆動され、圧下制御系は油圧圧下装置とAPCで構成される。また、センサについては、タンデム圧延機の入出側やスタンド間のX線板厚計、スタンド間張力計、複合伸びを検出するための形状検出器¹⁰⁾などが一般的である。

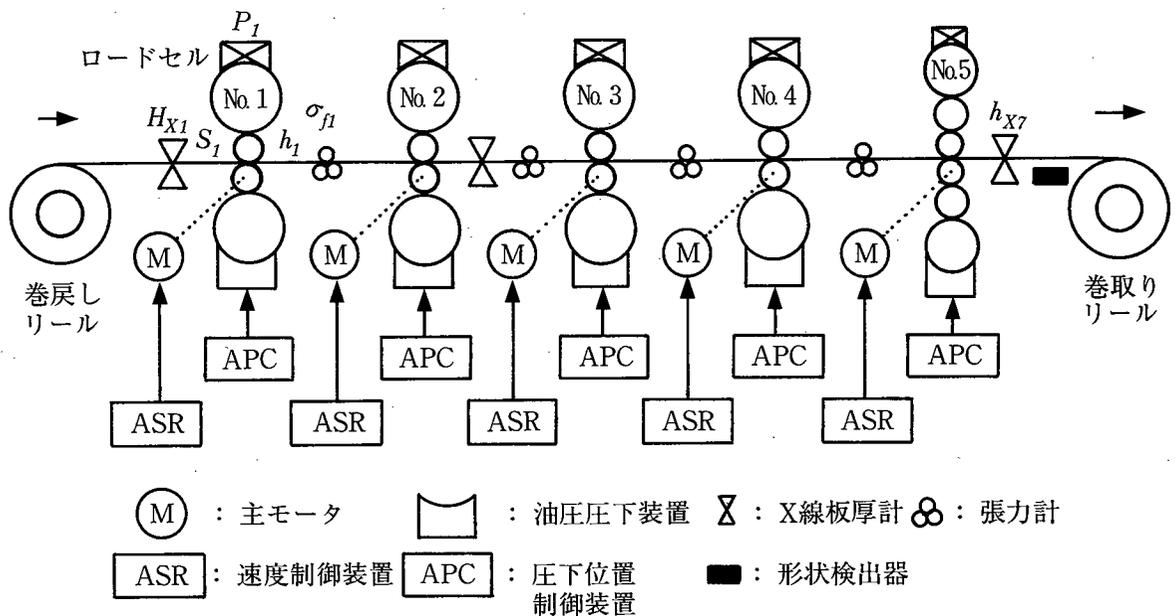


図2.4.1 冷延タンデムミルの設備概要

冷間タンデム圧延の特徴は、以下のとおりである。

- ・ 圧延に要するエネルギーを減らして圧延材の形状を良好に保つために、スタンド間で圧延材に $5\sim 15\text{kg}/\text{mm}^2$ 程度の張力をかける。
- ・ 熱間圧延に比べて、より高精度の板厚、形状制御精度を必要とする。
- ・ 熱間圧延ほど圧延材の温度を考慮する必要がない。
- ・ 圧延に潤滑油を用いることによって、摩擦力を減少させて圧延動力を軽減するとともに、ロールと圧延材との焼付きを防止して表面性状を向上させる。

また、冷延製品の板厚精度を向上させるために、

- ①各スタンドのロール間隙 S_i
- ②各スタンドのロール速度 V_{Ri}
- ③ロールベンディング力や6段圧延機の間中間ロールシフト量を操作することによって、以下の3項目の制御を行なう。
 - (1)各スタンドの出側板厚 h_i を目標値に制御する。
 - (2)スタンド間張力 σ_{fi} を目標値に制御する。
 - (3)板形状を目標値に制御する。

2.5 冷間タンデム圧延の数式モデル

本研究で用いるモデル冷延タンデムミルの数式モデルについて説明する。これらのモデルでは、冷間圧延の特徴であるスタンド間張力 σ が大きいことや材料温度の影響を省略できることが考慮されている。

2.5.1 圧延荷重・先進率・変形抵抗

本研究では、冷間圧延の圧延荷重 P として Hill の式¹¹⁾、先進率 f には Bland & Ford の式¹²⁾を用いている。

(1) 圧延荷重式

$$P = \bar{\kappa} \bar{\kappa} w \sqrt{R' (H-h)} D_p \quad (2.5.1)$$

ここで、 D_p は冷間圧延における圧下力関数である。また、 $\bar{\kappa}$ は変形抵抗 κ において張力 σ の影響を考慮するための補正係数である。これらは下式で求められる。

$$D_p = 1.08 + 1.79r \sqrt{1-r} \cdot \mu \sqrt{\frac{R'}{h}} - 1.02r \quad (2.5.2)$$

ただし、 μ ：材料の摩擦係数、 r ：圧下率（(2.3.5)式）

$$\bar{\kappa} = 1 - \frac{\sigma_b + \sigma_f}{2\kappa} \quad (2.5.3)$$

(2) 先進率式

$$f = \phi_n^2 \left(\frac{R'}{h} \right) \quad (2.5.4)$$

ここで、 ϕ_n は中立角であり、下式で計算される。

$$\phi_n = \sqrt{\frac{h}{R'}} \tan \left(\sqrt{\frac{h}{R'}} \cdot \frac{H_N}{2} \right) \quad (2.5.5)$$

$$H_N = \frac{H_G}{2} - \frac{1}{2\mu} \ln \left(\frac{H}{h} \cdot \frac{1 - \frac{\sigma_f}{\Omega_f}}{1 - \frac{\sigma_b}{\Omega_b}} \right) \quad (2.5.6)$$

$$H_G = 2 \sqrt{\frac{R'}{h}} \tan^{-1} \left(\sqrt{\frac{R'}{h}} \alpha \right) \quad (2.5.7)$$

また、 Ω_b は入側圧延材の2次元降伏応力、 Ω_f は出側圧延材の2次元降伏応力、 α は前述の噛み込み角である。

$$\alpha = \sqrt{\frac{H-h}{R'}} \quad (2.3.8)$$

(3) 変形抵抗式⁹⁾

冷延の変形抵抗 κ では材料温度の影響が小さいことから温度項を省略し、圧下率 r の関数としている。

$$\kappa = \Omega_0 (r + mc)^{nc} \quad (2.5.8)$$

ただし、 r : 圧下率、 Ω_0, mc, nc : 鋼種によって決まる定数

2.5.2 スタンド間張力¹³⁾

No. (i-1) ~ No. i スタンド間張力 σ_{fi-1} ($=\sigma_{bi}$) は、スタンド間での材料の圧延方向の変形を、隣接するスタンドの入側、出側の材料速度差の積分で求める。

$$\sigma_{fi-1} = \frac{E}{L} \int_0^\tau \{(1-g_i) V_{Ri} - (1+f_{i-1}) V_{Ri-1}\} dt \quad (2.5.9)$$

ただし、 E : 圧延材のヤング率、 L : スタンド間距離、 τ : 積分時間

本研究では、上記の理論式を第5章2節の冷延タンデムミルの分散型多変数板厚制御システムの開発や効果を検証するためのシミュレーションプログラムを作成する際に用いる。

2.6 自動板厚制御用の数式モデル

上記の理論式からわかるように、各スタンドの荷重 P や出側板厚 h はスタンド間張力 σ を介して圧延因子が相互に関係している。そこで、これらの厳密な値を求めるには、繰り返し計算などの多くの計算を必要とする。板厚や板幅の自動制御では油圧圧下系や張力制御系の応答性に合わせた制御周期 (5~100ms) を必要とする。したがって、理論式を用いて構成した非線形制御系では計算量が過大となり、実機に適用することは事実上不可能である。そこで、各式を構成する変数について Taylor 展開を行って2次項以上を省略し、微小変化に関する線形式を導いて自動制御系の設計に用いる。

ここでは、本研究で用いる線形化した荷重変動式 ΔP と張力変動式 $\Delta\sigma$ を導出する。

熱冷延の荷重 P については、板厚 H, h や張力 σ などを変数として一般的に次式で表現できる。

$$P = P(H, h, \sigma_f, \sigma_b, \dots) \quad (2.6.1)$$

そこで、上式を板厚変動 $\Delta H, \Delta h$ と張力変動 $\Delta\sigma$ を変数として線形化すると荷重変動 ΔP は、

$$\Delta P = \frac{\partial P}{\partial H} \Delta H + \frac{\partial P}{\partial h} \Delta h + \frac{\partial P}{\partial \sigma} \Delta\sigma_b + \frac{\partial P}{\partial \sigma} \Delta\sigma_f \quad (2.6.2)$$

となる。ここで、本式の影響係数は(2.3.1)式や(2.5.1)式などに標準状態と変動後の板厚 H, h や張力 σ を用いて荷重値 P を求め、数値偏微分を行うことによって計算する。

例えば、影響係数 ($\partial P/\partial h$) を求めるには、出側板厚の微小変化 Δh_ε を用いて、下式の演算を行う。

$$\frac{\partial P}{\partial h} = \frac{P(H_0, h_0 + \Delta h_\varepsilon, \sigma_f, \sigma_b, \dots) - P(H_0, h_0, \sigma_f, \sigma_b, \dots)}{\Delta h_\varepsilon} \quad (2.6.3)$$

一方、(2.3.13)式のゲージメータ式より板厚の偏差は次式で計算できる。

$$\Delta h = \Delta S + \frac{\Delta P}{M} \quad (2.6.4)$$

ここで、塑性係数 Q を $Q = -(\partial P/\partial h)$ で定義し、上記の2式から Δh を消去すると、荷重の偏

差 ΔP として、

$$\Delta P = -\frac{MQ}{M+Q}\Delta S + \frac{M \cdot \partial P / \partial H}{M+Q}\Delta H + \frac{M \cdot \partial P / \partial \sigma_f}{M+Q}\Delta \sigma_f + \frac{M \cdot \partial P / \partial \sigma_b}{M+Q}\Delta \sigma_b \quad (2.6.5)$$

を得る。また、これらのこれらの関係から板厚変動 Δh を求めると、下式となる¹⁴⁾。

$$\Delta h = \frac{M}{M+Q}\Delta S + \frac{\partial P / \partial H}{M+Q}\Delta H + \frac{\partial P / \partial \sigma_f}{M+Q}\Delta \sigma_f + \frac{\partial P / \partial \sigma_b}{M+Q}\Delta \sigma_b \quad (2.6.6)$$

上記の荷重変動式や板厚変動式を第3章2節のゲージメータ AGC の制御ゲインの最適化や第5章2節の板厚制御系の設計などに用いる。

また、張力の変動 $\Delta \sigma$ についても同様に考えることができる。冷延では(2.5.9)式を全微分し、2次の微小項を省略して張力の変動 $\Delta \sigma$ を求めると下式となる。本式は、第5章2節で述べる冷延タンデムミルの分散型多変数板厚制御システムを構築する際に用いる。

$$\Delta \sigma_{Ri-1} = \frac{E}{L} \int_0^{\tau} [(1-g_i)\Delta V_{Ri} - \Delta g_i V_{Ri} - \{(1+f_{i-1})\Delta V_{Ri-1} + \Delta f_{i-1} V_{Ri-1}\}] dt \quad (2.6.7)$$

2.7 ゲージメータ AGC と油圧圧下系の動特性

本研究の共通技術であるゲージメータ AGC と油圧圧下系の動特性について論じておく。ゲージメータ AGC は、第3章の板厚制御系のゲイン最適化の基本技術として、また、第5章では冷延タンデムミルの板厚・張力制御サブシステムの設計に用いられている。

2.7.1 ゲージメータ AGC ¹⁵⁾

ゲージメータ AGC による板厚制御の概念図を図2.7.1に示す。

ゲージメータ AGC では、ゲージメータ式を基にした下式の板厚偏差量 Δh_g がフィードバック制御量として用いられ、比例制御によって板厚が制御される。

$$\Delta h_g = k \frac{P - P_0}{M_c} + (S - S_0) \quad (2.7.1)$$

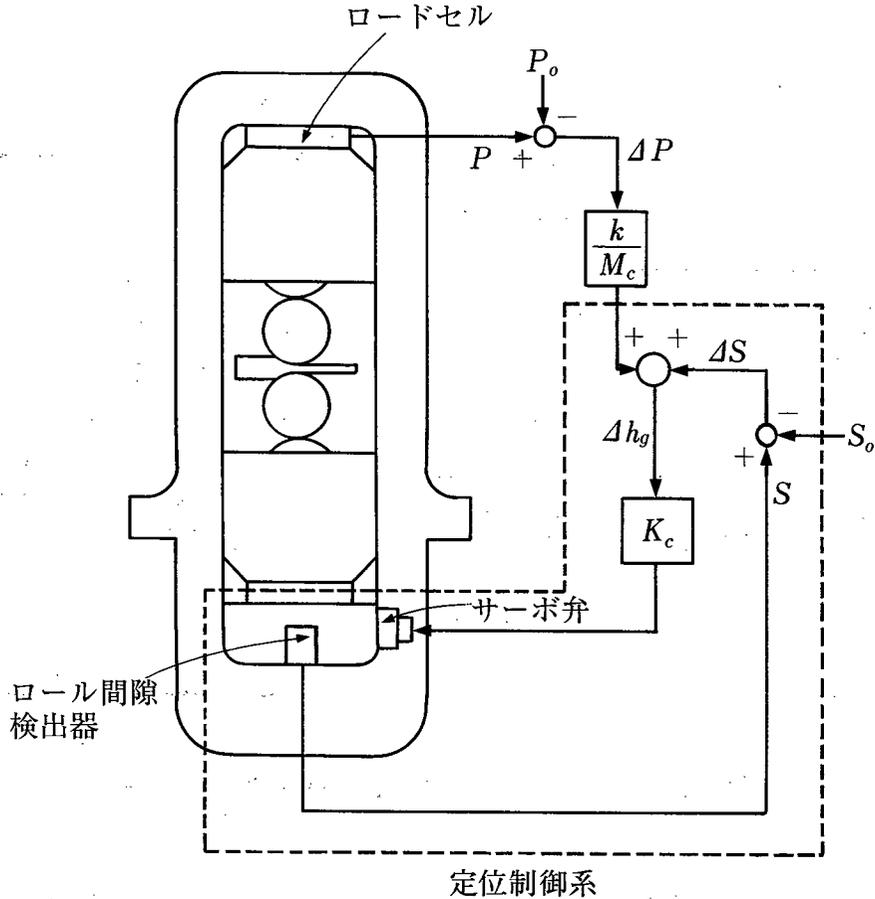


図2.7.1 ゲージメータAGCの概念図

ここで、 M_c はミル定数の設定値、 k はミル伸び量(= P/M_c)のフィードバックゲインであり、チューニング率と呼ばれる。 k については系の安定性を保証するために1以下の値に設定される¹⁶⁾。 P_o, S_o は制御の基準となる圧延荷重とロール間隙値であり、一般に制御開始直後の実測値が用いられる。これら値はロックオン値と呼ばれている。また、図中の K_c はゲージメータAGCの制御ゲインである。

ゲージメータAGCは、圧延特性、油圧圧下系の動特性、および上記のAGCアルゴリズムによって構成される。圧延特性は、前節の(2.6.4)式のゲージメータ式と(2.6.5)式の荷重式で記述される。また、油圧圧下系を構成する電気油圧サーボ系の動特性を $G_s(s)$ 、圧下シリンダの特性を積分特性で表すと、油圧圧下系の伝達特性 $G_T(s)$ は下式となる。

$$G_T(s) = \frac{G_s(s)}{s} \quad (2.7.2)$$

以上より、ゲージメータAGCの制御ブロック線図を求めると、図2.7.2になる。なお、図

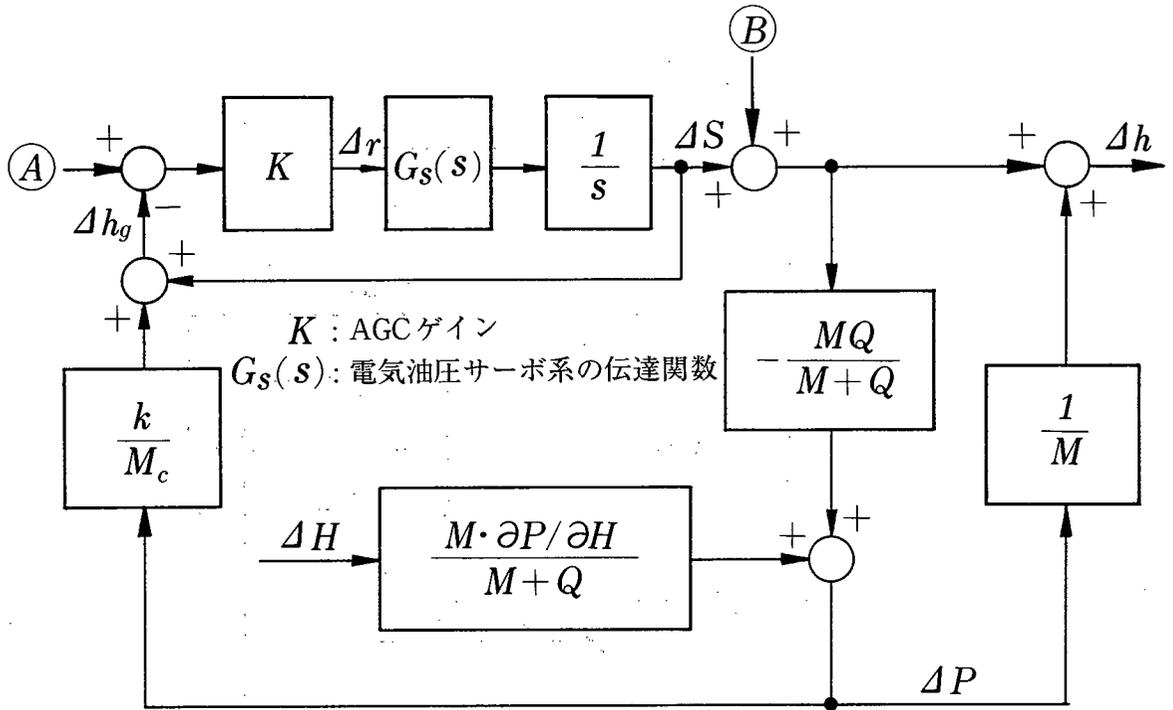


図2.7.2 ゲージメータ AGC のブロック線図

中の ㊸ は、ロール偏心が外乱として付加される点であり、㊸ は圧下の操作量やロール偏心の補償量が入力される点である。詳細については、第5章で説明する。また、荷重式としては、(2.6.5) 式のうち、張力項を省略している。

本図では、 K は、AGCの制御ゲイン K_c や油圧シリンダの面積などを総括した比例ゲインであり、AGCゲインと呼ぶ。次に、本図から入側板厚偏差 ΔH を入力とし、出側板厚偏差 Δh を出力とする伝達関数を求めると下式となる。ここでは、 $Q \doteq \partial P / \partial H$ と近似している。

$$G_g(s) = \frac{Q}{M+Q} \left[1 - \frac{KMk'G_s(s)}{(M+Q)s + KG_s(s)\{M+Q(1-k')\}} \right] \quad (2.7.3)$$

ただし、

$$k' = \frac{M}{M_c} k \quad (2.7.4)$$

2.7.2 電気油圧サーボ系の伝達関数

フィードバック型のサーボ弁の概念図と電気油圧サーボ系の動特性をモデル化し、ブロック線図にしたものを図2.7.3に示す。

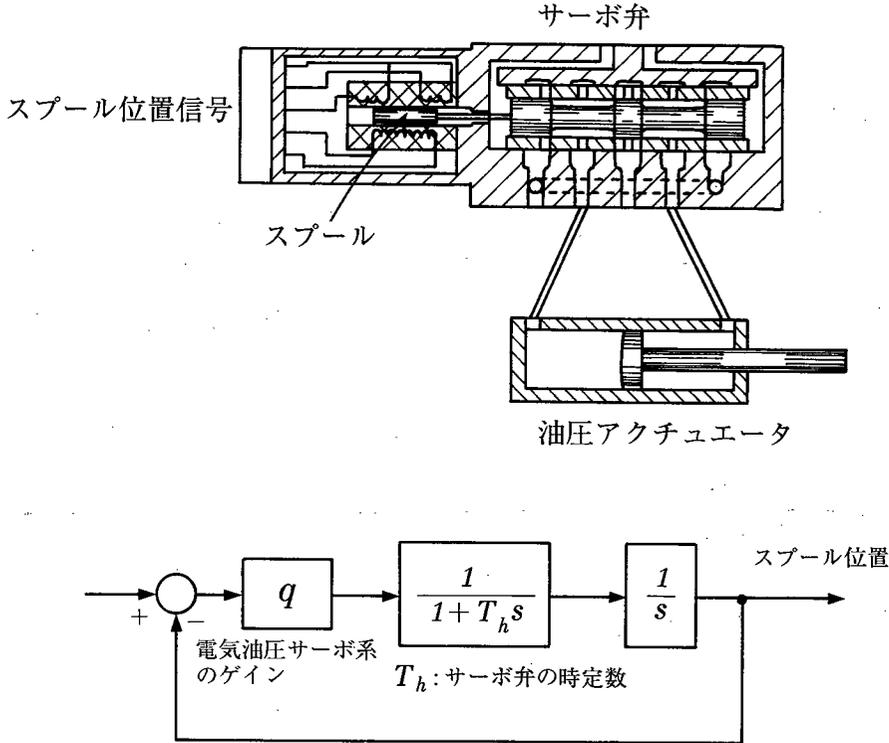


図2.7.3 サーボ弁の概念図と電気油圧サーボ系のブロック線図

このブロック線図において、 T_h はサーボ弁の時定数であり、 q はサーボアンプゲイン(q_c)やサーボ弁の流量係数を総括した電気油圧サーボ系のゲインを示している。また、サーボ弁に供給される油量に対するスピールの移動量の関係を積分特性で表している。

本電気油圧サーボ系において設定値を入力とし、スプール位置を出力とする伝達関数 $G_s(s)$ を求めると次式となる。

$$G_s(s) = \frac{q/T_h}{s^2 + s/T_h + q/T_h} \quad (2.7.5)$$

さらに、本式は2次振動系に整理でき、次式となる。

$$G_s(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\eta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (2.7.6)$$

ここで、 ω_n はサーボ系の固有周波数、 η は減衰係数を表す。また、(2.7.5)式との比較から下式の関係を得る。

$$\omega_n = \sqrt{q/T_h} \tag{2.7.7}$$

$$\eta = \frac{1}{2\sqrt{qT_h}} \tag{2.7.8}$$

上記サーボ系の数学モデルを検証するために、定位制御系（図2.7.1の破線で囲んだ部分、あるいは図2.7.2のゲージメータ AGC で荷重フィードバックを行わない APC 系）においてシミュレーションを行い、厚板仕上げミルの実機データとの比較を行った。その結果を図2.7.4に示す。

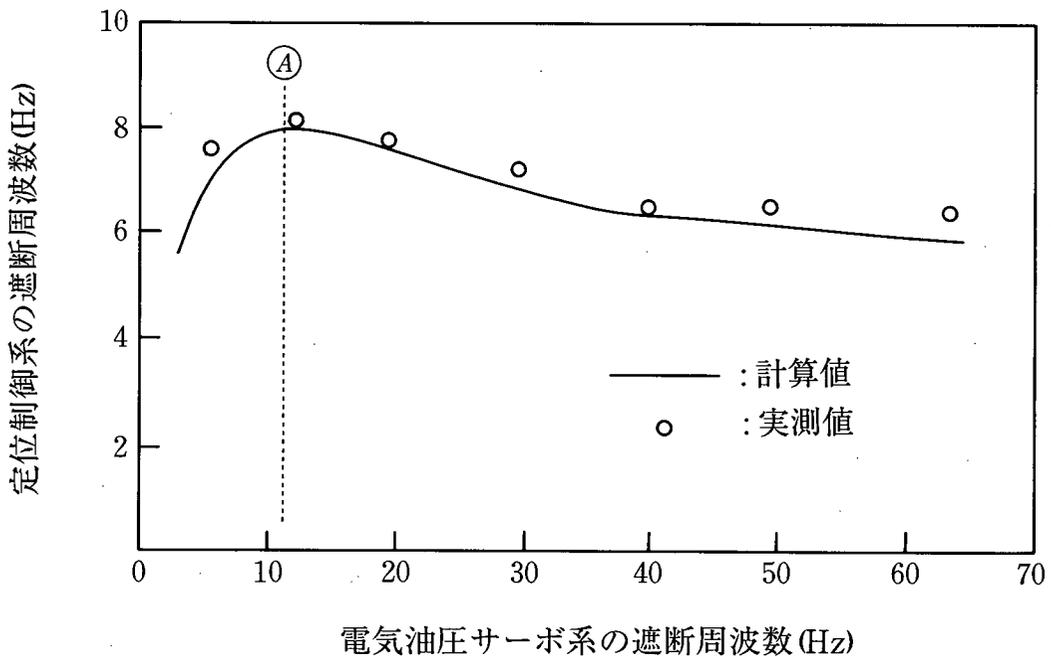


図2.7.4 電気油圧サーボ系の応答性と定位制御系の応答性の関係

本図では、横軸に電気油圧サーボ系 ($G_s(s)$) の遮断周波数を取り、縦軸に定位制御系の遮断周波数をとっている。モデルによる計算値と実測値がよく一致していることから、上記の数学モデルによって電気油圧サーボ系の動特性が記述できていると考えられる。なお、図中の (A) は定位制御系の遮断周波数が最大となる点であるが、詳細については第3章2.4項で説明する。

第2章の参考文献

- 1) 日本鉄鋼協会圧延理論部会編:板圧延の理論と実際, 日本鉄鋼協会, p. 120(1984)
- 2) 日本鉄鋼協会編:鉄鋼便覧(圧延基礎・鋼板);丸善, p. 375(1980)
- 3) W. K. J. person:J. of Institute of Metals, Vol. 93, p. 169(1964)
- 4) R. B. Sims:The Calculation of Roll Force and Torque in Hot Rolling Mills ;
Proc. Inst. Mech. Eng., No. 168, pp. 191~200(1954)
- 5) H. Hitchcock:Roll Neck Bearings, Appendix I, Elastic Deformation of Rolls
during Cold Rolling;ASME, pp. 33~41(1935)
- 6) 鈴木, 鎌田:タンデム圧延機のパススケジュールの新しい計算法;塑性と加工, 9巻,
85号, pp. 86~92(1968)
- 7) 小門:熱間圧延における材料の温度変化の予想計算法に関する基礎研究;塑性と加工,
11巻, 118号, pp. 816~823(1970)
- 8) 阿高:熱間タンデム圧延の圧延温度の予測法について;生産研究, 24巻, 6号, pp. 224~229
(1972)
- 9) 日本鉄鋼協会圧延理論部会編:板圧延の理論と実際, 日本鉄鋼協会, p. 96(1984)
- 10) 日本鉄鋼協会編:鉄鋼便覧(圧延基礎・鋼板);丸善, pp. 579~581(1980)
- 11) R. Hill:塑性学;培風館, p. 186(1954)
- 12) H. Ford, F. Elli and D. R. Brand:Cold Rolling with Strip Tension;Iron & Steel Inst.,
Vol. 168, No. 5, pp. 57~72(1951)
- 13) 山下, 美坂, 川上, 近藤:張力・板厚制御;塑性と加工, 14巻, 155号, pp. 976~987(1973)
- 14) 美坂:コールドタンデムミルの影響係数;塑性と加工, 8巻, 75号, pp. 188~200(1967)
- 15) 高橋, 美坂:Gaugemeter AGC の進歩;塑性と加工, 16巻168号, pp. 25~31(1975)

第3章 圧延機板厚 AGC の制御系の設計と診断

3.1 緒言

厚板圧延機や冷延レバースミルは4段あるいは6段ロールによる板圧延機であり、高精度の板厚制御精度を達成するためには、板厚制御系の動特性を最適化し、その状態を維持することが重要である。また、タンデム圧延機の干渉を考慮した板厚制御系を構成して板厚精度を向上させるためには、各スタンド、すなわち単スタンドの圧延機の板厚制御系の動特性が最適化されていることが前提となる。

そこで、本章では、単スタンド圧延機のゲージメータ AGC や絶対値 AGC による板厚制御系の動特性の最適化とその維持について述べる。すなわち、第3.2節では、動特性の最適化を最適制御ゲインの設計という観点でとらえ、最適レギュレータを用いた油圧圧下 AGC の最適制御ゲインの設計について述べる。また、AGC の最適な動特性の維持については、油圧圧下系動特性の最適性の維持と材料硬度などの圧延特性の変化に対応した適応制御という2つの観点でとらえた。それぞれの観点に対応して、第3.3節ではパラメータ推定に基づく電気油圧サーボ系動特性のオンライン診断技術について述べ、第3.4節ではゲージメータ AGC の STR システムについて論じる。また、各節ではこれらの技術の実機適用結果を示し、考察を行う。

3.2 油圧圧下 AGC の最適制御ゲインの設計^{1)~3)}

3.2.1 開発の背景と目的

油圧圧下装置による板厚 AGC の制御精度を維持させるためには、制御ゲインの適正化が必要であり、従来より、オフラインで適切な制御ゲインを設定して実機に適用していた。ゲインの決定法としては、シミュレーションによる方法⁴⁾や、ボード線図法などの古典制御理論に基づく方法が主流であったが、これらの方法は経験的、あるいは、試行錯誤的であり、理論的な裏づけが完全ではなかった。

そこで、本研究では、現代制御理論の一手法である最適レギュレータを応用して、最適制御ゲインを解析的に求める方法を検討した。その結果、最適制御ゲインを圧延材の塑性係数や、油圧圧下系のパラメータで表すことができた。

本節では、最適制御ゲインの導出方法と、本方法を基に制御ゲイン最適化システムを構築し、厚板仕上げミルに適用した結果について述べる。

3. 2. 2 ゲージメータ AGC と絶対値 AGC

本研究では、制御ゲインを最適化する AGC として、最もよく用いられるゲージメータ AGC と、厚板ミルなど、ミル直後に板厚計のない圧延機で出側板厚を目標値に制御するために用いられる絶対値 AGC を取り上げた。これらの AGC システムの概略図を図 3. 2. 1 に示す。ここで、 P は圧延荷重、 S はロール間隙、 M_c はミル定数の設定値、 k はチューニング率、 K_c は AGC の制御ゲイン、 g_a は絶対値 AGC の積分ゲインを表す。さらに、 P_0 と S_0 は、それぞれ制御の基準となる圧延荷重とロール間隙値であり、制御開始直後の実測値が用いられる。

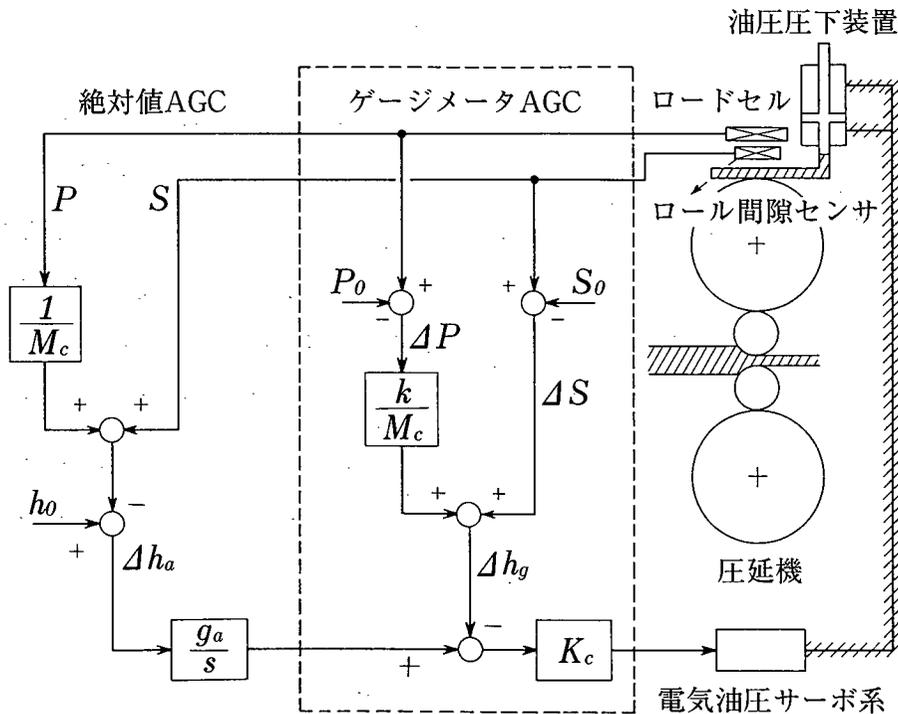


図 3. 2. 1 ゲージメータ AGC と絶対値 AGC の概略図

図の破線内に示したゲージメータ AGC については、第 2 章 7 節で述べたので、ここでは省略する。以下では絶対値 AGC について説明する。

ゲージメータ AGC では、第 3 章 2. 5 項で詳述するチューニング率 k の設定に起因する定常板厚偏差 ($\Delta \bar{h}$) が発生する。また、 P_0 と S_0 で決定される制御の目標値 ($S_0 + P_0/M_c$) は、パススケジュールによって決定される板厚目標値 h_0 に対して偏差を生じる場合がある。そこで、絶対値 AGC では、この定常偏差を零に制御するように絶対板厚をゲージメータ式で計算し、その計算値と目標板厚との偏差を積分制御で補償するループを付加している。絶対板厚 h_a は次式となる。

$$h_a = \frac{P}{M_c} + S \quad (3.2.1)$$

次に、目標板厚 h_0 との偏差、

$$\Delta h_a = h_a - h_0 \quad (3.2.2)$$

を油圧圧下系にネガティブフィードバックしている。

(3.2.1)式では、無負荷時のロール間隙 S にロールの弾性変形を主とするミル伸び量 P/M_c を加えて、ロール直下の板厚を求めている。絶対値AGCの場合、(3.2.1)式の精度を向上させるためにミル定数 M_c を板幅の関数として補正したり、 S の誤差の原因となるロール摩耗量や、ロールの熱膨張について圧延材ごとに一定の修正量を加えて補償している。

3.2.3 AGCの伝達関数

最適制御ゲインを解析的に求めるために用いた数学モデルを以下に示す。本モデルは、圧延特性、油圧圧下系の動特性、および前節で述べたAGCのアルゴリズムによって構成される。

圧延特性は、第2章3節で述べたゲージメータ式、

$$h = \frac{P}{M} + S \quad (2.3.13)$$

と、線形化した荷重式、

$$P = \frac{M \cdot \partial P / \partial H}{M + Q} H - \frac{MQ}{M + Q} S \quad (3.2.3)$$

で表される。ここで、 H は入側板厚、 Q は圧延材の塑性係数、 $\partial P / \partial H$ は入側板厚 H の荷重 P に対する影響係数、 M は実際のミル定数を表す。また、荷重式については厚板圧延を想定して張力項を省略し、絶対値AGCを構成するために、荷重の絶対値を求める式としている。

次に、油圧圧下系の伝達特性 $G_T(s)$ を、第2章7節で述べたように、

$$G_T(s) = \frac{G_s(s)}{s} \quad (2.7.2)$$

で表す。

ここで、 $G_s(s)$ は、電気油圧サーボ系の伝達関数で、 $1/s$ は、油圧シリンダの積分特性である。塑性係数 Q については、 $Q = -\partial P/\partial h$ で定義されるが、 $\partial P/\partial H \approx -\partial P/\partial h$ であることから、ここでは、 $\partial P/\partial H$ を Q と近似する。以上の結果より、油圧圧下 AGC の動特性が記述できる。そのブロック線図を図3.2.2に示す。

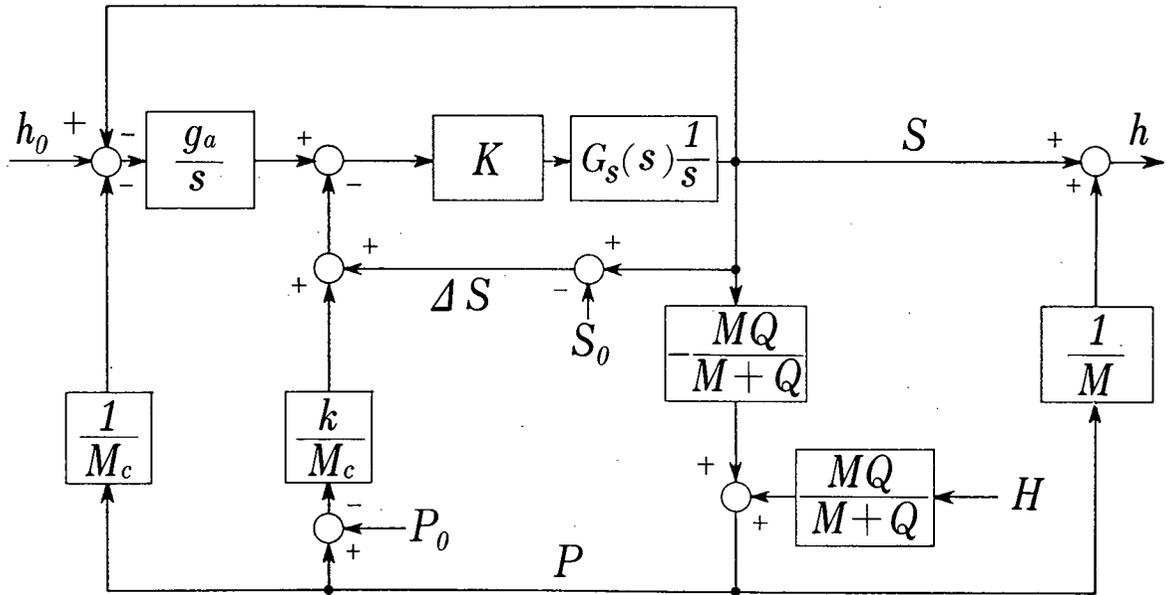


図3.2.2 油圧圧下 AGC システムのブロック線図

入側板厚偏差 ΔH を入力とし、出側板厚偏差 Δh を出力とする伝達関数をブロック線図をもとに求める。ゲージメータ AGC の伝達関数 $G_g(s)$ については、第2章7節で述べたように下式となる。

$$G_g(s) = \frac{Q}{M+Q} \left[1 - \frac{MKk'G_s(s)}{(M+Q)s + KG_s(s)\{M+Q(1-k')\}} \right] \quad (2.7.3)$$

また、絶対値 AGC の伝達関数 $G_a(s)$ は、下式となる。

$$G_a(s) = \frac{Q}{M+Q} \left[1 - \frac{MKk'G_s(s)(s+g'_a)}{(M+Q)s^2 + KG_s(s)\{[M+Q(1-k')]s + g'_a\{(M+Q)k - Qk'\}\}} \right] \quad (3.2.4)$$

ただし、

$$k' = \frac{M}{M_c} k \quad (2.6.4)$$

$$g_a' = \frac{g_a}{k} \quad (3.2.5)$$

電気油圧サーボ系の伝達関数 $G_s(s)$ については、第2章7節で詳述しているので、ここでは伝達関数の導出結果のみを示す。伝達関数 $G_s(s)$ は2次振動系に整理でき、下式となる。

$$G_s(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\eta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (2.7.6)$$

ただし、 ω_n : サーボ系の固有周波数、 η : 減衰係数を示す。

3.2.4 AGCの最適制御ゲインの導出

前項で得られた伝達関数を基に、各AGCシステムを状態方程式で記述し、最適レギュレータを応用して最適制御ゲインを解析的に導出する。

(1) ゲージメータAGCの最適制御ゲインの導出

ゲージメータAGCの伝達関数のうち、直達項を除いた新たな伝達関数を $\tilde{G}_g(s)$ とすると、(2.7.3)式より下式となる。

$$\tilde{G}_g(s) = \frac{1}{s^3 + 2\eta\omega_n s^2 + \omega_n^2 s + \frac{K\{M+Q(1-k')\}}{(M+Q)} \omega_n^2} \quad (3.2.6)$$

(3.2.6)式で表わされるゲージメータAGCの動特性を状態方程式で表すと下式となる。

$$\dot{\mathbf{x}} = A_c \mathbf{x} - \mathbf{b} \sum_{i=1}^3 f_{gi} x_i + \mathbf{b} \cdot \Delta H \quad (3.2.7)$$

$$\Delta \tilde{h}_g = x_1 \quad (3.2.8)$$

ただし、

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{b} = (0, 0, 1)^T \quad \mathbf{x} = (x_1, x_2, x_3)^T \quad (3.2.9)$$

$$f_{g1} = \frac{K\{M+Q(1-k')\}}{M+Q} \omega_n^2 \quad f_{g2} = \omega_n^2 \quad f_{g3} = 2\eta\omega_n \quad (3.2.10)$$

ここで、係数 f_{gi} はフィードバックゲインであり、 $\Delta\tilde{h}_g$ は伝達関数 $\tilde{G}_g(s)$ にたいして入側板厚変動 ΔH を入力（外乱）としたときの出力である。

係数 f_{gi} は K, η あるいは、 ω_n の関数である。一方、(3.2.7)式の右辺第2項を制御入力（状態フィードバック量）と考えれば、 f_{gi} が AGC 系の動特性を支配している。そこで、係数 f_{gi} と次の最適制御問題から得られる最適フィードバックゲインが等しくなるように、AGC の最適制御ゲイン \hat{K}_g を決定する。ここで、板厚の定常偏差からの変動を新たな状態変数 \tilde{x}_i ($i=1,2,3$) とし、これらの状態変数で構成されるベクトルを $\tilde{\mathbf{x}} = (\tilde{x}_1, \tilde{x}_2, \tilde{x}_3)^T$ とする。

$$u = \sum_{i=1}^3 f_{gi} \tilde{x}_i \quad (3.2.11)$$

として、上記の問題を次のように定式化する。

$$\text{状態方程式: } \dot{\tilde{\mathbf{x}}} = A_c \tilde{\mathbf{x}} - b u \quad , \quad \Delta\tilde{h}_g = \tilde{x}_1 \quad (3.2.12)$$

において、

$$\text{評価規範: } \int_0^{\infty} (\tilde{\mathbf{x}}^T Z \tilde{\mathbf{x}} + d u^2) dt \quad (3.2.13)$$

を最小にする制御入力を求める。ただし、 $Z (\geq 0)$ は重み行列、 $d (> 0)$ は重み係数。

$\Delta\tilde{h}_g$ は、状態変数として \tilde{x}_1 のみを含むので重み行列 Z を、

$$Z = \text{diag} (1, 0, 0) \quad (3.2.14)$$

と設定する。

この問題は、本システムが可制御、可観測であることから、最適レギュレータ問題⁵⁾に帰着し、 u は、

$$u = d^{-1} \sum_{i=1}^3 e_i \tilde{x}_i \quad (3.2.15)$$

で与えられる。ただし、 e_i ($i=1, 2, 3$) は下式のリカッチ方程式の解行列、 E_d ($e_i \in R^{3 \times 3}$) の3行目の要素である。

$$E_d A_c + A_c^T E_d - E_d b d^{-1} b^T E_d + Z = 0 \quad (3.2.16)$$

ここで、 f_{gi} は、(3.2.11) 式と (3.2.15) 式を比較して、

$$f_{gi} = d^{-1} e_i \quad (i=1, 2, 3) \quad (3.2.17)$$

を満たさねばならない。

そこで、(3.2.16) 式の独立した6式に (3.2.17) 式から得られる3式を加えた式を、解行列 E_d の要素 (6個) と K , η および重み係数 d を未知変数とする非線形の連立方程式と考える。この連立方程式は解析的に解ける。その結果、 E_d の要素 e_i と、下式で示す最適ゲイン \hat{K}_g および、最適な減衰係数 $\hat{\eta}$ を得る。

$$\hat{K}_g = \frac{\omega_n}{4\hat{\eta}} \cdot \frac{M+Q}{M+Q(1-k')} \quad (3.2.18)$$

$$\hat{\eta} = \frac{\sqrt{2}}{2} \quad (3.2.19)$$

ここで、(3.2.19) 式は、電気油圧サーボ系に対する最適条件の理論解を与えるものである。また、(3.2.18) 式は、 \hat{K}_g が M , Q という圧延特性を表す理論条件と、油圧圧下系の動特性を表す η , ω_n あるいは k' といった機械的条件で記述できることを示しており、従来経験的に言われていたことを、具体的に定量化できることになる。

本方法では、重み係数 d を未知数として制御ゲインを導出している。したがって、(3.2.13) 式の評価規範の存在を明らかにする必要がある。そこで、最適レギュレータの逆問題の考え方に基づいて検討を行った。その結果、(3.2.18)、(3.2.19) 式で決定される制御則によって最小化される評価規範 (3.2.13) 式が存在し、本制御則が最適であることを確認した。その詳細を本章末の付録 3.1 に示す。

本システムの安定条件について考える。(3.2.6) 式の特徴方程式にフルヴィッツの安定判別法を適用して得られた安定条件式と (3.2.19) 式の条件より、下式を得る。

$$K_g < \frac{\omega_n}{\hat{\eta}} \cdot \frac{M+Q}{M+Q(1-k')} \quad (3.2.20)$$

$$k < \frac{M_c}{M} + \frac{M_c}{Q} \quad (3.2.21)$$

そこで、チューニング率 k を (3.2.21) 式を満たすように設定し、最適ゲインと (3.2.20) 式の安定限界の関係を Q/M と \hat{K}_g の関係で整理した結果を図 3.2.3 に示す。

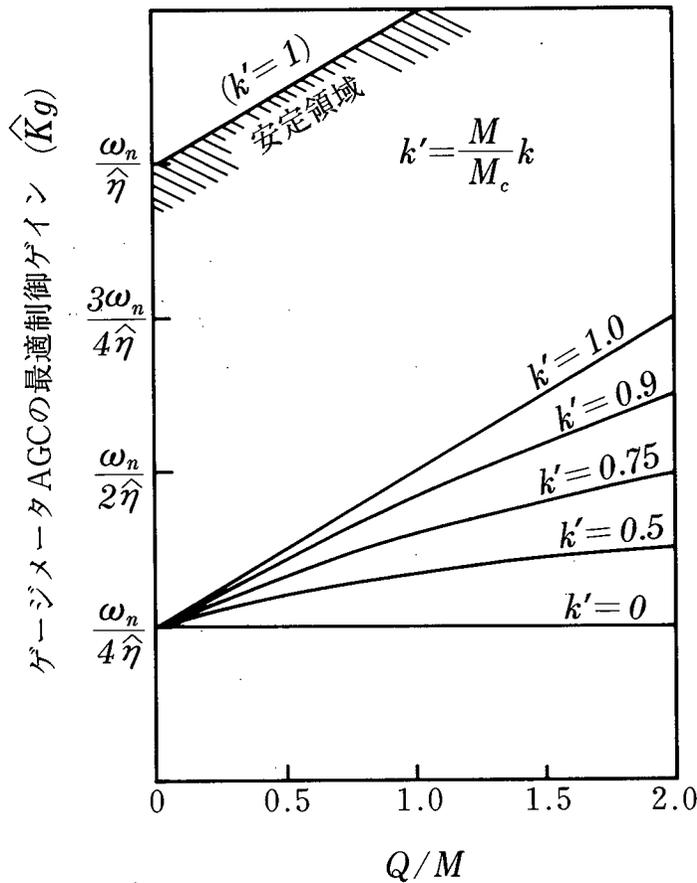


図3.2.3 Q/M とゲージメータ AGC の最適制御ゲイン (\hat{K}_g) との関係

\hat{K}_g は、安定限界を与えるゲインに対して $1/4$ の関係にあり、これは、実機のゲイン調整の目安となる。

ここで、図2.7.4の ㉔ について説明する。本図では、サーボアンプゲイン q_c を調整し、電気油圧サーボ系の遮断周波数を変化させたときの定位制御系の遮断周波数を示している。このとき、固有周波数 ω_n も (2.7.7) 式によって変化する。また、定位制御系の最適制御ゲインは (3.2.18) 式において $k' = 0$ とした式 $\hat{K}_g = \omega_n / (4\hat{\eta})$ であることから、 ω_n の変化によって最適制御ゲインの値も変化する。図中の ㉔ は、実験時に設定された AGC ゲイン K の値が、 $K_g = \omega_n / (4\hat{\eta})$ よって計算された値に等しくなったときを表している。このとき、シミュレーションでは定位制御系の遮断周波数が最大となることがわかる。また、実測データもその特徴が明確に表れている。実機においても (3.2.18) 式の最適制御ゲインによって高い応答性が得られることがわかる。

(2) 絶対値 AGC の最適制御ゲインの導出

以下の取扱には、電気油圧サーボ系の固有周波数付近の動特性を重点的に考察するため、

$G_s(s)$ を次の1次遅れ系で近似する。

$$G_s(s) = \frac{1}{1 + T_0 s} \quad (3.2.22)$$

ここで、 T_0 は電気油圧サーボ系の時定数を表す。ただし、前述のように油圧圧下系の応答特性は2次遅れ系であり、その減衰係数 η が最適性の条件より $\sqrt{2}/2$ と設定されることから、これを時定数 T_0 で近似し、 $T_0 = 1/\omega_n$ とする。従って、外乱に対する絶対値 AGC の伝達関数 $G_a(s)$ ((3.2.4)式) のうち、直達項を除いた伝達関数は、

$$\tilde{G}_a(s) = \frac{Ks + \tilde{g}_a}{s^3 + \frac{1}{T_0}s^2 + K \frac{\{M+Q(1-k')\}}{T_0(M+Q)}s + \tilde{g}_a \frac{\{(M+Q)k - Qk'\}}{T_0(M+Q)}} \quad (3.2.23)$$

となり、零点を有したシステムとなる。(ただし、 $\tilde{g}_a = Kg_a'$) 前項と同様に状態方程式を求めると、次式となる。

$$\dot{\mathbf{x}} = A_c \mathbf{x} - \mathbf{b} \sum_{i=1}^3 f_{ai} x_i + \mathbf{b} \cdot \Delta H \quad (3.2.24)$$

$$\Delta \tilde{h}_a = K x_2 + \tilde{g}_a x_1 \quad (3.2.25)$$

ここで、

$$f_{a1} = \tilde{g}_a \frac{\{(M+Q)k - Qk'\}}{T_0(M+Q)}$$

$$f_{a2} = K \frac{\{M+Q(1-k')\}}{T_0(M+Q)} \quad (3.2.26)$$

$$f_{a3} = \frac{1}{T_0}$$

また、等価ブロック線図を図3.2.4に示す。ここで、 $\Delta \tilde{h}_a$ は $\tilde{G}_a(s)$ に ΔH が入力されたときの出力である。ゲージメータ AGC の場合と同様に係数 f_{ai} は、

$$f_{ai} = d^{-1} e_i \quad (i=1,2,3) \quad (3.2.27)$$

を満たさねばならない。

そこで、同様に、リカッチ方程式(3.2.16)式と(3.2.27)式から得られる合計9式を、解行列 E_a の要素(6個)と K , g_a 、および d を未知変数とした連立方程式と考える。この方程式を解くと、最適制御ゲイン \hat{K}_a と \hat{g}_a を求めることができる。その際、図3.2.4に示すように、 $\tilde{G}_a(s)$ の出力 $\Delta\tilde{h}_a$ は状態変数 x_1, x_2 で構成される。

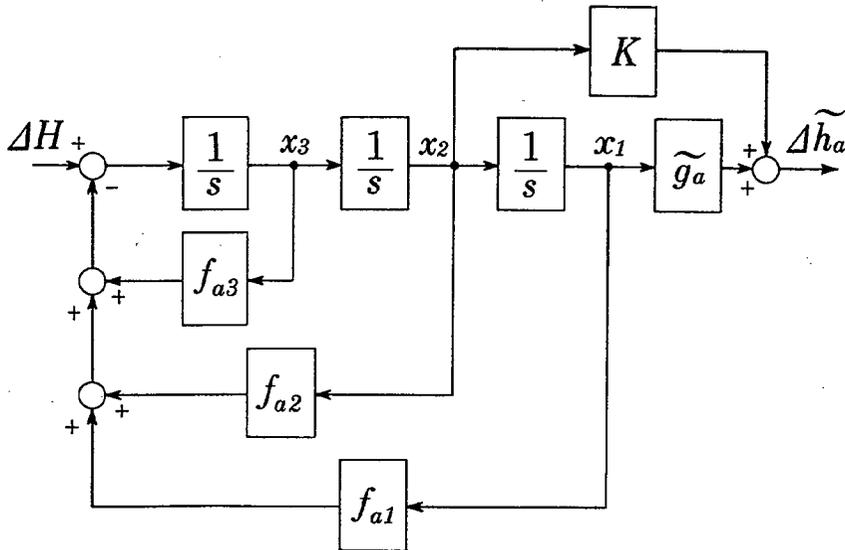


図3.2.4 絶対値 AGC の等価ブロック図

そこで、評価規範(3.2.13)式の重み行列 Z を、次式のように設定する。

$$Z = \text{diag}(1, 1, 0) \quad (3.2.28)$$

従って、 $\Delta\tilde{h}_a$ は、 $\tilde{x}_1^2 + \tilde{x}_2^2$ が評価関数の中で考慮されることで、最適化される。その結果、最適制御ゲインは、下式で与えられる。

$$\hat{K}_a = \frac{1}{2T_0} \cdot \frac{M+Q}{M+Q(1-k')} \quad (3.2.29)$$

$$\hat{g}_a = \frac{k}{2T_0 + \sqrt{4T_0^2 + 1}} \cdot \frac{M+Q(1-k')}{(M+Q)k - Qk'} \quad (3.2.30)$$

ゲージメータ AGC の場合と同様に、これらの制御ゲインで決定される制御則によって最小化される評価規範の存在を確認できた。それについては本章末の付録3.1に示す。

\hat{K}_a , \hat{g}_a によるステップ応答を、零点を無視した系に上記の手法を用いて最適ゲインを求めてシュミレートした結果とを比較して図3.2.5に示す。零点を考慮することで、 \hat{K}_a , \hat{g}_a を用

いとオーバーシュート量と整定時間を適切に制御できることがわかる。従って、本方法によれば、零点を有するシステムにおいても適切な零-極配置が可能となり、系が最適化されることが確認できる。

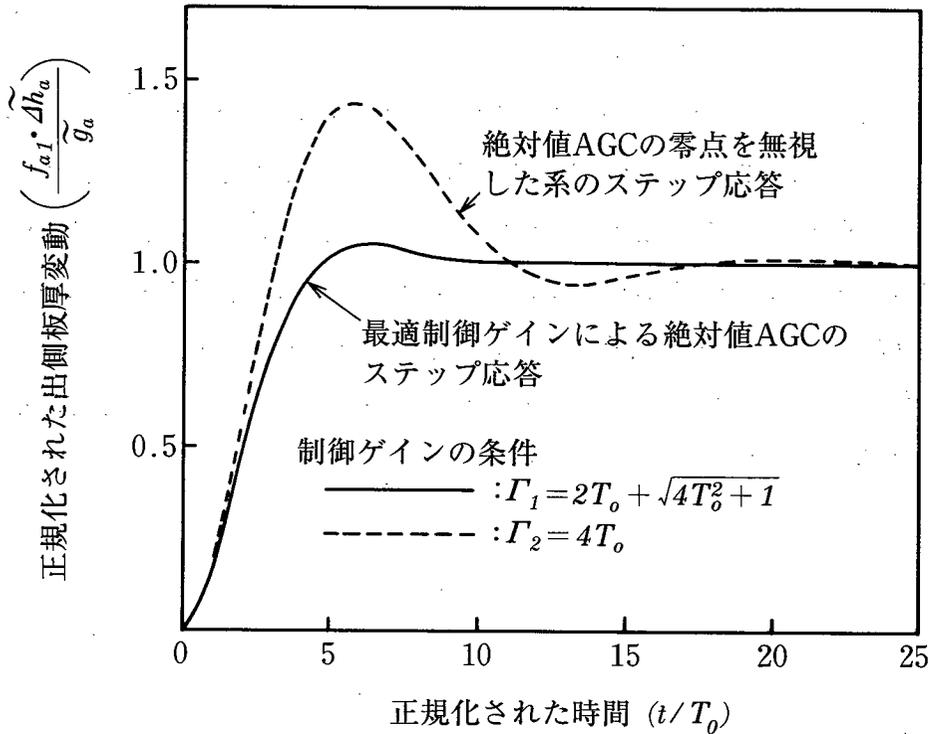


図3.2.5 最適制御ゲインによる絶対値AGCのステップ応答
(零点を無視した系との比較)

一方、(3.2.23)式の特性方程式より、フルヴィッツの安定則は、

$$\frac{K\{M+Q(1-k')\}}{\tilde{g}_a\{(M+Q)k-Qk'\}} > T_0 \quad (3.2.31)$$

で与えられる。そこで、 Γ を、

$$\Gamma = \frac{K\{M+Q(1-k')\}}{\tilde{g}_a\{(M+Q)k-Qk'\}} \quad (3.2.32)$$

で定義し、(3.2.30)式のゲインから最適条件を求めると、

$$\Gamma_1 = 2T_0 + \sqrt{4T_0^2 + 1} \quad (3.2.33)$$

となる。また、(3.2.23)式において零点を無視した系において最適ゲインを求め、その結果から最適条件を求めると、

$$\Gamma_2 = 4T_0 \quad (3.2.34)$$

となる。これらの結果を T_0 と Γ の関係で整理して、図3.2.6に示す。ここでは、安定限界 ($\Gamma_0 = T_0$) とともに、(3.2.33)式の Γ_1 を実線で示し、(3.2.34)式の Γ_2 を破線で示している。 T_0 が小さくなるほど Γ_2 や安定限界を示す Γ_0 が零に近づくのに対し、 Γ_1 は1.0に漸近する。すなわち、絶対値AGCにおいて動特性を最適化するには、高応答の油圧サーボ系であるほど最適制御ゲインの設計に零点の存在が影響を与えている。一方、 T_0 が大きくなるほど Γ_1 は Γ_2 に漸近している。応答性の良くない油圧サーボ系であるほど、動特性の最適化に零点が影響を与えないことがわかる。

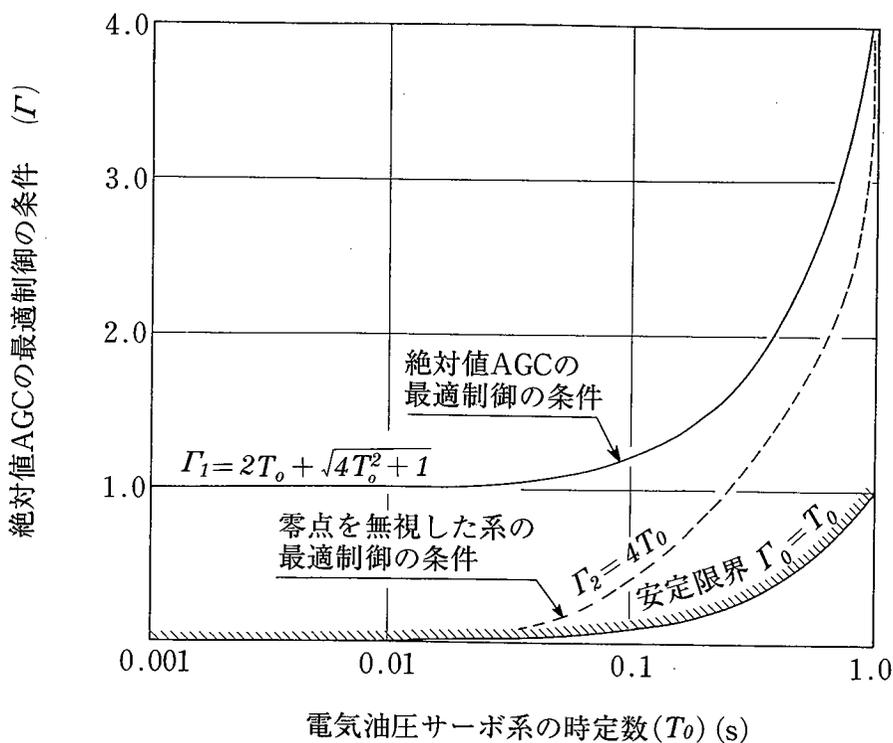


図3.2.6 電気油圧サーボ系の時定数 (T_0) と絶対値AGCの最適制御の条件 (Γ) との関係

3. 2. 5 実機適用結果と考察

実機厚板仕上げミルの油圧圧下AGCにおいて、ゲージメータAGCの最適ゲイン式(3. 2. 18)式、あるいは絶対値AGCの最適ゲイン式(3. 2. 29)、(3. 2. 30)式を用いてゲインを決定するシステムを構成した。制御システムを図3. 2. 7に示す。ここで、チューニング率 k の設定は、プロセス計算機においてAGC系の安定性と定常偏差を考慮して行う。(2. 7. 3)式に示したゲージメータAGCの伝達関数 $G_g(s)$ に最終値の定理を用いて定常板厚偏差 $\Delta\bar{h}$ を求めると、

$$\Delta\bar{h} = \frac{Q(1-k')}{M+Q(1-k')} \Delta H \quad (3. 2. 35)$$

となる。そこで、 $\Delta\bar{h}$ を零にするには $k'=1$ 、すなわち $k=M_c/M$ と設定すればよい。一方、安定性を確保するためには、(3. 2. 21)式の安定判別式より $k < 1 (Q \rightarrow \infty)$ でなければならない。従って、 Q が小さい圧延材に対しては $k'=1$ でよいが、 Q が大、すなわち硬い圧延材については安定性を優先しなければならない。そこで、ミル定数 M_c の設定誤差 (M の推定誤差による) をも勘案して、通常、 $k=0.8\sim 0.9$ に設定される。

塑性係数 Q と最適制御ゲイン $\hat{K}_g, \hat{K}_a, \hat{g}_a$ は、圧延材ごとにプロセス計算機で演算され、ゲインについてはAGC用計算機(PLC)に伝送される。また、 ω_n, η については経時的に変化することから、第3章3節で述べる方法で圧延前に推定し、 $\eta = \sqrt{2}/2$ になるように電気油圧サーボ系を調整しておく。 ω_n については、あらかじめプロセス計算機に入力しておく。

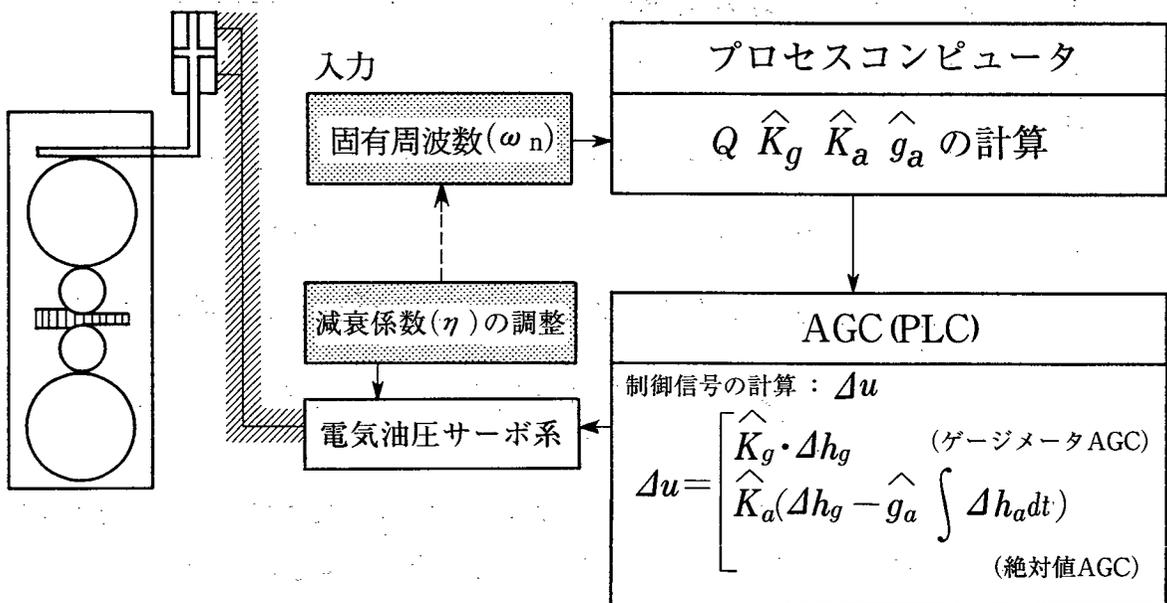
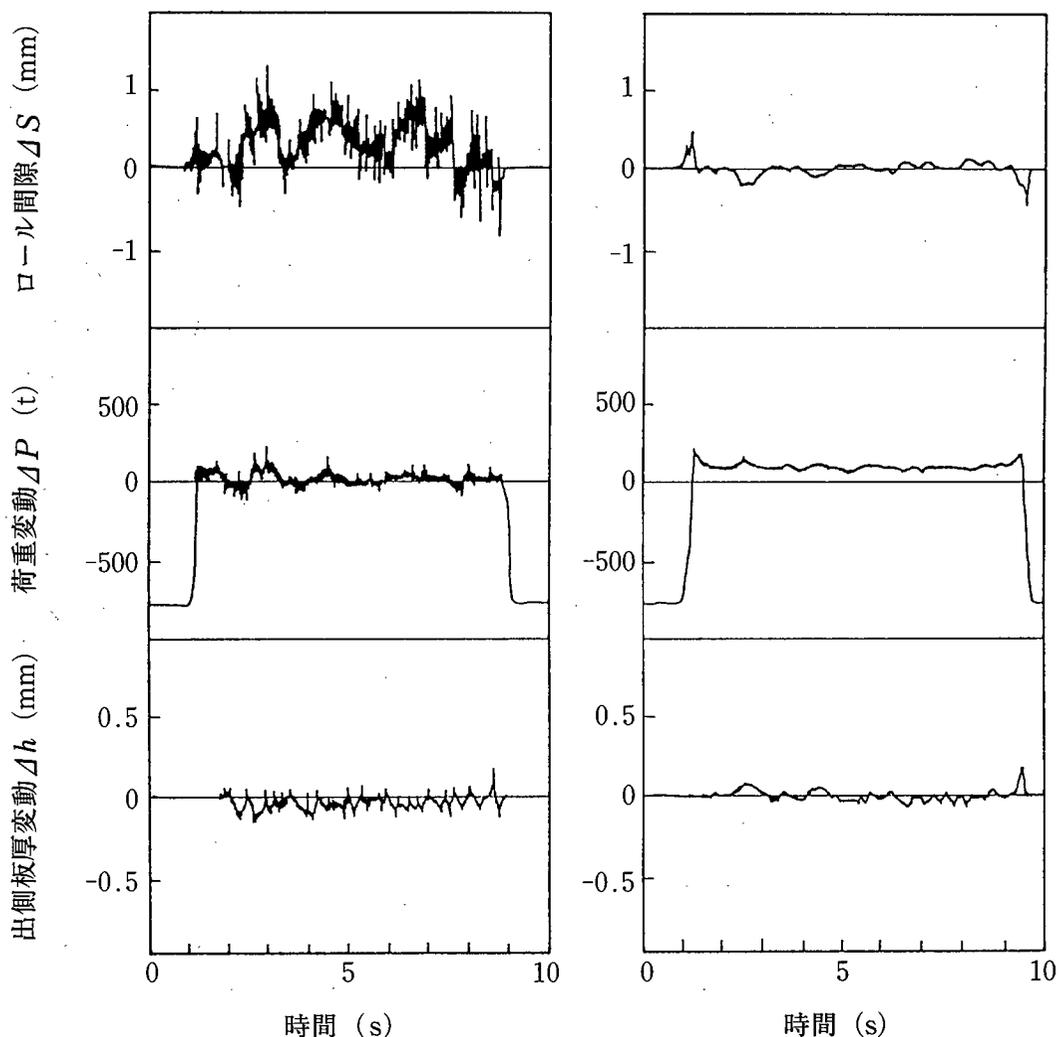


図3. 2. 7 厚板仕上げミルの油圧圧下AGCの制御ゲイン最適化システムの構成

実機適用結果を以下に述べる。

- (1) ゲージメータ AGC において、ゲイン最適化のテストを行った結果を図3.2.8に示す。同一サイズおよび鋼種の圧延材において AGC ゲイン K を安定限界付近に設定した結果と比較すると、ゲイン最適化 (ゲイン K を1/4に減少させる) によって ΔS 、 ΔP および Δh のハンチングがなくなり、安定した圧延が達成されていることがわかる。



(a) 制御ゲイン最適化以前 (b) 制御ゲイン最適化以後

図3.2.8 ゲージメータ AGC の制御ゲイン最適化テストの結果

- (2) 最適制御ゲインによるゲージメータ AGC、および絶対値 AGC を適用したときの板厚データの一例を、最適化以前 (制御ゲインを圧延材によらず一定値を用いていた) のデータと比較して、図3.2.9に示す。この例では、定常部の板厚変動が $70\sim 90\mu\text{m}$ 改善されていることがわかる。

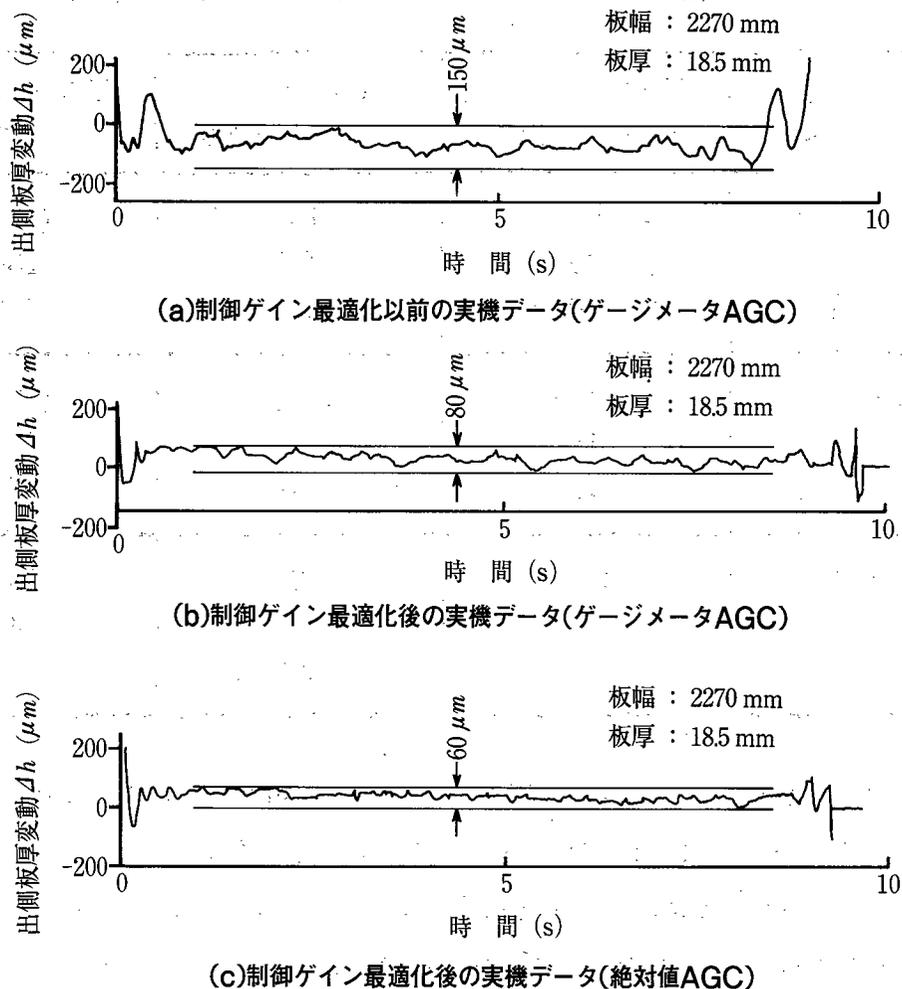


図3.2.9 制御ゲイン最適化システムの実機適用結果（ゲイン最適化以前との比較）

(3) 各板厚・板幅サイズごとに、制御ゲインを最適化したゲージメータ AGC、および絶対値 AGC による圧延結果を表3.2.1に示す。ここでは、定常部の板厚変動の平均値を χ [μm] で表し、その標準偏差を ϕ [μm] で示している。また、かっこ内に示したデータは、最適化以前の AGC による板厚変動の平均値である。本データは、各圧延材に対してゲージメータ AGC と絶対値 AGC のいずれかが適用されたデータである。

全データ（420件）で効果を調べると、制御ゲイン最適化以前の板厚変動の平均値が $136 \mu\text{m}$ であったのに対し、両 AGC のゲイン最適化以後では板厚変動の平均値が $88 \mu\text{m}$ となり、約 35% 改善されたことが確認できた。

表3.2.1 厚板仕上げミルにおける制御ゲイン最適化の効果

板厚 \ 板幅	2000 < w [mm] ≤ 2800	2800 < w ≤ 3200	3200 < w ≤ 4000
7 < h ≤ 10 [mm]	(155 μm) χ = 90 μm φ = 50 μm	(160) 97 51	(175) 134 50
10 < h ≤ 20	(126) 65 25	(120) 90 26	(135) 78 25
20 < h ≤ 40	(127) 80 36	(123) 85 22	(139) 90 35

本論文のゲイン設計法によれば、従来法に比べて板厚精度が改善することが確認された。従来法の問題点からその理由を考察すると、以下のようなになる。

- (1) 従来のゲイン設計法では、材料硬度(Q)別にオフラインシミュレーションを行い、ゲインテーブルを作成してAGCゲインKの設定を行っていた。ゲインテーブルのメンテナンスの都合上、粗い設定となっており、全ての材料硬度に対して十分な制御精度が得られるものとはなっていなかった。
- (2) 従来は油圧サーボ系の動特性を決定する ω_n , η と最適ゲインとの関係が明かでなく、ゲイン設計に反映されなかった。また、サーボ系の動特性の経時的な変化に対応できなかった。
- (3) η に明確な設定基準がなかったために電気油圧サーボ系のゲインqとAGCゲインKとの間のゲイン配分に明確な指針がなく、経験的に決められていた。厚板AGCの場合、qが高く、Kが理論値より低く設定されていたことが原因で、AGC系がハンチングを起こすことがあった。
- (4) 絶対値AGCでは比例ゲインと積分ゲインの両方を設計する必要があるが、従来はシミュレーションに頼っていたために適切なゲイン設計ができなかった。なお、本論文の研究結果の一環として、ゲージメータAGCの最適ゲインが安定限界のAGCゲインに対して1/4の関係にあることがわかった。この知見により、実機におけるゲインの最適化が、よりの確に達成できた。

3.3 パラメータ推定による圧延機の電気油圧サーボ系動特性のオンライン診断技術⁶⁾

3.3.1 開発の目的と開発技術の概要

板圧延では高応答性を有した油圧圧下 AGC の適用により、板厚精度の向上が図られてきた。それにとまって油圧設備の診断技術の確立が重要なテーマとなっており、各種の技術^{7)・8)}が提案されている。なかでも、AGC による制御精度の高位安定化のためには、電気油圧サーボ系の動特性を的確にとらえ、その劣化を診断することによって適切なメンテナンス時期の把握と対応が必要である。

劣化を診断する従来法としては、診断時に圧延を中断してステップ信号や正弦波などの検査信号を油圧サーボ系に目標値として印加し、過渡応答特性や周波数応答特性の特徴から動特性を実験的に知る方法^{9)・10)}が知られている。しかし、この方法は圧延の中断による生産性の低下を招くのみでなく、診断時のみの動特性把握であることからの的確なメンテナンス時期を見逃し、板厚精度を低下させる危険性があった。

そこで、圧延を中断することなく、劣化を予知するとともに調整タイミングを決定するシステムを開発した。圧延機の油圧サーボ系と動特性推定技術に基づく電気油圧サーボ系のオンライン診断システム、および AGC の構成図を図 3.3.1 に示す。なお、本研究では AGC として最も一般的なゲージメータ AGC を取り上げてシステムを構築している。

ここで、本技術の開発目的を以下に示す。

- ① 板厚外乱となる特定の信号を印加せずに、圧延中にオンラインで動特性を推定する。
- ② 動特性をあらわすパラメータを定量的に推定することによって油圧サーボ系を診断し、その調整時期や劣化の程度を予知する。

本研究では、動特性をあらわすパラメータとして電気油圧サーボ系の固有周波数 ω_n と減衰係数 η に着目し、厚板圧延と冷間圧延のそれぞれの特性に合わせて以下のようなパラメータ推定技術を開発した。

- (1) 厚板圧延では、スラブ噛み込み時の電気油圧サーボ系の入出力信号（図中の AGC 信号 Δr とスプール位置信号）を利用し、周波数領域で最適にパラメータを推定する。
- (2) 冷間圧延では、定常圧延時の電気油圧サーボ系の入出力データに対して時間領域で逐次的に動特性パラメータを推定する。

以下では、これらの動特性推定方法の詳細と実機におけるオンライン診断技術の適用結果、およびその考察結果について述べる。

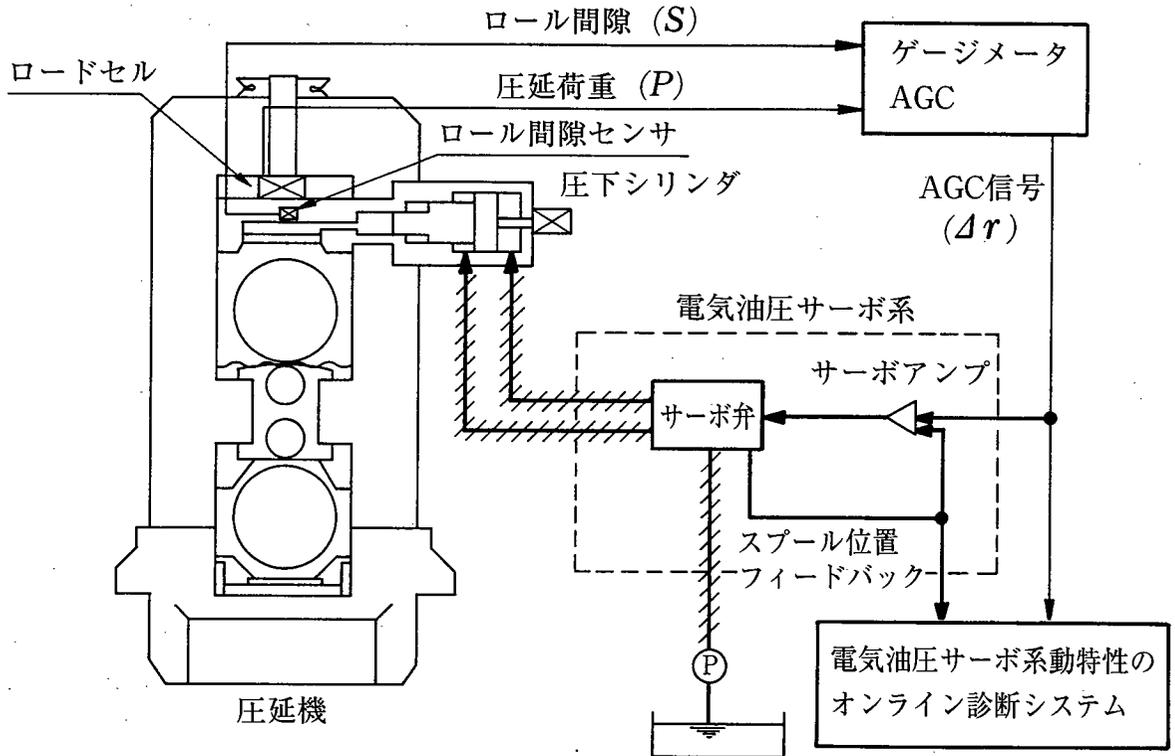
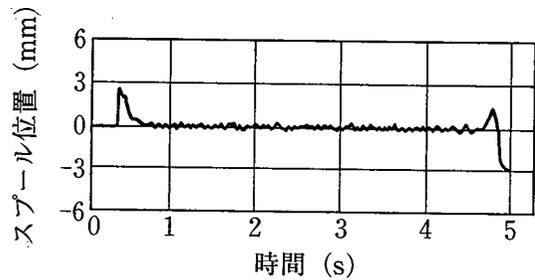


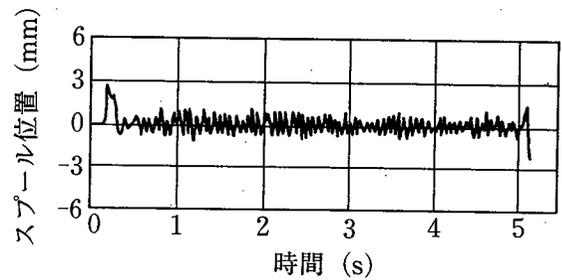
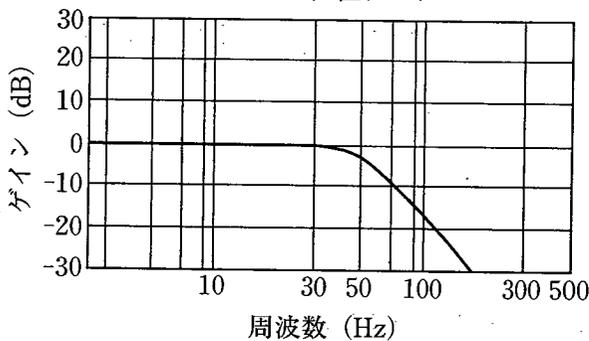
図3.3.1 電気油圧サーボ系のオンライン診断システムとAGCの構成図

3.3.2 電気油圧サーボ系の固有周波数と減衰係数の考察

図3.3.1に示すように、電気油圧サーボ系はサーボ弁に代表される油圧系と弁の開度を電氣的に制御する部分からなる。また、電気油圧サーボ系の動特性は(2.7.6)式の2次振動系で近似される。2次振動系では η は振動と減衰の状態を表すパラメータであり、電気油圧サーボ系の、いわゆるハンチングに大きく影響する。一方、 ω_n は共振点の周波数であり、入力に応答する周波数帯を規定するパラメータである。本図の電気油圧サーボ系において、圧延中の正常時とハンチング時のスプール位置データとオフラインテスト法による周波数解析結果を図3.3.2に示す。ここで、オフラインテスト法とは、圧延停止時にサーボ弁と圧下シリンダ間のバルブを閉じた後、試験信号として周波数を連続的に変化させた正弦波(0~500Hz)を入力し、この信号とスプール位置信号から周波数特性を得る方法である。ハンチング時には共振周波数でゲインが増大し、不足減衰(η が小さすぎる)となっている。電気油圧サーボ系の動特性は ω_n, η によって規定されることから、系の動特性を知ることは、これらパラメータの値を推定することに帰着する。



スプール位置データ



スプール位置データ

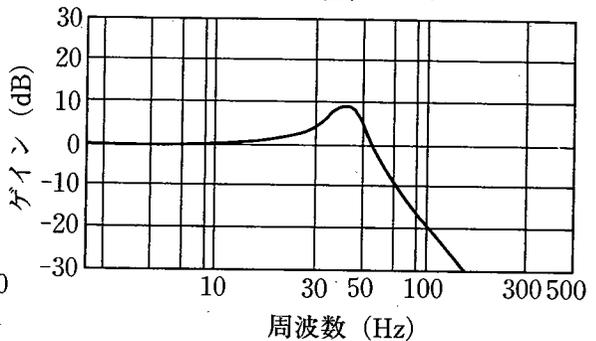


図3.3.2(a) 安定時のスプール位置データと 図3.3.2(b) ハンチング時のスプール位置データとその周波数解析結果

図3.3.2 安定時とハンチング時のスプール位置データとオフラインテスト法による周波数解析結果

ところで、電気油圧サーボ系の動特性の変化の原因については、油の汚れやスプールの摩耗などの経時的変化、あるいはノズルの詰まり、サーボアンプの故障などが考えられる。このモデルによれば、見掛け上、機械的にはサーボ弁の時定数 T_h や流量ゲインの変化、電気的にはサーボアンプゲイン q_c の変化とみることができる。いずれにしても、 ω_n, η が変化することになる。

つぎに、ゲージメータ AGC の動特性と ω_n, η との関係を考える。 ω_n, η はゲージメータ AGC の安定限界を示す (3.2.20) 式や最適制御ゲインを表す (3.2.18) 式に含まれている。したがって、これらのパラメータは本 AGC の応答性に関する重要なパラメータであり、板厚変動に影響を与えている。

そこで、なんらかの原因で電気油圧サーボ系の動特性が変化してハンチング、あるいは系の応答性が劣化した場合にはメンテナンスを行う必要がある。すなわち、電氣的に補償できる範囲ではサーボアンプゲイン (q_c) を調整し、その範囲を逸脱する場合にはサーボ弁や制御系を交換することとなる。従って、 ω_n, η を推定し、その推定値に基づいて適切な

ゲインの調整タイミングを見いだすことが重要である。

つぎに、 ω_n, η の推定値の具体的な活用方法について述べる。 ω_n, η と電気油圧サーボ系のゲイン q とサーボ弁の時定数 T_h との関係は第2章7節で示したように、下式となる。

$$\omega_n = \sqrt{q/T_h} \quad (2.7.7)$$

$$\eta = \frac{1}{2\sqrt{qT_h}} \quad (2.7.8)$$

また、前節の研究結果より、ゲージメータ AGC の最適制御を達成するための条件として下式がある。

$$\hat{\eta} = \frac{\sqrt{2}}{2} \quad (3.2.19)$$

そこで、(2.7.7)式と(2.7.8)式から q を消去し、 η に $\sqrt{2}/2$ を代入すると次式を得る。

$$T_h = \frac{1}{\sqrt{2}\omega_n} \quad (3.3.1)$$

本研究では板厚のハンチングを防止し、AGC の応答特性を常に適正な状態に維持することを最終目的とする。そのためには、 η の推定値を $\sqrt{2}/2$ になるように調整、管理することが必要である。また、 ω_n については経時的变化をとまなうことから、推定値を監視するとともに、その値を(3.2.18)式のお最適制御ゲインに反映させる必要がある。

さらに、 ω_n を知れば(3.3.1)式から T_h の値がわかる。このことから、 ω_n, η の推定によってサーボ弁の動特性をも定量的に把握でき、診断に活用できる。

3.3.3 厚板圧延向けの周波数領域におけるパラメータ推定

第1章2節で述べたように厚板圧延ではスラブを圧延することから定常時（一定速度で圧延が行われる状態）の圧延時間が短い。従って、定常確率過程を仮定した最小自乗推定を用いると、定常データ数が不足するためにパラメータが収束せず、十分な推定精度を得られない。一方、板厚が厚いことから、スラブ噛み込み時では入側板厚偏差が大きく、ゲージメータ AGC に対してステップ信号が入力された状態に近い。そこで、噛み込み時前後の過渡応答のデータをもとに周波数領域で動特性に関するパラメータ ω_n, η を推定する方法を開発した。以下にその詳細を示す。

まず、パラメータ推定に用いる電気油圧サーボ系の入力信号の周波数特性について検討を行った。図2.7.2のゲージメータAGCのブロック線図においてAGC信号（電気油圧サーボ系の入力信号）を Δr とし、入側板厚変動 ΔH と Δr との入出力関係を求めると下式となる。

$$\Delta r = -\frac{k' \cdot \partial P / \partial H}{K(M+Q)} \left[1 - \frac{\omega_n^2 \frac{\{M+Q(1-k')\}}{M+Q}}{s^3 + 2\eta\omega_n s^2 + \omega_n^2 s + \omega_n^2 \frac{\{M+Q(1-k')\}}{M+Q}} \right] \Delta H \quad (3.3.2)$$

AGCに対しては ΔH がステップ状となる。従って(3.3.2)式より、 Δr はステップ信号と3次遅れ信号の差となり、比較的高周波成分を含んだ信号となることが予想される。そこで、厚板油圧圧下AGC系におけるスラブ噛み込み時の電気油圧サーボ系の入力データを採取して周波数解析を行った。その結果を図3.3.3に示す。

図3.3.3(b)から分かるように、電気油圧サーボ系の ω_n が40Hz程度であるのに対して入力信号は70Hzまでの周波数成分を含む。従って、本入力信号は電気油圧サーボ系の動特性推定に十分な周波数を含む信号であることが確認される。

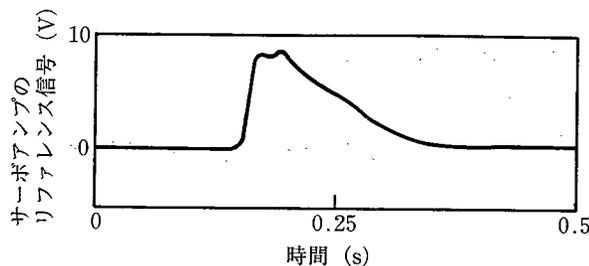


図3.3.3(a) スラブ噛み込み時のAGC信号

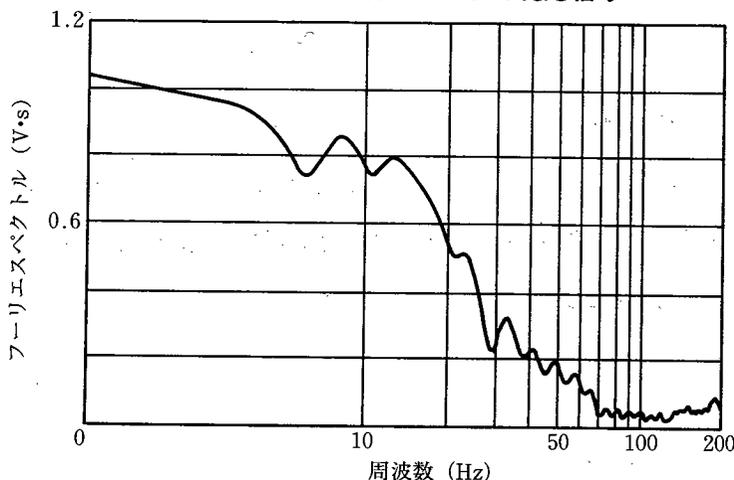


図3.3.3(b) AGC信号の周波数解析結果

図3.3.3 厚板仕上げミルにおけるスラブ噛み込み時のAGC信号と周波数解析結果

次に、噛み込み時における電気油圧サーボ系の入出力信号データによる動特性推定アルゴリズムを述べる。

噛み込み時前後の電気油圧サーボ系の入出力信号を離散的フーリエ変換(FFT)し、両者の比から伝達関数の周波数特性の絶対値の2乗を求め、これを $Y(j\omega_i)$ とする。ここで、 ω_i は離散化した周波数を表す。

一方、(2.7.6)式より、電気油圧サーボ系の伝達関数は下式で表現される。

$$G_s(s) = \frac{1}{\alpha_T s^2 + \sqrt{\beta_T} s + 1} \quad (3.3.3)$$

ただし、

$$\alpha_T = \frac{1}{\omega_n^2} \quad \beta_T = 4 \left(\frac{\eta}{\omega_n} \right)^2 \quad (3.3.4)$$

従って、次式を得る。

$$|G_s(j\omega_i)|^2 = \frac{1}{(1 - \alpha_T \omega_i^2)^2 + \beta_T \omega_i^2} \quad (3.3.5)$$

ここで、 $Y(j\omega_i)$ を Y_i 、 $|G_s(j\omega_i)|^2$ を X_i とおいて以下の評価関数 J_P を最小にする ω_n, η を求める。

$$J_P = \sum_{i=1}^m \lambda(i) \left(\frac{Y_i}{X_i} - 1 \right)^2 \quad (3.3.6)$$

すなわち、動特性モデルの周波数特性を実データから得られた周波数特性に最適 (J_P を最小にする意味) にマッチングさせることにより、動特性を表すパラメータ ω_n, η を推定する。ただし、(3.3.6)式で $\lambda(i)$ は離散化された各周波数に対する重みを表し、 m はパラメータ推定に使用する有効周波数帯を表すパラメータである。

求める η, ω_n は、以下の式を満たす。

$$\frac{\partial J_P}{\partial \alpha_T} = 0 \quad \frac{\partial J_P}{\partial \beta_T} = 0 \quad (3.3.7)$$

従って、以下の連立方程式を解くことによって、(3.3.6)式を最小にする α_T, β_T を求める

ことができる。

$$\sum_{i=1}^m \lambda(i) [Y_i \{(1 - \alpha_T \omega_i^2)^2 + \beta_T \omega_i^2\} - 1] Y_i \omega_i^2 (1 - \alpha_T \omega_i^2) = 0 \quad (3.3.8)$$

$$\sum_{i=1}^m \lambda(i) [Y_i \{(1 - \alpha_T \omega_i^2)^2 + \beta_T \omega_i^2\} - 1] Y_i \omega_i^2 = 0 \quad (3.3.9)$$

この α_T, β_T を用いると、(3.3.4)式の関係から観測データより得られる周波数特性に最もフィットする ω_n, η を求めることができる。この導出については、本章末に示す付録3.2で詳述する。

3.3.4 冷間圧延向けの時間領域におけるパラメータ推定

冷間圧延では、噛み込み時に発生する電気油圧サーボ系の入力信号の振幅が小さく、噛み込み信号は動特性推定に不向きである。また、コイル材の圧延であることから圧延時間が長く、定常圧延の時間が長い。したがって、時系列データとしてみると定常確率過程に比較的近いといえる。そこで、統計的手法による動特性推定手法が有効と考えられる。

本研究で提案する方法は、電気油圧サーボ系の入出力信号としてゲージメータ AGC の制御信号とスプール位置信号を考え、逐次形の最小自乗推定¹¹⁾を用いて、動特性パラメータ ω_n, η を推定するものである。

以下に冷間圧延の動特性推定アルゴリズムを述べる。

(2.7.6)式や(3.3.3)式で得られる電気油圧サーボ系の伝達関数 $G_s(s)$ の入力である AGC 信号の時系列を u_t 、出力を y_t (スプール位置) として、離散化 (後進差分) すると次式となる。

$$y_t = \frac{2 + 2\eta \omega_n \cdot \Delta t}{1 + 2\eta \omega_n \cdot \Delta t + \omega_n^2 \cdot \Delta t^2} y_{t-1} + \frac{-1}{1 + 2\eta \omega_n \cdot \Delta t + \omega_n^2 \cdot \Delta t^2} y_{t-2} + \frac{\omega_n^2 \cdot \Delta t^2}{1 + 2\eta \omega_n \cdot \Delta t + \omega_n^2 \cdot \Delta t^2} u_t \quad (3.3.10)$$

ただし、添え字 t は、サンプリング時刻、 Δt はサンプリング時間を表す。また、 y_t は $y(t)$ を示し、 $t-i$ は $t-i\Delta t$ を意味する。

ここで、(3.3.10)式の係数を、

$$d_1 = \frac{2 + 2\eta \omega_n \cdot \Delta t}{1 + 2\eta \omega_n \cdot \Delta t + \omega_n^2 \cdot \Delta t^2} \quad d_2 = \frac{-1}{1 + 2\eta \omega_n \cdot \Delta t + \omega_n^2 \cdot \Delta t^2}$$

$$e_0 = \frac{\omega_n^2 \cdot \Delta t^2}{1 + 2\eta \omega_n \cdot \Delta t + \omega_n^2 \cdot \Delta t^2} \quad (3.3.11)$$

で定義すると、下式となる。

$$y_t = \sum_{i=1}^2 d_i y_{t-i} + e_0 u_t \quad (3.3.12)$$

この結果、本式は出力 y の過去の値と入力 u_t の現在値から出力の現在の値 y_t を推定する線形フィルタとなることから、入出力データから最小自乗推定によって未知パラメータ d_i を推定することができる。 d_i の推定については、逐次型の推定手法を用いることによってその値を時々刻々計算するアルゴリズムを用いた。本アルゴリズムについては、第5章3節の研究で開発した技術を用いているので、ここは説明を省略する。ここで、推定されたパラメータを \hat{d}_i とすると、(3.3.11)式の関係、および $\eta > 0$ から下式によって ω_n , η を求めることができる。

$$\omega_n = \frac{1}{\Delta t} \sqrt{\frac{\hat{d}_1 + \hat{d}_2 - 1}{\hat{d}_2}} \quad (3.3.13)$$

$$\eta = \frac{\hat{d}_1 + 2\hat{d}_2}{2\sqrt{\hat{d}_2(\hat{d}_1 + \hat{d}_2 - 1)}} \quad (3.3.14)$$

3.3.5 オンライン推定技術の実機適用結果と考察

以上に述べた動特性推定技術を基に、パソコンを用いた電気油圧サーボ系の診断システムを構築した。本システムでは、推定アルゴリズムとして本稿で述べた周波数領域でマッチングさせる方法と時間領域でオンライン推定する2つの方法を実現している。

まず、厚板仕上げミルにおいて実機化した電気油圧サーボ系動特性診断システムの適用結果について述べる。動特性推定フローを図3.3.4に示す。このシステムではスラブの噛み込みを自動的にとらえ、噛み込み時のAGC信号とスプール位置データを各スラブごとに一定時間記憶する。次に、第3章3.3項および本章末の付録に示した方法で ω_n , η を推定して表示する。また、第3章3.3項の解析結果から入力周波数が70Hzであるので、モデルの有効周波数帯 (m に対応する) を60Hzとしている。また、重み係数 $\lambda(i)$ は、50Hzまでは1.0とし、50~60Hzではノイズとモデル誤差の影響を軽減するために0.6としている。

図3.3.5では、厚板仕上げミルにおけるフィールドテストの結果を時系列(各圧延材の推定

値を12時間ごとに平均して得られた結果)で示す。本図では、 η の推定値の推移を示している。テストの経過と考察を以下に示す。

(1)テスト開始から までの期間では動特性が変化し、 η が増加傾向にあって過減衰気味（応答が遅くなる）であると推定された。図中の * 印の時点において、オンライン推定モデルによる周波数特性とオフラインテスト法による周波数特性とを比較した結果を図3.3.6に示す。モデル化の誤差やノイズに起因して高周波域で差異が生じているが、60Hz までの周波数領域では本モデルで推定が可能であることがわかる。

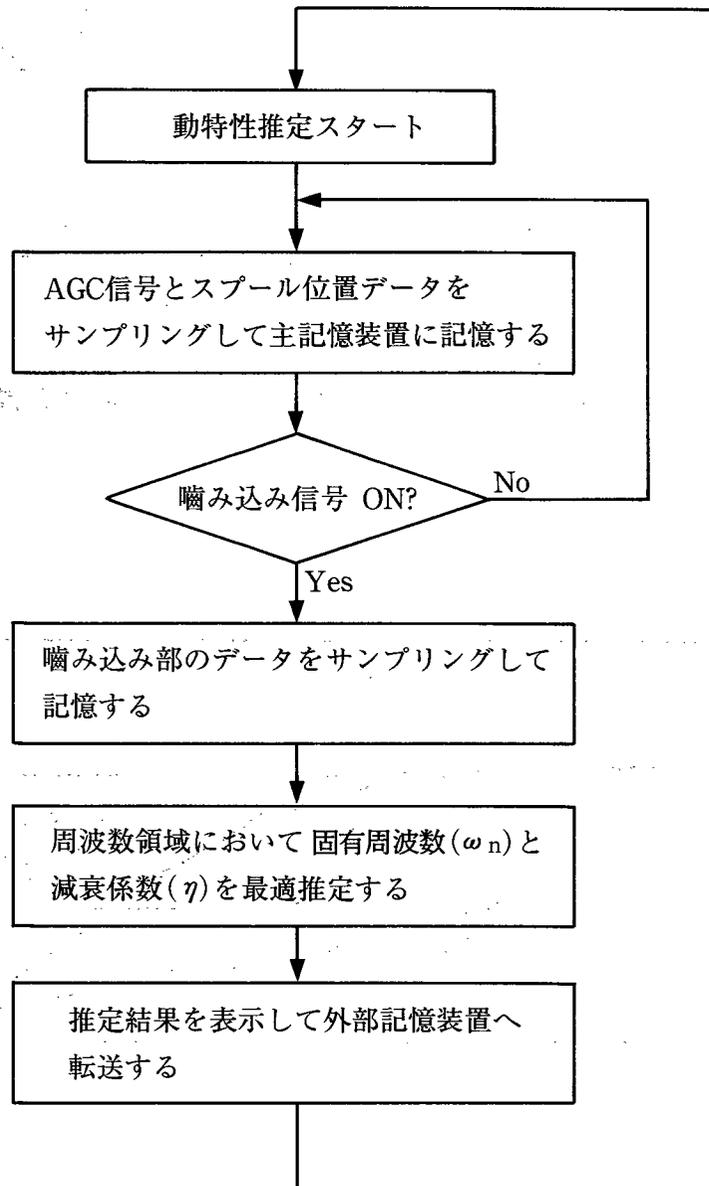


図3.3.4 厚板仕上げミルの電気油圧サーボ系の動特性推定フロー

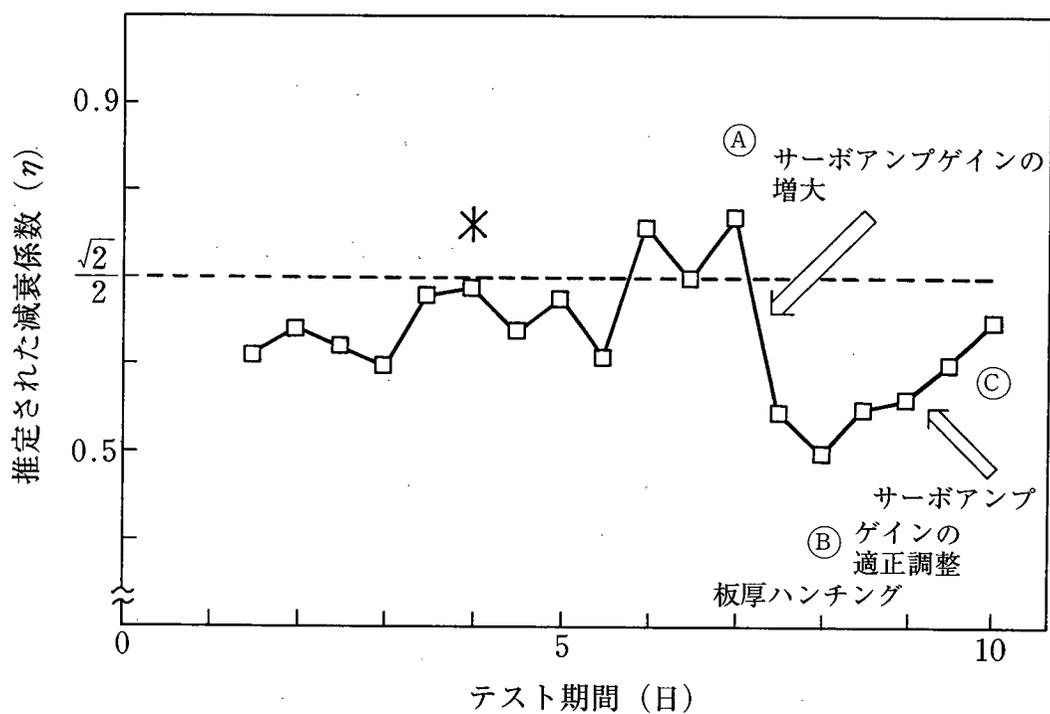


図3.3.5 厚板仕上げミルのオンライン診断システムによる減衰係数の推定結果

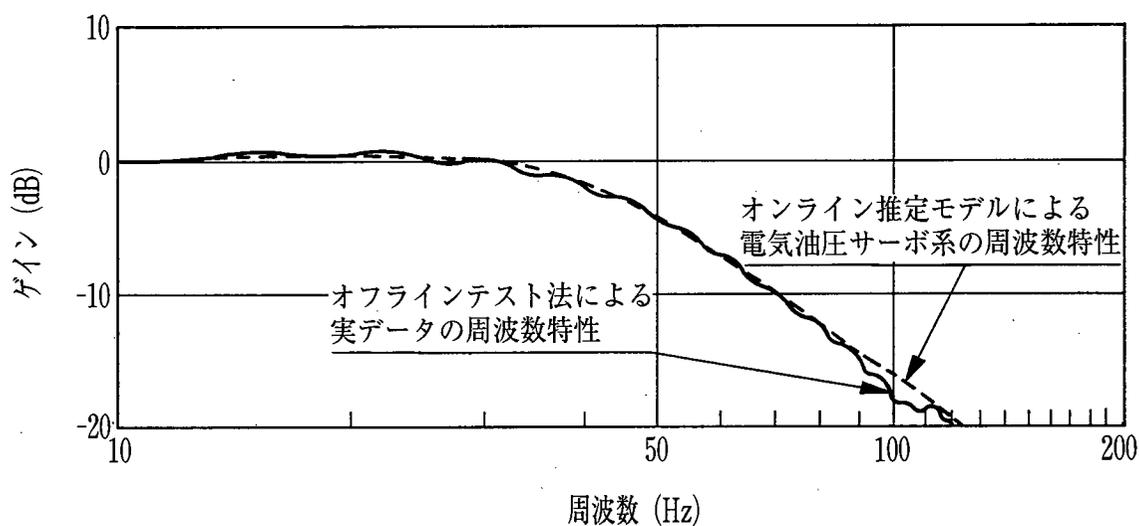


図3.3.6 オンライン推定モデルによる電気油圧サーボ系の周波数特性とオフラインテスト法による周波数特性との比較

(2) ④の時点でサーボアンプゲイン(q_c)を調整(大きく)して η を減少させた。ここでは、効果を明確にするために不足減衰気味にした。この結果、 η の推定値が調整に対応して小さくなるとともに、⑤の時点で板厚ハンチングを確認した。⑤における板厚変動を図3.3.7に示す。

(3) つぎに、不足減衰を解消するためにサーボアンプゲイン(q_c)を小さくする操作を行った。その結果、 η の推定値はそれに対応して増加してゆくことを確認した。また、⑥の時点で板厚変動においてもハンチングが解消し、精度が向上した。⑥における板厚変動データを図3.3.8に示す。

つぎに、冷間圧延における電気油圧サーボ系診断システムの適用例として、冷延レバースミルの定常圧延時に逐次パラメータ推定アルゴリズムによって動特性を推定した結果について述べる。図3.3.9にAGC信号 Δr とパラメータ \hat{d}_1 、 \hat{d}_2 が収束してゆく過程を示している。ここでは、板厚の異なる場合の比較を目的として、図3.3.9(b)では1.8mm厚の場合を示し、図3.3.9(c)では0.3mm厚の場合を示している。結果を以下に述べる。

(1) η 、 ω_n はともに安定に収束し、本手法により動特性の推定が可能である。図3.3.9(b)、(c)を比較すると、板厚が厚い方が収束に要する時間が短い。板厚変動の大きい厚物材の圧延時には板厚変動も大きく、そのためにAGCの制御信号が薄物材に比べて大きくなる。本動特性推定手法がAGC信号 Δr を入力とすることから、入力パワーが大きく、SN比の大きい厚物材の方がパラメータ推定により適した条件となるためと考えられる。

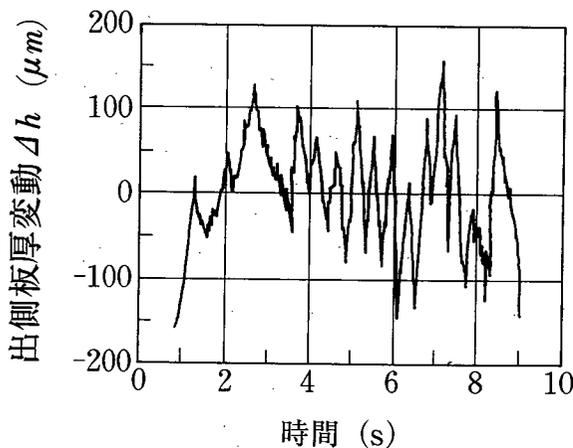


図3.3.7 サーボゲイン増大時の
板厚ハンチング(図3.3.5の⑤)

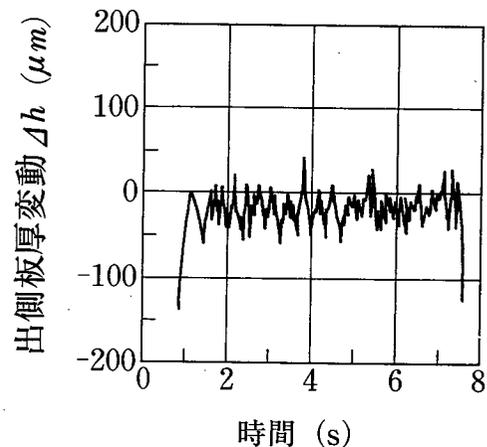


図3.3.8 サーボゲイン適正調整時の
板厚変動(図3.3.5の⑥)

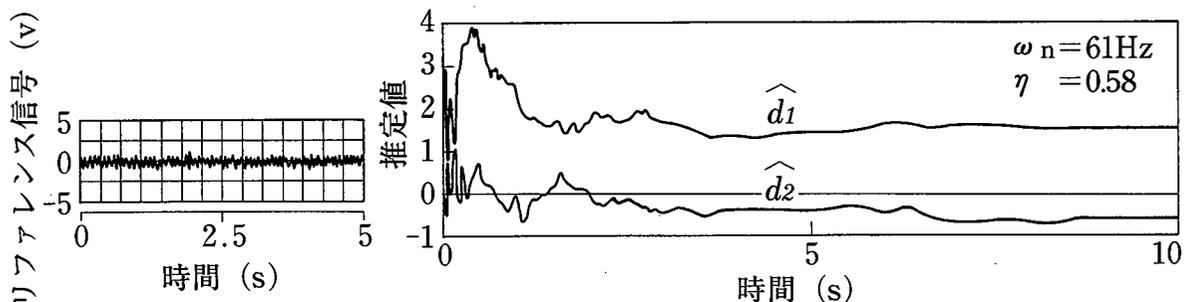


図3.3.9(a) 定常圧延時のAGC信号

図3.3.9(b) 逐次推定法による電気油圧サーボ系パラメータの推定結果 (板厚:1.8mm)

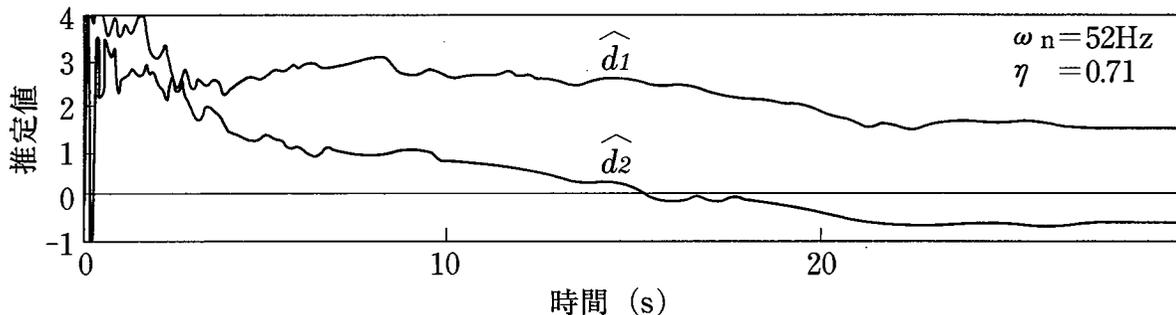


図3.3.9(c) 逐次推定法による電気油圧サーボ系パラメータの推定結果 (板厚:0.3mm)

図3.3.9 冷延ミルの定常圧延時における電気油圧サーボ系のパラメータ推定結果

図3.3.10では、電気油圧サーボ系の動特性診断テストの結果を時系列で示している。結果と考察を以下に述べる。

- (2) 本テストでは η の推定値が 0.6~0.8 の範囲にある場合を適正な応答とし、この範囲を逸脱した場合にメンテナンスを行った。すなわち、①の時点でサーボアンプゲイン (q_c) の調整 (ゲインを下げる) を行い、②ではサーボバルブの取り替え交換を行った。これらの時点では ω_n , η の改善が明確であり、この結果、電気油圧サーボ系の適正な応答性を確保することができた。
- (3) ω_n と η の関係は (2.7.7)、(2.7.8) 式より、その積が $1/(2T_h)$ となって T_h が変化しない限り一定になる。一方、第3章3.4項で述べたように、本システムでは ω_n , η を独立変数としてパラメータ推定を行っている。それにもかかわらず、図3.3.10では、 ω_n , η の積がほぼ一定となっている。このことは、(2.7.5) 式によって電気油圧サーボ系の動特性が記述できることを示す。また、積の値が大きく変化しないことから、本テスト中の動特性の変化はサーボ弁の応答特性の変化ではなく、電気油圧サーボ系のゲイン q のなんらかによる変化に起因するものと考えられる。

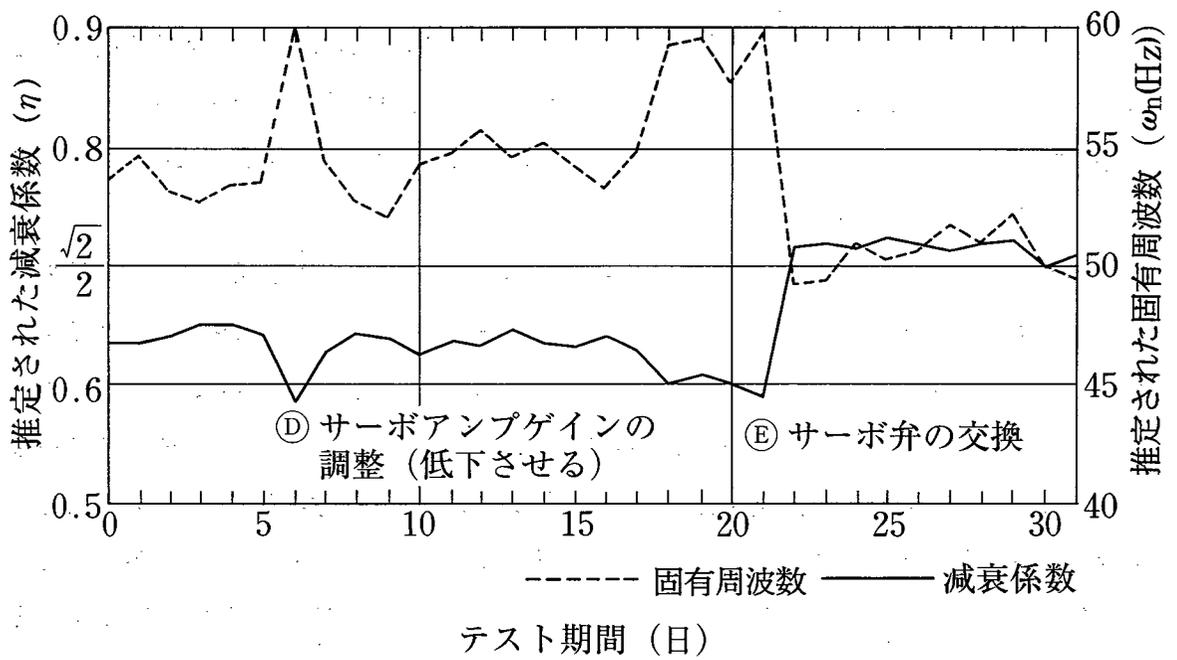


図3.3.10 冷延ミルのオンライン動特性診断システムによる
固有周波数 (ω_n) と減衰係数 (η)

3.4 板厚 AGC の適応制御¹²⁾

3.4.1 開発の背景と目的

鉄鋼の熱冷延ミルでは、油圧圧下装置を用いた AGC の導入によって板厚精度の向上が図られている。なかでも、ゲージメータ AGC が最も一般的に用いられている。

第 1 章で述べたように、ゲージメータ AGC による板厚制御の課題は AGC 系の動特性の最適化とその維持である。

その課題を達成するために、第 3 章 2 節では最適レギュレータを用いて AGC 系の動特性を最適化する制御ゲインを導いた。この結果、ゲージメータ AGC の最適制御ゲインは電気油圧サーボ系の動特性を表すパラメータや、ミル定数、材料塑性係数で記述されることがわかった。また、第 3 章 3 節では、最適制御ゲインを構成するパラメータのうち電気油圧サーボ系の固有周波数 ω_n や減衰係数 η を圧延中にオンラインで推定し、経時的な劣化の状態を診断する技術について述べた。この診断結果に基づいてメンテナンスを行うことで、電気油圧サーボ系の動特性の最適性を維持できる。これらの技術は厚板仕上げミルなどに適用され、板厚精度の改善に寄与している。

最適制御ゲインを構成するパラメータのうち、電気油圧サーボ系の固有周波数 ω_n と減衰係数 η 以外のパラメータは、材料塑性係数 Q とミル定数 M である。材料塑性係数 Q については直接観測することができない。第 2 章 6 節で述べたように、圧延材ごとの平均的な Q については圧延特性モデルを基に、(2.6.3) 式によって高精度で推定される。しかし、材料長手方向のスキッドマーク部では硬度が高くなり、材料内の平均値として求めた Q に対して 20~30% の変動が生じる。また、ミル定数 M は、圧延は行わずに上下のワークロールを接触（キスロールとも呼ばれる）させて圧下力を加えたときのロール間隙の変化量と圧下力の変化から計算される¹³⁾。この値は圧延材が噛んだ状態とは異なることから、板厚制御では板幅や圧延荷重によって補正した値を用いる。しかし、圧延中の圧下力の変化や圧延速度の変化が考慮されておらず、若干の推定誤差があると考えられる。厚板圧延では、上記の材料内の平均値として求めた Q や M による最適制御ゲインを用いることで板厚制御精度の改善を確認した。一方、板厚の要求精度がより厳しい冷間圧延では、これらのパラメータが圧延中に変化することに対応して、動特性をつねに最適な状態に維持する板厚制御系の開発が課題となっている。

この課題を解決するためには、適応制御の一手法である STR (Self Tuning Regulator)¹⁴⁾ の考え方を適用することが有効である。そこで、本研究では、材料塑性係数 Q などの圧延特性パラメータを圧延中の測定データからオンラインで推定し、これらの値に基づいて制

御ゲインを適応修正して、ゲージメータ AGC 系の応答性を常に最適化する STR システムを開発した。

本節では、STR システムによる板厚制御方法の詳細とシミュレーションによる効果の検討、および実機適用結果について述べる。

3.4.2 ゲージメータ AGC の STR システムの概要

本研究では、冷延レバースミルなどのように入側に板厚計があり、入側板厚変動 ΔH が計測できる圧延機の STR システムについて検討した。

まず、冷延レバースミルにおけるゲージメータ AGC の STR システムの概要を図 3.4.1 に示す。また、STR システムのブロック図を図 3.4.2 に示す。これらの図を用いて STR システムの概要を説明する。本システムは、ゲージメータ AGC 系（制御アルゴリズムと圧延特性）と STR 系で構成される。また、STR システムは AGC 系の伝達特性パラメータをオンラインで推定する部分、AGC ゲインの適応修正係数を計算する部分、および適応修正係数を用いて AGC ゲインを更新する部分からなる。

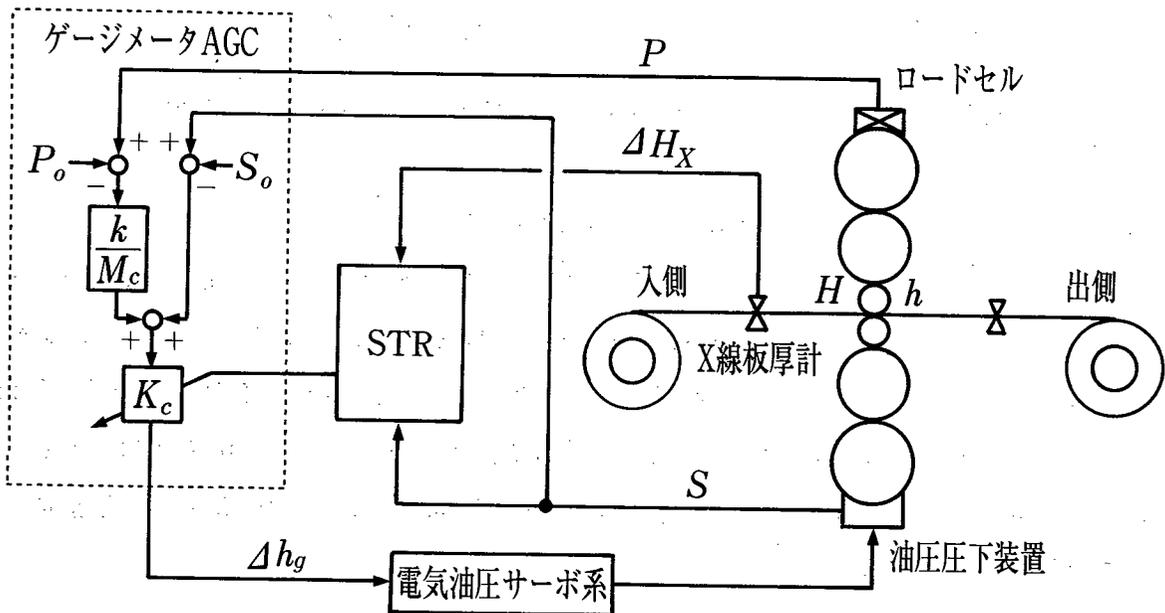


図 3.4.1 ゲージメータ AGC と STR システムの概要

STRシステム

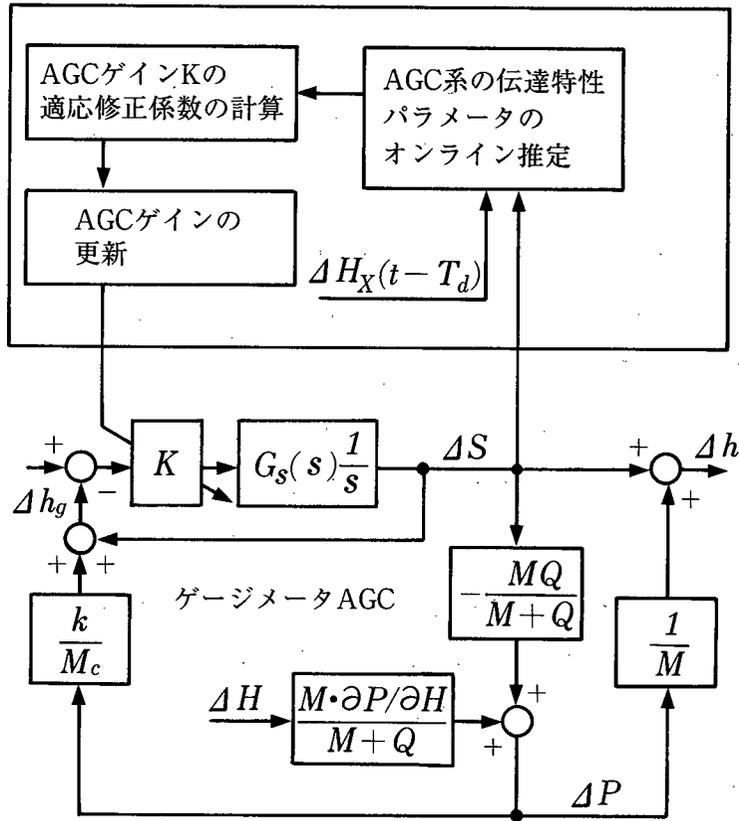


図3.4.2 ゲージメータ AGC と STR システムのブロック図

STRシステムの機能の概要は以下のとおりである。

- (1) AGC系の伝達特性パラメータをオンラインで推定する部分では、離散系で記述したAGCシステムの未知パラメータを逐次推定法によって推定する。そこで、パラメータ推定を行う離散システムとして、X線板厚計によって計測された入側板厚変動 ΔH_x を圧延機直下までトラッキングした板厚変動 $\Delta H_x(t - T_d)$ を入力とし、ロール間隙の変動 ΔS を出力とする離散モデルを考えた。ここで、 T_d は下式で計算される X線板厚計から圧延機直下までの移送時間を示す。

$$T_d = \frac{L_d}{V_b} \quad (3.4.1)$$

ただし、 L_d : 入側板厚計から圧延機直下までの距離、 V_b : 入側材料速度

- (2) AGCゲインの適応修正係数を計算する部分では、第3章2節で得られたゲージメータAGCの最適制御ゲインである以下の(3.2.18)式を基本としている。

$$\hat{K}_g = \frac{\omega_n}{4\hat{\eta}} \cdot \frac{M+Q}{M+Q(1-k')} \quad (3.2.18)$$

すなわち、AGCゲイン K が、常に上式の \hat{K}_g になるように適応修正係数を求める。ここで、 ω_n, η は経時的に変化するが、圧延材ごとに変化することはない。そこで、これらのパラメータについては、第3章3節で述べたオンライン診断システムによって推定された結果を用いることを前提としている。すなわち、 η については推定結果に基づいて、その値が $\sqrt{2}/2$ になるように調整、管理する。また、 ω_n については経時変化をとまなうので、その推定値を上式に用いる。

(3) AGCゲインを更新する部分では、ゲージメータ AGC の動特性が最適になるように、上記の適応修正係数を用いて AGC ゲインを適宜更新する。

3.4.3 ゲージメータ AGC 系の離散モデルとパラメータ推定

ゲージメータ AGC については第2章7節の図2.7.1および図2.7.2で説明しているので、ここでは省略する。また、電気油圧サーボ系の伝達特性については、前出の(2.7.6)式で記述される。

$$G_s(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\eta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (2.7.6)$$

ただし、 ω_n : 固有周波数、 η : 減衰係数

図2.7.2のブロック線図より、入側板厚変動 ΔH を入力とし、ロール間隙変動 ΔS を出力とする伝達関数 $G_p(s)$ を求めると下式となる。なお、塑性係数については、 $Q = -\partial P / \partial h \doteq \partial P / \partial H$ と近似している。

$$G_p(s) = \frac{-KQk'\omega_n^2}{(M+Q)(s^3 + 2\eta\omega_n s^2 + \omega_n^2 s) + K\{(1-k')Q + M\}\omega_n^2} \quad (3.4.2)$$

ただし、

$$k' = \frac{M}{M_c} k \quad (2.7.4)$$

したがって、 $G_p(s)$ は下式のように表現できる。

$$G_p(s) = \frac{\beta_0}{\alpha_0 s^3 + \alpha_1 s^2 + \alpha_2 s + \alpha_3} \quad (3.4.3)$$

ここで、

$$\alpha_0 = (M+Q) \quad (3.4.4)$$

$$\alpha_1 = 2\eta \omega_n (M+Q) \quad (3.4.5)$$

$$\alpha_2 = \omega_n^2 (M+Q) \quad (3.4.6)$$

$$\alpha_3 = K \{ (1-k')Q + M \} \omega_n^2 \quad (3.4.7)$$

$$\beta_0 = -KQk' \omega_n^2 \quad (3.4.8)$$

つぎに、(3.4.3)式を後進差分によって離散化すると、パルス伝達関数 $H_P(z)$ は下式で記述できる。

$$H_P(z) = \frac{\beta_0}{a_0 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2} + a_3 z^{-3}} \quad (3.4.10)$$

ここで、 z^{-1} は遅延パラメータを表す。また、新たなベクトル α 、 \mathbf{a} および行列 B_T を以下のように定義する。

$$B_T = \begin{bmatrix} 1/\Delta t^3 & 1/\Delta t^2 & 1/\Delta t & 1 \\ -3/\Delta t^3 & -2/\Delta t^2 & -1/\Delta t & 0 \\ 3/\Delta t^3 & 1/\Delta t^2 & 0 & 0 \\ -1/\Delta t^3 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.4.11)$$

$$\alpha = (\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3)^T \quad (3.4.12)$$

$$\mathbf{a} = (a_0, a_1, a_2, a_3)^T \quad (3.4.13)$$

ただし、 Δt はサンプリング時間を表す。

上記の α 、 \mathbf{a} 、 B_T を用いて連続システムの伝達関数 (3.4.3) 式の係数と離散システムのパルス伝達関数 (3.4.10) 式の係数との関係を記述すると下式となる。

$$B_T \alpha = \mathbf{a} \quad (3.4.14)$$

次に、(3.4.10)式から下式を得る。

$$H_P(z) = \frac{\beta_0'}{1 + a_1' z^{-1} + a_2' z^{-2} + a_3' z^{-3}} \quad (3.4.15)$$

$$\text{ただし、} \beta_0' = \beta_0 / a_0, \quad a_i' = a_i / a_0 \quad (i=1, 2, 3) \quad (3.4.16)$$

従って、時刻 j におけるロール間隙変動 ΔS の信号は、(3.4.15)式より、下式の離散モデルで記述することができる。

$$\Delta S_j = -a_1' \cdot \Delta S_{j-1} - a_2' \cdot \Delta S_{j-2} - a_3' \cdot \Delta S_{j-3} + \beta_0' \cdot \Delta H_X(j - T_d / \Delta t) \quad (3.4.17)$$

ここで、右辺第4項の $\Delta H_X(j - T_d / \Delta t)$ は、図3.4.2に示すように、入側板厚計で計測された板厚変動を圧延機入側直下まで、入側板速度に合わせてトラッキングした値である。また、 ΔS_j は、時刻 j におけるロール間隙変動の実測値である。

この結果、(3.4.17)式が線形フィルタであることから、未知係数 a_1' , a_2' , a_3' を逐次推定法を用いることによって圧延中に時々刻々推定することができる。ここで用いた逐次推定法は前節と同様に最小自乗推定であり、第5章3節で詳述する方法を用いている。

3.4.4 適応修正係数の導出

逐次推定法によって得られた係数 a_i' を用いて、常に(3.2.18)式の最適制御ゲインを実現するための適応修正係数 C_{STR} を導出する。ここで、新たなベクト \mathbf{a}' を、

$$\mathbf{a}' = (1, a_1', a_2', a_3')^T \quad (3.4.18)$$

で定義すると、 B_T が正則であることから(3.4.14)式より、下式を得る。

$$\frac{1}{a_0} \mathbf{a} = B_T^{-1} \mathbf{a}' \quad (3.4.19)$$

逐次推定法によって \mathbf{a}' が推定でき、 B_T が既知であることから、 \mathbf{a}/a_0 を求めることができる。(ただし、 a_0 は未知変数であることから、 \mathbf{a} は求めることができない) また、 \mathbf{a}' を、

$$\mathbf{a}' = \mathbf{a}/a_0 = (\alpha_0', \alpha_1', \alpha_2', \alpha_3')^T \quad (3.4.20)$$

とすると、係数 α_0' , α_3' は、(3.4.4)、(3.4.7)式より下式となる。

$$\alpha_0' = (M + Q) / a_0 \quad (3.4.21)$$

$$\alpha_3' = K \{ (1 - k') Q + M \} \omega_n^2 / a_0 \quad (3.4.22)$$

そこで、(3.2.18)式を(3.4.21)、(3.4.22)式の関係を用いて書き直すと下式となる。

$$\hat{K}_g = \frac{\alpha_0' \omega_n^3}{4\hat{\eta}\alpha_3'} K \quad (3.4.24)$$

ここで、(3.4.24)式の係数を、適応修正係数 C_{STR} として、

$$C_{STR} = \frac{\alpha_0' \omega_n^3}{4\hat{\eta}\alpha_3'} \quad (3.4.25)$$

で定義する。また、一時点前の最適ゲインを $\hat{K}_g(t-\Delta T)$ とし、現時点での最適ゲインを $\hat{K}_g(t)$ とすると、(3.4.24)式の関係より、AGCゲインは下式によって逐次、最適な値に更新される。

$$\hat{K}_g(t) = C_{STR} \hat{K}_g(t-\Delta T) \quad (3.4.26)$$

3.4.5 シミュレーションと実機適用結果

入側板厚変動 ΔH が計測できる場合について図3.4.1の冷延レバースミルを想定し、STRシステムのシミュレーションを行った。シミュレーションの方法は、図2.7.2のブロック線図において ΔH を入力とし、出側板厚変動 Δh を出力とする板厚制御を行う。このとき、 ΔH には、白色雑音を入力とした一次遅れ系の成形フィルタを通過した出力信号を用いている。本フィルタの時定数は実機の板厚変動データの周波数解析結果を基にして 0.5s とした。その他の条件は次の通りである。ミル定数 $M = M_c = 700\text{t/mm}$ 、塑性係数 $Q = 3000\text{t/mm}$ 、チューニング率 $k = 0.8$ 、固有周波数 $\omega_n = 100\text{rad/s}$ 、減衰係数 $\eta = \sqrt{2}/2$ 、サンプリングタイム Δt は 10ms である。

シミュレーション結果を図3.4.3に示す。本図では、出側板厚変動 Δh 、塑性係数の変化 $\Delta Q/Q$ 、パラメータ a_i' ($i=1, 2, 3$) の推定結果、および AGCゲイン K の修正結果を示している。シミュレーション結果と考察を以下に述べる。

- (1) 本図の区間 Ⅰ では、(3.2.18)式のお最適ゲイン式によって求めた AGCゲイン \hat{K}_g を用いたシミュレーション結果を示している。板厚は安定に制御されている。
- (2) 区間 Ⅱ では、塑性係数 Q が元の値に対して 50% 増加し、4500t/mm になった場合の結果を示している。このとき、AGCゲインは変化させておらず、区間 Ⅰ の場合と同じ値を用いている。この値は区間 Ⅱ の最適ゲインではなく、ゲインが不足しているために区間 Ⅱ に比べて板厚変動 Δh が増加していることがわかる。また、 Q がステップ状に変

化しても逐次推定法によって各パラメータは安定に推定されることが確認できる。

(3) 区間 ㉓ では、区間 ㉒ で推定されたパラメータ a_i' をもとにして得られた最適ゲインによる制御結果を示している。板厚変動 Δh が区間 ㉑ と同程度に改善されている。この結果、パラメータ a_i' が区間 ㉒ において高精度で推定されていると考えられる。また、AGCゲインをステップ状に変化させても各パラメータが安定に推定できることも確認される。

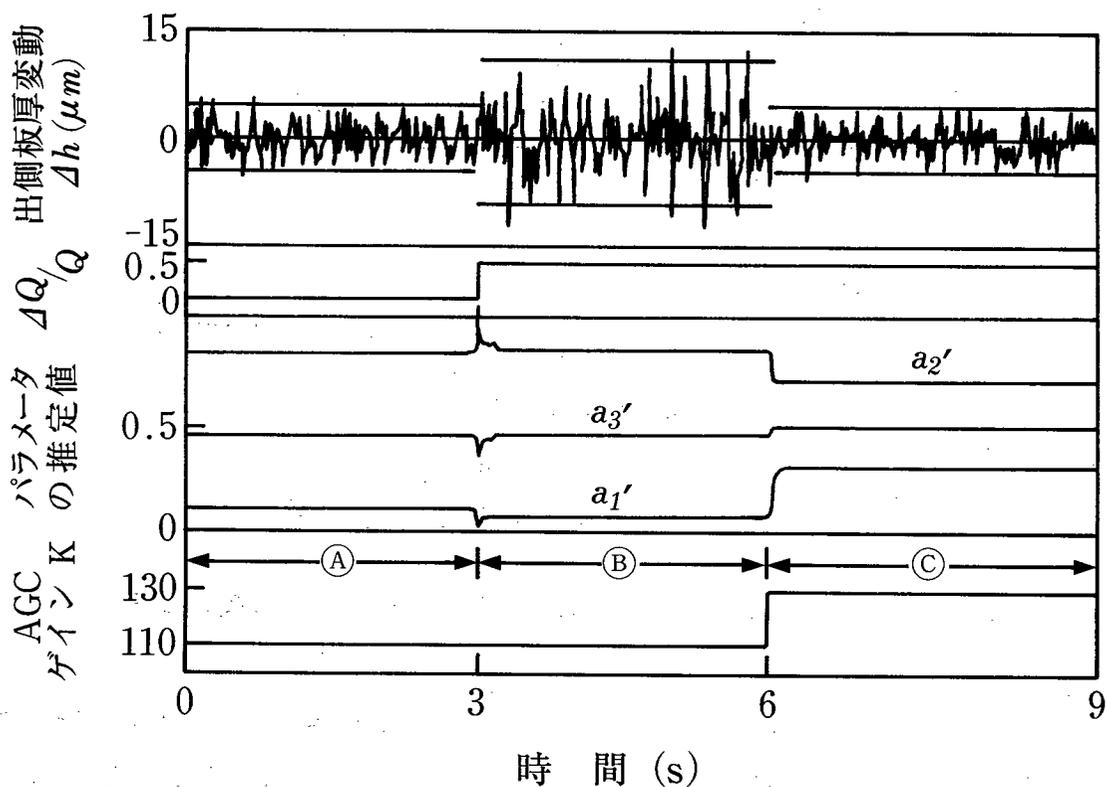
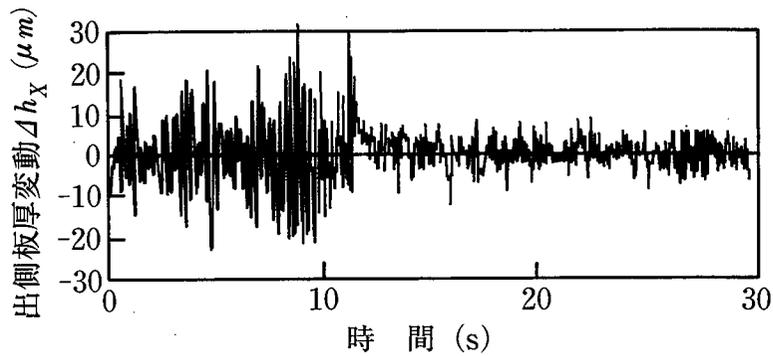
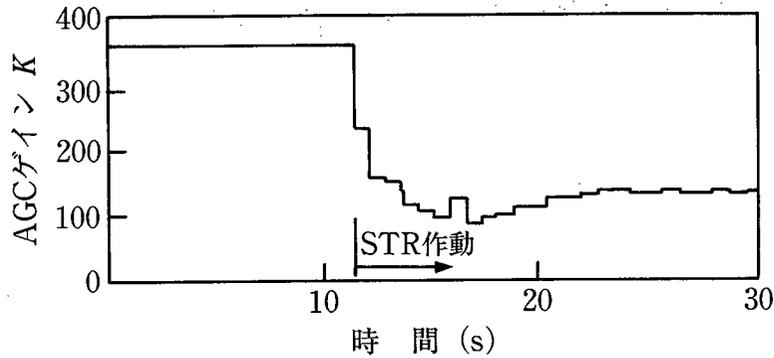


図3.4.3 ゲージメータ AGC の STR システムのシミュレーション結果

次に、実機の冷延レバースミルにおいて本 STR システムを適用した結果を図3.4.4に示す。本図では圧延機出側の X 線板厚計による板厚変動 Δh_x のデータと AGC ゲインの適応修正結果を示している。圧延条件は次のとおりである。入側板厚 $H=0.49\text{mm}$ 、出側板厚 $h=0.35\text{mm}$ 、ロール速度 $V_R=1120\text{mpm}$ 、ミル定数の設定値 $M_c=650\text{t/mm}$ 、塑性係数 $Q=2850\text{t/mm}$



(a)冷延レバースミルの出側板厚



(b)AGCゲインKの適応修正状況

図3.4.4 ゲージメータ AGC の STR システムの実機適用結果

このテストでは、STRの効果を明確にするために、STR適用以前ではAGCゲインを通常使用している値より3倍程度に大きく設定し、板厚変動をハンチング気味に大きくしている。また、AGCゲインの修正は $\Delta T = 75\text{ms}$ ごとに行っている。

この結果、本STRによってAGCゲインが適切に更新され、板厚変動が適用前に比べて1/2に低減できることがわかった。また、実機において本適応制御系の安定性が確認された。

3.5 第3章の結言

本章では、単スタンド圧延機のゲージメータAGCや絶対値AGCによる板厚制御系の動特性の最適化とその維持に関する研究として、最適レギュレータを用いた油圧圧下AGCの最適制御ゲインの設計方法、パラメータ推定に基づく電気油圧サーボ系動特性のオンライン診断技術、ゲージメータAGCのSTRシステムについて述べた。以下では、各テーマの研究結果をまとめて示す。

第3章2節の最適レギュレータを用いた油圧圧下AGCの最適制御ゲインの設計方法に関

する研究では、油圧圧下 AGC において、ゲージメータ AGC および、絶対値 AGC の最適制御ゲインを最適レギュレータを応用して解析的に導出した。本研究の結果をまとめると以下のようなになる。

- (1) ゲージメータ AGC では、動特性を最適化する AGC ゲイン \hat{K}_g と電気油圧サーボ系の減衰係数 $\hat{\eta}$ を導出した。また、安定限界との関係を明らかにし、実機のゲイン調整の指針を得た。
- (2) 伝達関数に零点を有する絶対値 AGC システムにおいても、最適比例ゲイン \hat{K}_a と最適積分ゲイン \hat{g}_a を同時に導出することができた。
- (3) 本方法を基にしてゲイン最適化システムを構築し、厚板仕上げミルに適用した。その結果、実機の制御ゲインが適正化されて板厚変動が大幅に改善され、本方法の有効性が確認できた。

第 3 章 3 節のパラメータ推定に基づく電気油圧サーボ系動特性のオンライン診断技術の研究では、動特性のオンライン推定に基づく圧延機の電気油圧サーボ系の診断・劣化予知技術を開発した。本技術の特徴と結果は以下の通りである。

- (1) 外乱となる特別な入力が必要としない動特性推定技術として、ゲージメータ AGC の AGC 信号を利用した推定技術を開発した。本技術の適用により、圧延を中断せずにオンラインで動特性を推定できる。
- (2) 圧延機の種類の違いとその入力信号の性質に着目した推定手法を確立した。すなわち、厚板圧延では、噛み込み時の入力パワーが大きく動特性推定に適することに着目し、周波数領域におけるパワースペクトルのマッチング手法を考案した。また、冷間圧延では定常圧延時の AGC 信号が統計的手法によるパラメータ推定に適した入力信号となることから、時系列モデルによる逐次型最小自乗推定を用いた推定方法を開発した。
- (3) 本技術を電気油圧サーボ系診断システムとして実機化し、適用した。厚板および冷延レバースミルに適用し、 ω_n , η を的確に推定できることを確認した。また、本システムの推定結果に基づいて η を調節することによって板厚ハンチングを解消し、板厚制御系の安定性を確保できることがわかった。

第 3 章 4 節のゲージメータ AGC の STR システムに関する研究では、上記の 2 つの技術を基にして、適応制御の手法を応用した新しい板厚制御技術を開発した。本研究では、以下の結果を得た。

- (1) STR システムによって、ゲージメータ AGC 系の動特性の変化を時々刻々推定できることを確認した。
- (2) STR システムを冷延レバースミルに適用した結果、制御系の安定化の効果が確認できた。

また、動特性の変化に応じてAGCゲインを圧延中に最適化することにより、板厚制御精度を改善できることがわかった。

第3章の参考文献

- 1) 北村, 能勢, 小西, 中田:油圧AGCの最適制御ゲインの設計;システム制御情報学会論文誌, 2巻, 5号, pp. 147~154(1989)
- 2) A. Kitamura, M. Konishi, T. Nakada and I. Takahashi:Hydraulic Screw-Down AGC for Plate Rolling Mill;First International Conference on Technology of Plasticity, Advanced Technology of Plasticity, Vol. 2, pp. 1346~1350(1984)
- 3) A. Kitamura, K. Nose, M. Konishi, T. Nakada and I. Takahashi:Optimization of a Hydraulic Screw-down AGC System for a Plate Rolling Mill;Journal A:Benelux Quarterly, Journal on Automatic Control, Vol. 29, No. 1, pp. 3~9(1988)
- 4) 高橋, 美坂:Gaugemeter AGC の進歩;塑性と加工, 16巻, 168号, pp. 25~31(1975)
- 5) 有本:線形システム理論;産業図書, pp. 141~157(1974)
- 6) 北村, 中山, 小西, 藪本:パラメータ推定による圧延機の電気油圧サーボ系動特性のオンライン診断技術;システム制御情報学会論文誌, 4巻, 6号, pp. 235~244(1991)
- 7) 神原:油圧設備診断技術の現場での適用;油圧技術, 26巻, 1号, pp. 24~32(1987)
- 8) 松居, 吉田, 佐々木, 岩田:鉄鋼業における油圧診断エキスパートシステム;油圧と空気圧, 19巻, 3号, pp. 209~213(1988)
- 9) 小笠原:設備診断技術ハンドブック, 丸善, pp. 273~275(1986)
- 10) 浜口, 中島, 岸本, 北村:油圧圧下系への設備診断技術の適用;鉄と鋼, 73巻, 10号, pp. 73~77(1987)
- 11) 中溝:不規則データの数学モデルの同定;システムと制御, 25巻, 8号, pp. 475~484(1981)
- 12) 北村, 中山:圧延機板厚制御系のSTRシステム;計測自動制御学会論文集に投稿中
- 13) 日本鉄鋼協会圧延理論部会編:板圧延の理論と実際, 日本鉄鋼協会, pp. 225~226(1984)
- 14) 計測自動制御学会編:自動制御ハンドブック, 計測自動制御学会, pp. 702~705(1983)

第3章の付録

付録3.1

最適レギュレータの逆問題の考え方にに基づき、第3章1節の制御則によって最小化される評価規範の存在について検討する。

最適制御ゲインを代入した(3.2.10)式(ゲージメータAGC)や(3.2.26)式(絶対値AGC)の係数をフィードバック係数 f_{T_i} ($i=1, 2, 3$)とする。係数 f_{T_i} による制御則 $u = \sum_{i=1}^3 f_{T_i} \tilde{x}_i$ に対して(3.2.13)式の評価規範が存在し、本制御則が最適であるための必要十分条件は、角周波数 ω に対して下式が成立することである*。

$$|1 + L_T(j\omega)| > 1 \quad (\text{付3.1.1})$$

ここで、 $L_T(s)$ は下式で示されるループ伝達関数である。(ただし、 $s=j\omega$)

$$L_T(s) = -\mathbf{f}_T (s\mathbf{I} - \mathbf{A}_c)^{-1} \mathbf{b} \quad (\text{付3.1.2})$$

また、 \mathbf{f}_T は、 $\mathbf{f}_T = (f_{T1}, f_{T2}, f_{T3})$ で定義されるベクトルである。

そこで、(3.2.9)式の \mathbf{A}_c 、 \mathbf{b} を用いて(付3.1.1)式を計算すると下式となる。

$$\sqrt{\left(1 + \frac{f_{T2}}{\omega^2}\right)^2 + \left(\frac{f_{T1} - f_{T3}\omega^2}{\omega^3}\right)^2} > 1 \quad (\text{付3.1.3})$$

したがって、(付3.1.1)式を満たすには(付3.1.3)式の f_{T2} が0より大きければよい。

ゲージメータAGCについて検討する。(3.2.18)式の最適制御ゲインと(3.2.19)式を(3.2.10)式に代入し、フィードバック係数を求めると $f_{T1} = \sqrt{2}\omega_n^3/4$ 、 $f_{T2} = \omega_n^2$ 、 $f_{T3} = \sqrt{2}\omega_n$ となる。この結果、 $f_{T2} > 0$ であるから(付3.1.3)式が満たされ、(付3.1.1)式が成立する。また、絶対値AGCの場合も同様に説明でき、(付3.1.1)式が成立する。

*) 坂和:線形システム制御論;朝倉書店, pp. 148~153(1979)

付録 3.2

第 3 章 3.3 項の未知変数 ω_n , η を導出する。

(3.3.9) 式と $\alpha_T > 0$ より、(3.3.8) 式は下式となる。

$$\sum_{i=1}^m \lambda(i) [Y_i \{(1 - \alpha_T \omega_i^2)^2 + \beta_T \omega_i^2\} - 1] Y_i \omega_i^4 = 0 \quad (\text{付 3.2.1})$$

したがって、(付 3.2.1) 式と (3.3.9) 式より、下式を得る。

$$a_1 \alpha_T^2 - 2a_2 \alpha_T + a_3 + a_4 \beta_T = 0 \quad (\text{付 3.2.2})$$

$$b_1 \alpha_T^2 - 2b_2 \alpha_T + b_3 + b_4 \beta_T = 0 \quad (\text{付 3.2.3})$$

ただし、

$$a_1 = \sum_{i=1}^m \lambda(i) Y_i^2 \omega_i^8 \quad a_2 = \sum_{i=1}^m \lambda(i) Y_i^2 \omega_i^6 \quad (\text{付 3.2.4})$$

$$a_3 = \sum_{i=1}^m \lambda(i) Y_i (Y_i - 1) \omega_i^4 \quad a_4 = \sum_{i=1}^m \lambda(i) Y_i^2 \omega_i^6$$

$$b_1 = \sum_{i=1}^m \lambda(i) Y_i^2 \omega_i^6 \quad b_2 = \sum_{i=1}^m \lambda(i) Y_i^2 \omega_i^4$$

$$b_3 = \sum_{i=1}^m \lambda(i) Y_i (Y_i - 1) \omega_i^2 \quad b_4 = \sum_{i=1}^m \lambda(i) Y_i^2 \omega_i^4$$

これらの連立方程式を解くことにより、 α_T , β_T は下式で求めることができる。

$$\alpha_T = \frac{a_1 b_4 - a_4 b_2 + \sqrt{(a_1 b_4 - a_4 b_2)^2 - (a_2 b_4 - a_4 b_1)(a_3 b_4 - a_4 b_3)}}{a_1 b_4 - a_4 b_1} \quad (\text{付 3.2.5})$$

$$\beta_T = \frac{a_3 b_1 - a_1 b_3 + 2(a_1 b_3 - a_2 b_1) \alpha_T}{a_1 b_4 - a_4 b_1} \quad (\text{付 3.2.6})$$

さらに、(3.3.4) 式より、

$$\eta = \frac{\beta_T}{2\sqrt{\alpha_T}} \quad \omega_n = \frac{1}{\sqrt{\alpha_T}} \quad (\text{付 3.2.7})$$

を得る。

第4章 熱延タンデムミルの板厚および板幅制御

4.1 緒言

熱延タンデム圧延の目的は、生産性やコストを考慮しつつ、圧延材の寸法、温度、形状といった多くの要因を同時に制御することである。この目的を達成するために、熱延タンデムミルでは、計算機によってミルセットアップ計算と自動制御を行っている。ミルセットアップ計算では、設計されたパススケジュールに基づき、各圧延材に対してロール間隙などの設定値を計算している。また、パススケジュールの設計は、生産性やコストを考慮しつつ、各スタンドの目標値を決定することであるから、タンデムミルの多くの要因を同時に制御するための最も基本的、かつ重要な技術となっている。また、熱延タンデム圧延の特徴は、スタンド間張力の操作によって板幅を制御できることである。その制御能力は冷延タンデム圧延の約10倍に達している。熱延工程の歩留りを一層向上させるためには、熱延タンデムミルの自動制御技術として、スタンド間張力の操作による高精度の板幅制御技術の確立が重要である。

そこで、本章では、熱延タンデムミルの最適パススケジュールの設計と板幅制御技術について述べる。すなわち、第4.2節では、第2章で述べた圧延の数式モデルを用いて板厚、材料温度、形状（平坦度）、生産性、コストを目的関数として記述し、ファジィ多目的計画法を用いて最適パススケジュールを設計する技術について述べる。第4.3節では、熱延タンデムミルにおける多変数板幅制御技術について述べる。ここでは、スタンド間張力の変更が隣接する2つのスタンド出側の板幅に影響を与えることを考慮した板幅モデルと、本モデルを用いた多変数制御による板幅制御システムについて論じる。また、各節では、計算例や実機適用結果を示し、考察を行う。

4.2 ファジィ多目的計画法による最適パススケジュールの設計¹⁾

4.2.1 開発の背景と目的

熱延タンデムミルのパススケジュールの設計は、圧延製品の寸法、形状、材質を考慮して各スタンドの目標板厚やロール速度などの変数を決定することであり、品質、歩留りに大きな影響をおよぼしている。

ここで、パススケジュールの設計の条件と目的を具体的に述べると、次のようになる²⁾。

①各スタンドの圧延荷重、圧延動力（主モータの動力）、ロール回転数、ロール間隙、ロ

ー ルベンディング力が機械的制約を満たすこと。

- ②ロール間隙を設定することにより、仕上げ板厚が公差（仕様に対して許容される範囲）内に入り、狙い厚に極力近い。
- ③タンデムミル出側の材料温度が許容される公差内に入り、目標仕様の温度に極力近い。
- ④圧延材の形状が良好である。（板クラウン比率が一定）
- ⑤生産性が高い。（圧延速度が高速であること）
- ⑥生産コストが安い。（圧延に要するエネルギーが小さいこと）

これらを踏まえてパススケジュールを決定するには、各スタンドの入側・出側板厚、圧延速度、圧延材の変形抵抗などと圧延動力、圧延荷重、材料温度などの関係が明確でなければならぬ。

現状の圧延操業では、パススケジュールの設計はミル能力（圧延荷重、トルクの上限など）、材料温度および形状（平坦度）を考慮して、各スタンドの負荷配分比（圧延動力の配分比）を過去の圧延データを基にして経験的かつ試行錯誤的に定めておき、動力カーブを用いて各スタンド出側の目標板厚を求める方法が用いられている。ここで、動力カーブとは、圧延動力のNo. i スタンドまでの累積を板厚に関する双曲線で表現したものである³⁾。この方法は、経験に基づいていることから、上記の諸目的を勘案した最適なパススケジュールとはなっていない。

これに対して、圧延特性の数式モデルに基づいてタンデム圧延を非線型の大規模システムとして取扱い、ダイナミックプログラミングや非線型計画法を用いて最適パススケジュールを求める研究が行われてきた^{4),5)}。しかし、これらの研究では圧延動力の合計などを評価規範とした一目的最適化の立場にたっており、例えば、「コストを低減したいが平坦度は損ないたくない」といった、各要因（板厚、材料温度、形状、生産性、コスト）間の競合関係を考慮したうえでシステムを最適化することができなかった。

そこで、本研究では、上記の問題を多目的計画問題として定式化した。また、この問題を解決するために設計者のもつ目標をメンバシップ関数で記述し、対話しながら最適解を導出する、いわゆるファジィ多目的計画法を用いて最適パススケジュールを決定する方法について検討した。以下では、最適パススケジュールの設計方法を詳述し、計算結果について考察する。

4.2.2 多目的計画問題としての定式化

パススケジュールの設計の目的は、本節第1項で述べたように、①～⑥にまとめることができる。このうち、①については比較的大きな範囲を持った機械的な制約であるのに対し、

②～⑥は圧延製品が満たすべき仕様と圧延の目的である。そこで、パススケジュールの設計を数理計画問題としてみると、圧延荷重、ロール回転数、圧延動力、ロール間隙、およびロールベンディング力の機械的制約や動作範囲を満たすべき制約関数の変数とし、板厚、形状（平坦度）、材料温度、生産性（圧延速度）、および生産コスト（圧延エネルギー）を最適化すべき目的関数と考えることができる。

一方、第2章の数式モデルで示したように、タンDEM圧延は多くの変数が複雑に絡み合う大規模な非線形系である。また、「生産性を上げるために圧延速度を増加させると、圧延に要するエネルギーが増大してしまう。」に代表されるように、これらの目的関数の間には競合関係が存在する。したがって、パススケジュールの設計は、数理計画問題のなかでも多目的計画問題として取り扱う必要がある。

一般に、多目的計画問題は、複数個の互いに相競合する目的関数を与えられた制約関数のもとで、なんらかの意味で最適化（最小化）する問題であり、以下のように定式化されている⁶⁾。

$$\text{minimize } \mathbf{f}(\mathbf{x}) = (f_1(\mathbf{x}), f_2(\mathbf{x}), \dots, f_k(\mathbf{x}))^T \quad (4.2.1)$$

$$\text{subject to } \mathbf{g}(\mathbf{x}) \leq \mathbf{0} \quad (4.2.2)$$

ここで、 $\mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$ は n 次元決定変数ベクトル、 $\mathbf{f}(\mathbf{x})$ は各目的関数 $f_i(\mathbf{x})$ を要素とする k 次元関数ベクトル、 $\mathbf{g}(\mathbf{x}) = (g_1(\mathbf{x}), g_2(\mathbf{x}), \dots, g_m(\mathbf{x}))$ は m 次元制約関数ベクトルである。

本研究では、第2章の圧延特性の数式モデルをもとに、パススケジュールの設計を多目的計画問題として定式化している。以下では、決定変数、制約関数、目的関数について具体的に述べる。

(1) 決定変数

本研究で設定した決定変数 x_i を表4.2.1に示す。ここでは、各スタンドの圧下率 r_i 、No. 1スタンドのロール回転数 N_1 とロールベンダーが設置されているNo. 4～7スタンドのロールベンディング力 P_{Bi} を決定変数としている。

表4.2.1 圧延特性計算用の変数とその説明

変数	説明
x_i	No. i スタンド 圧下率 ($i=1, \dots, 7$) (r_i)
x_8	No. 1 スタンド 圧延材先端部のロール回転数 (N_1^{TP})
x_9	No. 1 スタンド 圧延材後端部のロール回転数 (N_1^{BM})
x_{10}	No. 4 スタンド 圧延材先端部のロールベンディング力 (P_{B4}^{TP})
x_{11}	No. 4 スタンド 圧延材後端部のロールベンディング力 (P_{B4}^{BM})
x_{12}	No. 5 スタンド 圧延材先端部のロールベンディング力 (P_{B5}^{TP})
x_{13}	No. 5 スタンド 圧延材後端部のロールベンディング力 (P_{B5}^{BM})
x_{14}	No. 6 スタンド 圧延材先端部のロールベンディング力 (P_{B6}^{TP})
x_{15}	No. 6 スタンド 圧延材後端部のロールベンディング力 (P_{B6}^{BM})
x_{16}	No. 7 スタンド 圧延材先端部のロールベンディング力 (P_{B7}^{TP})
x_{17}	No. 7 スタンド 圧延材後端部のロールベンディング力 (P_{B7}^{BM})

ところで、圧延材の後端部は、先端部に比べて圧延のタイミングが圧延に要する時間 T_R だけ遅れる。この結果、後端部は先端部に比べて大気中における放冷時間が長くなり、材料温度が $20\sim 30^\circ\text{C}$ 程度低くなる。一方、板クラウン C_R は、(2.3.28)式に示したように圧延荷重 P の関数である。さらに、 P は(2.3.1)式で明らかのように変形抵抗 κ を変数とし、 κ は(2.3.11)式からわかるように材料温度 θ の関数である。したがって、圧延材の先端部と後端部では圧延荷重や板クラウン量に差が生じる。一方、パススケジュールの設計では圧延材の全長に亘って与えられた仕様を満たす必要がある。そこで、本研究では、決定変数や次に述べる形状や材料温度などの目的関数を、圧延材の先端部と後端部を区別して設定している。なお、上添え字の TP および BM は、それぞれ、圧延材の先端部と後端部を示している。

タンデムミル入側板厚 H_1 は与えられている。また、多目的計画問題を解くことでNo. 1 スタンドのロール回転数 N_1 と各スタンドの圧下率 r_i が決定され、各スタンド出側の目標板厚 h_{oi} が計算される。そこで、No. 2~7 スタンドのロール回転数 N_i については、(2.3.10)式の先進率と(2.3.15)式の体積速度一定則を用いることで順次計算される。

(2) 目的関数

板厚、材料温度、形状、生産性、生産コストの各目的関数を以下に示す。

①板厚に関する目的関数 $f_1(\mathbf{x})$ を、タンデムミル出側の幅方向中央部の目標板厚 h_{o7} と狙い

厚 h_s との偏差の絶対値とする。

$$f_1(x) = |h_{or} - h_s| \quad (4.2.3)$$

ここで、 h_{or} は各スタンドの圧下率 r_i ((2.3.5)式) とタンデムミルの入側板厚 H_1 から求めることができる。

②材料先端部の温度に関する目的関数 $f_2(x)$ を、タンデムミル出側の材料先端部の温度 θ_{out}^{TP} と目標仕様の温度 θ_s との偏差の絶対値とする。

$$f_2(x) = |\theta_{out}^{TP} - \theta_s| \quad (4.2.4)$$

ここで、 θ_{out}^{TP} は、第2章3.4項で述べた材料温度式とタンデムミル入側の材料温度 θ_{in}^1 から求めることができる。

同様に、タンデムミル出側の材料後端部の温度 θ_{out}^{BM} と目標仕様の温度 θ_s との偏差の絶対値を、後端部に関する目的関数 $f_3(x)$ とする。

$$f_3(x) = |\theta_{out}^{BM} - \theta_s| \quad (4.2.5)$$

③本研究では、形状が良好であることを各スタンド出側のクラウン比率 r_i ((2.3.27)式) の差 Δr_i ((2.3.26)式) が小さいこと、すなわちクラウン比率が一定であることとする。

そこで、材料先端部の形状(平坦度)に関する目的関数 $f_4(x)$ をロールベンダーの設置されたNo.4~7スタンドにおけるクラウン比率の偏差の平均で定義する。

$$f_4(x) = \frac{1}{4} \sum_{j=4}^7 \left| \frac{C_{Ri}^{TP}}{h_i} - \frac{C_{Ri-1}^{TP}}{h_{i-1}} \right| \quad (4.2.6)$$

ここで、各スタンド出側の先端部の板クラウン C_{Ri}^{TP} は(2.3.28)式で計算される。なお、本式の板厚 h は幅方向中心部の板厚 (h_c) を意味している。

同様に、材料後端部の形状(平坦度)に関する目的関数 $f_5(x)$ を下式で定義する。

$$f_5(x) = \frac{1}{4} \sum_{j=4}^7 \left| \frac{C_{Ri}^{BM}}{h_i} - \frac{C_{Ri-1}^{BM}}{h_{i-1}} \right| \quad (4.2.7)$$

ただし、 C_{Ri}^{BM} はNo. i スタンド出側の圧延材後端部の板クラウンである。

④生産性に関する目的関数 $f_6(x)$ を、No.1スタンドにおける材料先端部の圧延時間 T_{R1}^{TP} と後端部の圧延時間 T_{R1}^{BM} の平均とする。

$$f_6(x) = \frac{1}{2} (T_{R1}^{TP} + T_{R1}^{BM}) \quad (4.2.8)$$

ここで、 T_{R1}^{TP} と T_{R1}^{BM} は、それぞれ下式で計算される。

$$T_{R1}^{TP} = \frac{10^{12} \times W_g}{\rho h_1 w_1 V_{f1}^{TP}} \quad T_{R1}^{BM} = \frac{10^{12} \times W_g}{\rho h_1 w_1 V_{f1}^{BM}} \quad (4.2.9)$$

ただし、 W_g : 圧延材の重量、 ρ : 圧延材の比重、 w_1 : No.1スタンド出側板幅、 V_{f1}^{TP} : No.1スタンド出側の材料先端部の速度（先端部のロール回転数 N_i^{TP} と先進率 f_1 ((2.3.10)式)により計算される。)、 V_{f1}^{BM} : No.1スタンド出側の材料後端部の速度（後端部のロール回転数 N_i^{BM} と先進率 f_1 より計算される。）

⑤No. i スタンドの材料先端部の圧延動力 K_{Wi}^{TP} [kW] と後端部の圧延動力 K_{Wi}^{BM} [kW] は、それぞれ下式で定義される。

$$K_{Wi}^{TP} = \frac{1}{A_d} \cdot \frac{2\pi G_i^{TP} N_i^{TP}}{60 \times 1000} \quad K_{Wi}^{BM} = \frac{1}{A_d} \cdot \frac{2\pi G_i^{BM} N_i^{BM}}{60 \times 1000} \quad (4.2.10)$$

ただし、 G : 圧延トルク ((2.3.7)式)、 N : ロールの回転数、 A_d : 動力変換係数

ここで、圧延に要するコストとして圧延材の単位重量当りの加工に必要なエネルギーを E_R [kW・h/t] とすると、No. i スタンドの材料先端部の加工に必要なエネルギー E_{Ri}^{TP} 、および後端部の加工に必要なエネルギー E_{Ri}^{BM} は、それぞれ下式となる。

$$E_{Ri}^{TP} = \frac{K_{Wi}^{TP}}{3600 W_g} T_{Ri}^{TP} \quad E_{Ri}^{BM} = \frac{K_{Wi}^{BM}}{3600 W_g} T_{Ri}^{BM} \quad (4.2.11)$$

ただし、 T_{Ri} は No. i スタンドの圧延時間を表す。

タンデム圧延のコストに関する目的関数 $f_7(x)$ を、各スタンドの E_{Ri}^{TP} と E_{Ri}^{BM} の平均値とし、下式で定義する。

$$f_7(x) = \frac{1}{7} \sum_{i=1}^7 \frac{E_{Ri}^{TP} + E_{Ri}^{BM}}{2} \quad (4.2.12)$$

(3) 制約関数

目標板厚 h 、材料温度 θ 、圧延荷重 P 、ロール回転数 N 、圧延動力 K_w 、ロール間隙 S 、ロールベンディング力 P_B の不等式制約条件、および決定変数である圧下率 r の不等式制約条件を表4.2.2にまとめ示す。

表4.2.2 不等式制約条件

目標板厚の制約	$h_{min} \leq h_{of} \leq h_{max}$
材料温度の制約	$\theta_{min} \leq \theta_{out}^7 \leq \theta_{max}$
圧延荷重の制約	$0 \leq P_i \leq P_{imax} \quad (i=1, \dots, 7)$
ロール回転数の制約	$0 \leq N_i \leq N_{imax} \quad (\quad // \quad)$
圧延動力の制約	$0 \leq K_{wi} \leq K_{wi max} \quad (\quad // \quad)$
ロール間隙の制約	$0 \leq S_i \leq S_{imax} \quad (\quad // \quad)$
ロールベンディングの制約	$0 \leq P_{Bi} \leq P_{Bi max} \quad (\quad // \quad)$
圧下率の制約	$r_{imin} \leq r_i \leq r_{imax} \quad (\quad // \quad)$

ここで、 P_{max} 、 N_{max} 、 $K_{w max}$ 、 S_{max} 、 $P_{B max}$ は、各変数の機械的に許容される上限値を示す。また、 h_{min} 、 h_{max} 、 θ_{min} 、 θ_{max} は、板厚および材料温度に関する公差（仕様に対する許容値）を表している。圧下率 r の制約については実機の圧延データに基づいて最大値 r_{max} と最小値 r_{min} が設定される。

多目的計画問題では、制約条件が(4.2.2)式に示す不等式で取り扱われる。そこで、制約関数 $g(x)$ を、たとえば下式のように定式化しておく。

$$\begin{aligned}
 g_1(x) &= -P_1 \\
 g_2(x) &= P_1 - P_{1max} \\
 &\dots\dots\dots
 \end{aligned}
 \tag{4.2.13}$$

4.2.3 ファジィ多目的計画法による最適パススケジュール

多目的計画法では、目的関数が互いに相競合することから、1目的の最適化問題と同様に論ずることはできない。そこで、消極的な解としてある目的関数を改善するために、少なくとも他の目的関数を犠牲にせざるを得ないような解の概念がパレート最適解（非劣解）と

して定義されている⁶⁾。

一般に、パレート最適解は無数個の点からなる解集合を形成するので、現実の意志決定においては、意志決定者（本研究の場合はパススケジュールの設計者）はなんらかの合理的な解を選択しなければならない。

多目的計画問題では、各目的間に競合があることから、全ての目的を統合して満足できる解を数理計画法で求めることは困難である。そこで、ファジィ数理計画法に対話型手法を導入してパレート最適解を求める方法が提案されている⁷⁾。本方法は、各目的関数に対してファジィ集合におけるメンバシップ関数を決定して意志決定者の設定する基準点に近いパレート最適解を求め、意志決定者がこの解に満足できない場合には、対話的に基準点を変更することによって最終的にパレート最適解を求める手法である。

タンデムミルのパススケジュール設計問題においても目的間に競合がある。また、圧延材によっては「板厚については公差内に入っていればよいが、形状については急峻度をできるだけ小さくする」スケジュールが望まれたり、「材質、すなわち、温度の制御精度を最優先で考慮する」圧延が要求される場合がある。このことは、パススケジュールの設計にも設計者の主観に基づくあいまい性が存在することを意味している。そこで、本研究では、上記の方法をファジィ多目的計画法と呼び、本方法を用いて熱延タンデムミルのパススケジュールの設計を行った。

上記の方法を具現化するために、パススケジュールの設計問題を下式に示すミニマックス問題⁸⁾として定式化することを基本とした。ここで、ミニマックス問題を解いて得た解が一意的な最適解であれば、その解はパレート最適解であることが証明されている。

$$\underset{x}{\text{minimize}} \quad \max_{i=1, \dots, k} \{ \bar{\mu}_{mi} - \mu_{mi}(x) \} \quad (4.2.14)$$

ただし、 $\mu_{mi}(x)$ は、多目的計画問題の各目的関数 $f_i(x)$ に対する意志決定者のメンバシップ関数であり、 $\bar{\mu}_{mi}$ は、 $f_i(x)$ に対して意志決定者の希望を反映させた基準メンバシップ値である。

このように、ミニマックス問題とは、 $f_i(x)$ に関するメンバシップ関数の希望値 $\bar{\mu}_{mi}$ とメンバシップ値 $\mu_{mi}(x)$ との差、すなわち、不満足度が最大になるものについて、その値を最小にするように決定変数ベクトル x を決める問題である。

ところで、通常のミニマックス問題では得られた解が唯一でなければ、一般にパレート最適性の保証がない。解の一意性を証明するためには、パレート最適性のテスト⁷⁾と呼ばれる検証を行わねばならない。そこで、本論文では通常のミニマックス問題のかわりに、以

下に示す拡張ミニマックス問題を解くことにより、パレート最適解を求めた。拡張ミニマックス問題⁸⁾を用いれば、ミニマックス問題における解の一意性の条件は不要であることが証明されている。

$$\underset{x}{\text{minimize}} \left\{ \max_{i=1, \dots, k} (\bar{\mu}_{mi} - \mu_{mi}(x)) + \varepsilon \sum_{i=1}^k (\bar{\mu}_{mi} - \mu_{mi}(x)) \right\} \quad (4.2.15)$$

ここで、 ε は十分小さな正の定数である。

4.2.4 最適パススケジュールの計算方法

ファジィ多目的計画法によって最適パススケジュールを計算するプログラムを作成し、数値計算を行った。

拡張ミニマックス問題を解くためのプログラムの基本構成を図4.2.1に示す。本プログラムは、最適化計算と最適化計算によって得られた決定変数の値を用いて圧延特性を計算するブロックに大別される。最適化手法としては一般縮小勾配法^{6),9)}を用いている。

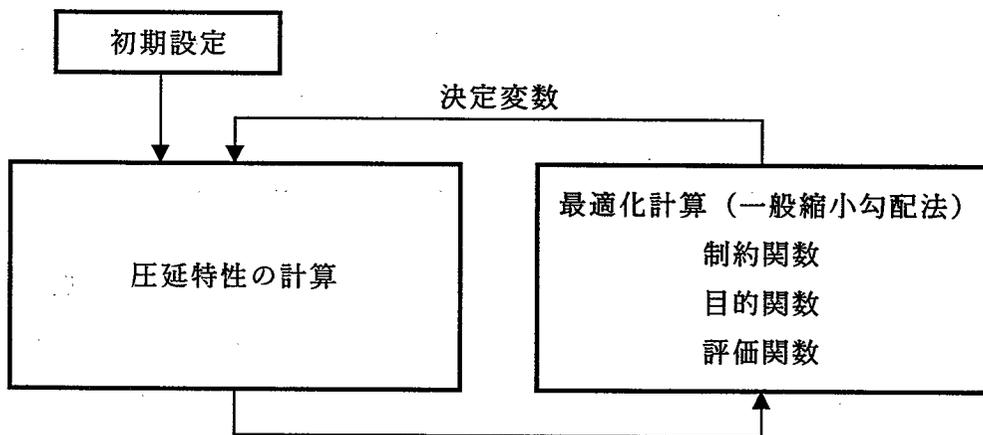


図4.2.1 拡張ミニマックス問題を解くためのプログラムの基本構成

以下では、各ブロックの計算内容について説明する。

初期設定と決定変数から圧延特性を計算するブロックについて述べる。計算は、第2章3節で述べた熱延タンDEM圧延の数式モデルに基づいている。まず、与えられた入側板厚 H と圧下率 r ((2.3.5)式) から各スタンド出側の板厚を計算する。次に、圧延荷重 P ((2.3.1)式) と偏平ロール径 R' ((2.3.6)式) を収束計算によって求める。その後、各スタンドのロール回転数 N 、材料温度 θ 、ロール間隙 S ((2.3.13)式より)、板クラウン C_R ((2.

3.28)式) およびクラウン比率 γ ((2.3.27)式)、圧延トルク G ((2.3.7)式) および圧延エネルギー E_R ((4.2.11)式) を材料先端部と後端部について順次計算して行く。

初期設定の項目と計算例として用いた値、および入力、出力項目を表4.2.3にまとめて示す。

表4.2.3 圧延特性の計算の初期設定の値と入出力項目

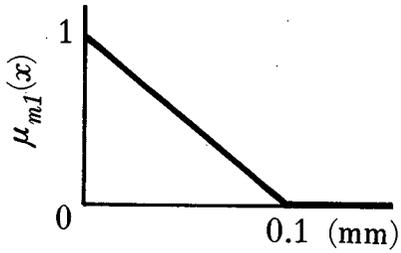
初期設定：	圧延材の重量	W_g	15 t
	タンデムミル入側板厚	H_1	35 mm
	狙い厚	h_s	4 mm
	入側材料温度	θ_{in}^1	1050 °C
	目標仕様の温度	θ_s	895 °C
	入側板幅	W_1	1200 mm
入力項目：	決定変数		
出力項目：	タンデムミル出側の目標板厚	h_{07}	
	タンデムミル出側温度	θ_{out}^7	
	板クラウン比率	γ_i	($i = 1, 2, \dots, 7$)
	圧延荷重	P_i	(")
	ロール間隙	S_i	(")
	圧延動力	K_{wi}	(")
	圧延エネルギー	E_{Ri}	(")
	ロール回転数	N_i	(")

最適化計算のブロックでは、制約条件の最小値と最大値を初期設定とし、制約関数 $g(x)$ ((4.2.13)式) のもとに、(4.2.15)式の評価規範を最小にする極値探索を行い、決定変数の値を求める。この過程で、目的関数 $f(x)$ の値および、そのメンバシップ値 $\mu_m(x)$ を計算することは言うまでもない。制約条件の項目と計算に用いた値を表4.2.4に示す。

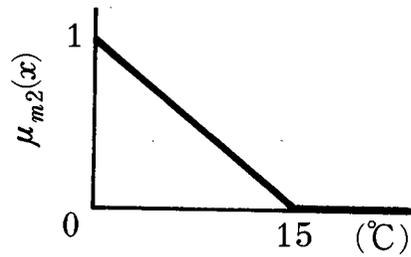
表4.2.4 制約条件の項目と値

目標板厚制約	$h_{min} = h_s - 0.10 \text{ mm}$	$h_{max} = h_s + 0.15 \text{ mm}$
材料温度制約	$\theta_{min} = \theta_s - 15 \text{ }^\circ\text{C}$	$\theta_{max} = \theta_s + 30 \text{ }^\circ\text{C}$
圧延荷重制約	$P_{imin} = 0 \text{ t}$	$P_{imax} = 2000 \text{ t}$
ロール回転数制約	$N_{imin} = 0 \text{ rpm}$	$N_{imax} = 1200 \text{ rpm}$
圧延動力制約	$K_{Wimin} = 0 \text{ kW}$	$K_{Wimax} = 10000 \text{ kW}$
ロール間隙制約	$S_{imin} = 0 \text{ mm}$	$S_{imax} = 30 \text{ mm}$
ロールベンド力制約	$P_{Bimin} = 0 \text{ t}$	$P_{Bimax} = 50 \text{ t}$
圧下率制約	$r_{1min} = 0.2$	$r_{1max} = 0.5$
	$r_{2min} = 0.2$	$r_{2max} = 0.5$
	$r_{3min} = 0.15$	$r_{3max} = 0.5$
	$r_{4min} = 0.15$	$r_{4max} = 0.4$
	$r_{5min} = 0.1$	$r_{5max} = 0.35$
	$r_{6min} = 0.05$	$r_{6max} = 0.3$
	$r_{7min} = 0.0$	$r_{7max} = 0.5$

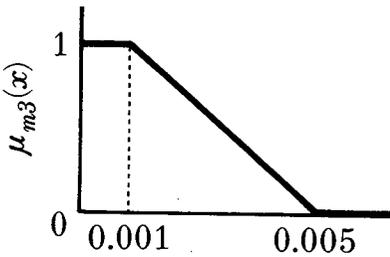
また、板厚、材料温度、形状（平坦度）、生産性（圧延時間）、生産コスト（圧延エネルギー）別に設定したメンバシップ関数 $\mu_m(x)$ を図4.2.2に示す。ここで示したメンバシップ関数の形状と値は、過去の圧延データとパススケジュール設計者の選好を考慮したものである。



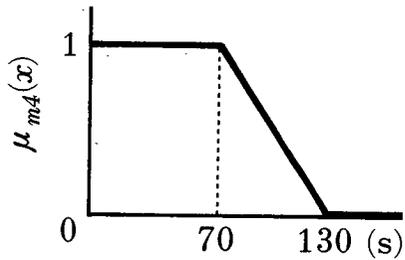
①板厚に関するメンバシップ関数



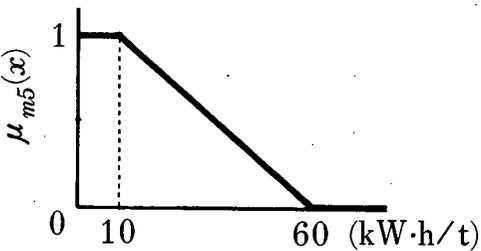
②材料温度に関するメンバシップ関数



③形状(クラウン比率)に関するメンバシップ関数



④生産性(圧延時間)に関するメンバシップ関数



⑤コスト(圧延エネルギー)に関するメンバシップ関数

図4.2.2 各目的に関するメンバシップ関数

最後に、対話によって各目的関数の基準メンバシップ値を修正し、最適パススケジュールを求める概略フローチャートを図4.2.3に示す。ここで、で囲んだ部分が図4.2.1で示した計算である。

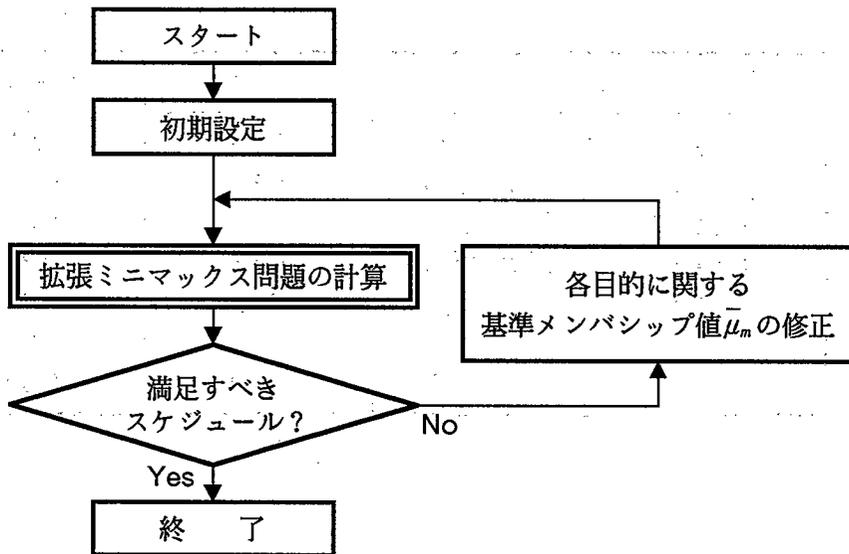


図4.2.3 対話による最適パススケジュール設計の概略フロー

4.2.5 最適パススケジュールの計算結果と考察

ファジィ多目的計画法を用いて、熱延タンデムミルのパススケジュールを計算した結果について検討する。初期設定や制約条件は表4.2.3、表4.2.4に示したとおりである。以下に計算結果と考察を示す。

(1) 各目的間の競合関係を検討するために、例として2種類のパススケジュールを計算した。

表4.2.5に各目的のメンバシップ値 $\mu_m(x)$ を示す。また、このときの各スタンドの圧下率 r_i の変化を図4.2.4に示す。

ケース1は、目標板厚と後端部の形状が良好なパススケジュールである。ケース2はケース1に比べて生産性（圧延速度）が改善されているが、材料温度が好ましくない例である。また、図4.2.4の圧下率の変化をみると、ケース2では、ケース1に比べてNo.3スタンドの圧下率を低く抑えている。ケース2では、生産性の改善のために圧延速度を高くすることから圧延材の温度が上昇する。そこで、材料温度を目標に近づけるためにNo.3スタンドの圧下率を低くし、塑性加工発熱による温度上昇 $\Delta\theta_p$ ((2.3.16)式) を低く抑えている。しかし、そのままでは目標板厚に関する満足度が劣化するため、No.1スタンドの圧下率を高くしたものと考えられる。

このように、タンデム圧延では種々の要因が複雑にからみ合い、各目的が競合していることがわかる。したがって、すべての目的関数について完全に満足のかく解を見いだすことは困難である。

表4.2.5 メンバシップ関数の計算結果

目的関数		ケース1	ケース2
$f_1(x)$	板 厚	0.95	0.91
$f_2(x)$	温度(先端)	0.80	0.68
$f_3(x)$	温度(後端)	0.74	0.67
$f_4(x)$	形状(先端)	0.88	0.82
$f_5(x)$	形状(後端)	0.92	0.83
$f_6(x)$	生 産 性	0.74	0.80
$f_7(x)$	コ ス ト	0.80	0.80

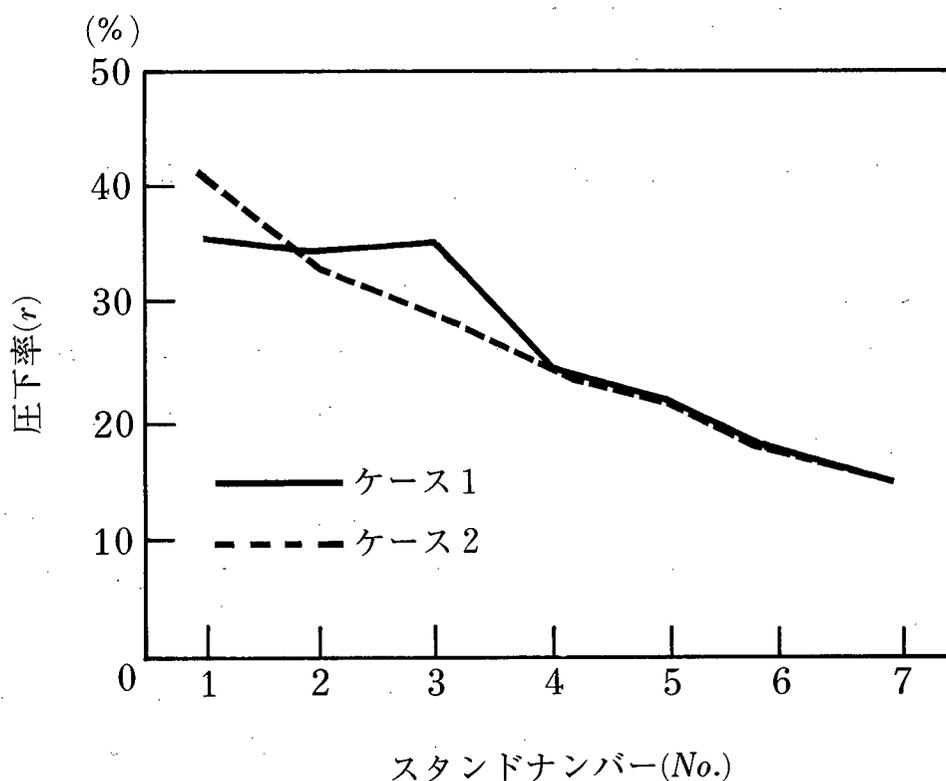


図4.2.4 各スタンドの圧下率 r_i の変化

(2) 対話によってメンバシップ値を改善する例を示す。まず、すべての目的について基準メンバシップ値を 0.85 に設定した結果を図4.2.5の白抜きの棒グラフで示す。これに対して、目標板厚の満足度の向上を考える。ここでは対話の結果、目標板厚の基準メンバシップ値 μ_{m1} を 0.95 と高く設定し、材料温度とコストに関する基準メンバシップ値を 0.80 と設定した。その他の μ_{mi} については 0.85 である。最適化計算によって得られたメンバシップ値 $\mu_{mi}(x)$ を図4.2.5の斜線を施した棒グラフで示す。なお、これ

らのグラフでは、形状と材料温度のメンバシップ値が先端部と後端部で同様の傾向を示すことから、先端部の $\mu_m(x)$ のみを示している。また、基準メンバシップ値の修正前の各スタンドの目標板厚と修正後の目標板厚の変化を、それぞれ図4.2.6の破線と実線で示す。

これらの図から、目標板厚は、より狙い厚 h_s に近づいていることがわかる。また、このパススケジュールでは材料温度とコストが犠牲になっているが、その値はわずかである。

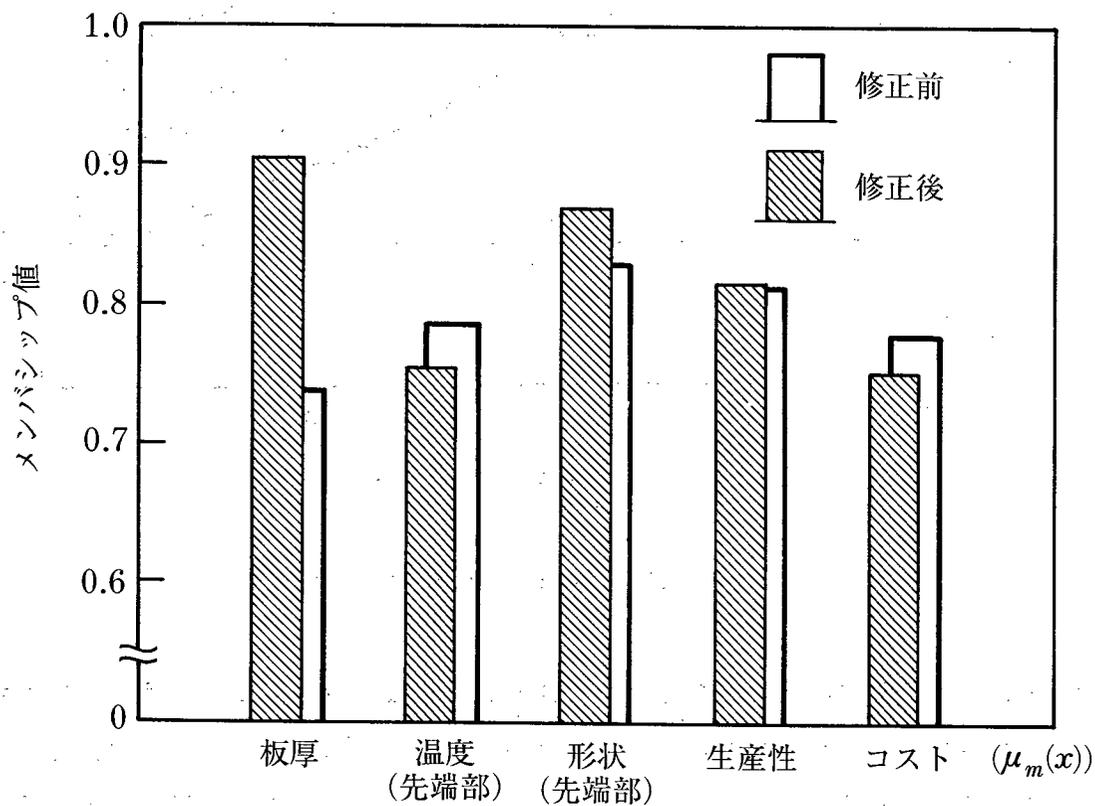


図4.2.5 対話によるメンバシップ値の修正

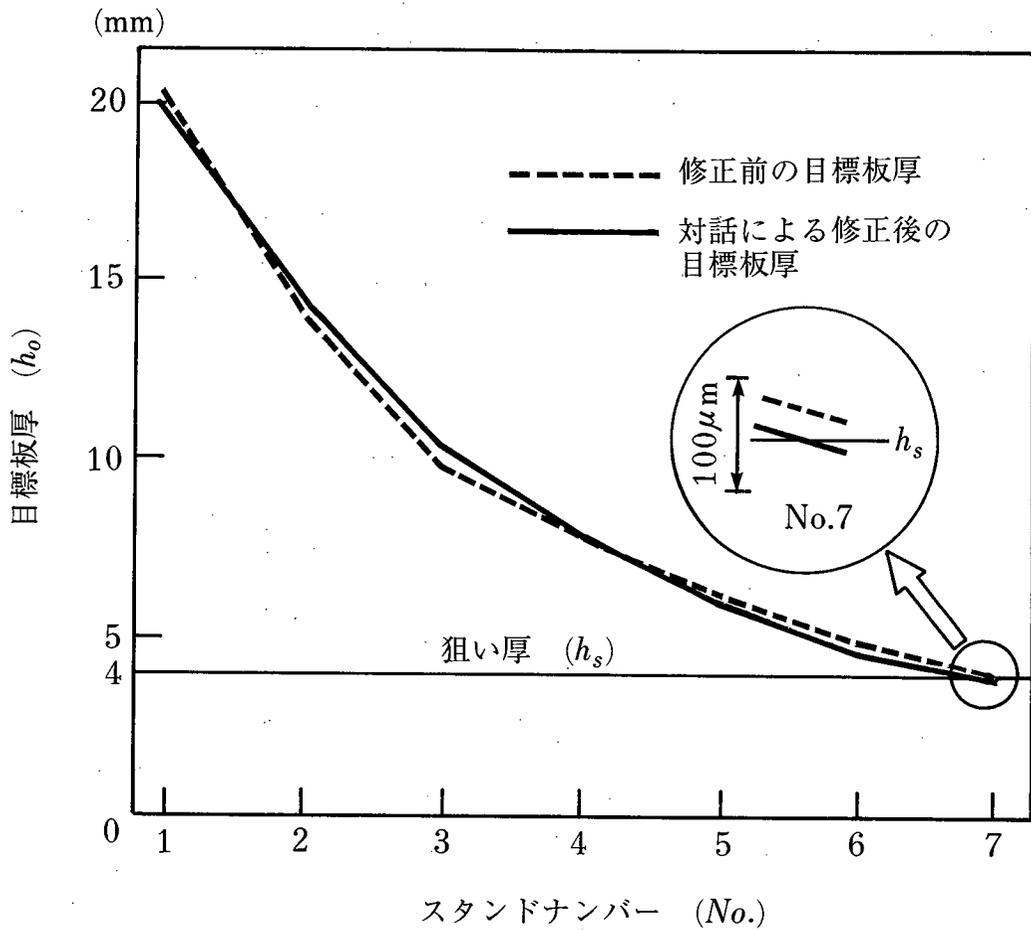


図4.2.6 目標板厚の修正結果

(3) 一目的の計画問題として最適化した結果との比較を行う。ここでは、パススケジュールの設計をコスト関数 $f_7(x)$ ((4.2.12)式) を評価規範とする一目的の計画問題として定式化し、最適化計算を行った。この問題では、コスト以外の目的を制約関数として

$$\underset{x}{\text{minimize}} \quad f_7(x) \tag{4.2.16}$$

$$\text{subject to} \quad g'_1(x) \leq 0 \tag{4.2.17}$$

$$g'_2(x) \leq 0$$

.....

ここで、 g'_i は一目的問題における各制約条件式を表わす。

上記(2)の修正後の各目的のメンバシップ値（材料温度と形状については先端部のみ）を表4.2.6(a)に示す。また、一目的問題として得られた物理量を図4.2.2のメンバシップ関数を用いてメンバシップ値に変換したものを表4.2.6(b)に示す。一目的問題として解いた場合、コストについては高い満足度を示すが、他の変数については多目的問題と比較して、メンバシップ値が大きくばらついている。

(4) 実操業データとの比較を行う。表4.2.3に示した計算例と同一鋼種、同一寸法の材料について、実圧延データを用いてメンバシップ値を計算した結果を表4.2.6(c)に示す。実圧延データとは、圧延材先端部について 200ms ごとにサンプリングされた数点のデータを平均して求めたものである。項目は、板厚、荷重、ロール間隙、圧延速度、ミル出側材料温度、板クラウン量（クラウンメータの測定値より計算する）、主モータの電流、電圧などである。また、メンバシップ関数は図4.2.2を用いている。

この結果、本圧延材については、パススケジュールの設計に際して板厚と生産性に関する目的を他の目的に優先して考慮したものと考えられる。また、メンバシップ値のばらつきを検討すると、その最大値と最小値の差が、本研究の方法では 0.15（表4.2.6(a)）、一目的問題として解いた場合は 0.31（表4.2.6(b)）、実操業データに基づいて計算すると 0.20（表4.2.6(c)）となる。したがって、実操業では、経験的にパススケジュールの設計を多目的計画問題として取り扱い、圧延の仕様や材料特性によって各目的間の競合関係を考慮しているものと考えられる。

表4.2.6 メンバシップ関数の計算結果

(a)対話修正後 (b)一目的問題 (c)実績値に基づくメンバシップ値

目的関数		(a) メンバシップ値	(b) メンバシップ値	(c) メンバシップ値
$f_1(x)$	板厚	0.90	0.86	0.91
$f_2(x)$	温度(先端)	0.75	0.79	0.72
$f_4(x)$	形状(先端)	0.87	0.68	0.71
$f_6(x)$	生産性	0.81	0.62	0.89
$f_7(x)$	コスト	0.75	0.93	0.74

4.3 多変数制御による板幅制御システム^{10)、11)}

4.3.1 開発の背景と目的

熱間圧延製品の寸法制御精度の向上は、製品歩留りの向上に大きく寄与する。寸法制御の対象は板厚と板幅であり、板厚については前節で述べたパススケジュールの設計技術や各種 AGC¹²⁾ による板厚制御システムの開発によって精度の向上が図られてきた。一方、板幅に関しては、従来より粗ミルにおける板幅制御技術^{13)、14)} の開発が行われてきたが、板幅精度を一層向上させるためには、タンデムミル（仕上げミル）における板幅制御技術の開発が不可欠となってきた。

タンデムミルの板幅制御方法としては、スタンド間張力を操作して板幅を制御する方法が有効である。一方、スタンド間張力の変動は圧延操業の安定性に大きく影響する。すなわち、張力変動が過大であったり、制御量が特定のスタンドに偏ったりすることによって張力バランスをくずしてはならない。従来より、ミル出側の板幅計データをフィードバックし、スタンド間張力を修正するモニタ板幅制御が用いられてきたが、スタンド間の移送による無駄時間があるために制御ゲインを上げることができない、また、張力制御量がミル下流のスタンドに集中するために張力バランスをくずすことがある、という問題があった。

これらの問題を解決するには、張力制御量を全スタンド間に分散させることが有効である。そのためには、各スタンド出側板幅をそれぞれのスタンド間張力の操作によって制御するシステムが必要である。また、熱延タンデムミルは複数スタンドが張力によってつながった大規模干渉系であることから、スタンド間張力による干渉によって隣接するスタンドの板幅が変化する。従って、タンデムミルの干渉を考慮するとともに、スタンド間張力のバランスを保つことのできる板幅制御アルゴリズムの開発が必要である。

そこで、本研究では、各スタンド出側の板幅をオンライン板幅モデルで計算する方法と多変数制御手法による板幅制御システムを開発し、実機に適用した。本システムは、最適制御によって張力の干渉を考慮して板幅制御を行う。その際、張力バランスを適正に保つとともに、オンライン制御に必要な高速演算処理を可能にしている。

本節では多変数板幅制御アルゴリズムについて述べるとともに、その制御精度について考察する。また、熱延タンデムミルに適用した結果について報告する。

4.3.2 多変数板幅制御システムの概要

板幅制御システムの構成図を図4.3.1に、また、制御ブロック図を図4.3.2に示す。これらの図を用いて制御システムの概要を説明する。

本システムでは、特定のスタンド間に設置された幅計によって板幅 W を観測する。この W と張力変化の実測値 $\Delta\sigma_f$ を用いて、各スタンド出側板幅を板幅モデルによって演算する。また、この板幅を各スタンド間で圧延速度に同期してトラッキングしてゆく。これらの板幅演算値が各スタンドに与えられた目標板幅 w_{oi} と一致するようにスタンド間の張力目標値を修正する。なお、No.1~6スタンド出側の目標板幅 w_{oi} については、タンデムミル出側の目標板幅 w_{of} (目標仕様の板幅) に対して、スタンド間張力 σ の合計、入側板幅 W_I 、および入側板厚 H_I を考慮した実験式によって設定されている。

ところで、本システムではスタンド間張力の制御系とループ高さの制御系が非干渉化されていることを前提としている¹⁵⁾。すなわち、張力はロール速度操作で制御され、ループ高さはループモータのトルクを操作して制御される。したがって、板幅制御によって張力を制御してもループ高さは変化しない。また、張力制御系はフィードバック制御によって実張力が張力目標値修正量 $\Delta\sigma_{fc}$ だけ変化するように圧延速度の修正量 ΔV_R を発生させる。

No. i スタンド出側板幅偏差を制御するために、No. i スタンドの出側張力 σ_f 、および入側張力 σ_b を操作して幅制御を行なう。また、一つのスタンド間張力は隣接するスタンドの出側板幅に影響を与えるため、張力目標値修正量 $\Delta\sigma_{fc}$ にはこれらの干渉を考慮した最適制御量が反映している。

さらに、図4.3.2に示すように、本システムでは上記の板幅制御を達成するために、張力補償機能と板幅モデルの学習機能を有している。張力補償機能では張力制御によって発生する板厚偏差をロールギャップ操作で補償し、板幅の学習機能ではモデルによる板幅演算値が実測板幅に等しくなるように、モデルを時々刻々修正する。

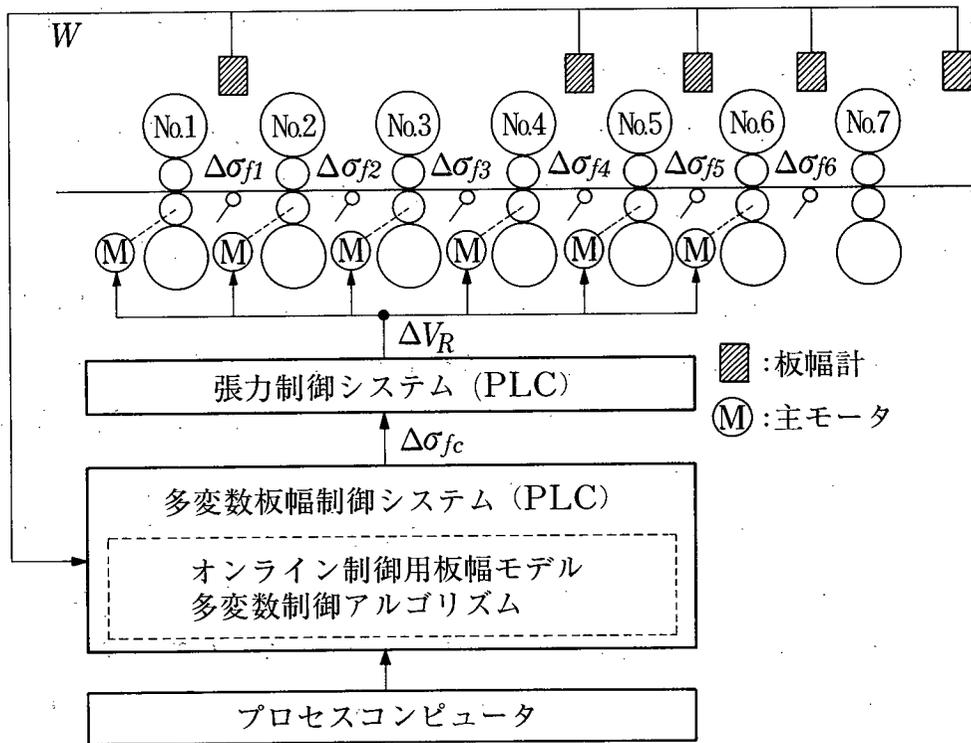


図4.3.1 多変数板幅制御のシステム構成

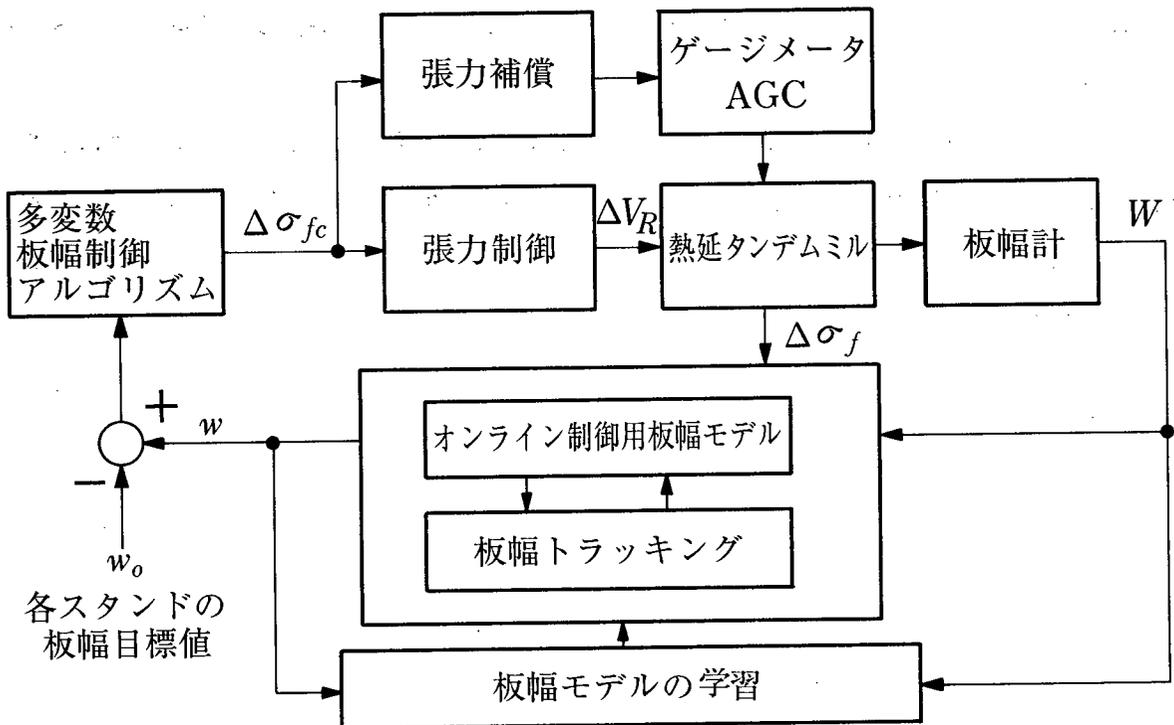


図4.3.2 多変数板幅制御のブロック図

4. 3. 3 板幅制御方法

(1) 板幅モデル

熱延工程の粗ミルでは、幅制御を目的として実験式と実測データに基づく板幅モデルが提案されている¹⁶⁾。しかし、タンデムミルでは、スタンド間の板幅を実測する技術が未確立であったことから、オンライン制御に使用できる板幅モデルが存在しなかった。そこで、本研究では、上記のスタンド間板幅計を活用し、実験データを統計的に考慮することにより、オンライン制御用の板幅モデルを構築した。以下では、本モデルの詳細について述べる。

モデリングのための実験として、スタンド間の張力を変更し、その時の板幅の変化を板幅計を用いて測定した。その結果、例えばNo. 4-5スタンド間の張力をステップ状に変更すると、No. 4スタンド出側板幅およびNo. 5スタンド出側板幅が変化した。すなわち、No. 4スタンドでは出側張力の変更により出側板幅が変化し、No. 5スタンドでは入側張力の変更により出側板幅が変化する。従って、スタンド間張力を操作することによって隣接するスタンドの出側板幅が変化し、相互干渉が生じる。一方、AGCなどの圧下操作による板幅の変化は張力による変化に比べて微小であったので省略する。また、実測データの解析より、スタンド出側板幅 w は入側板幅 W 、およびその変動 ΔW が大きく影響することがわかった。また、その影響は圧延材の寸法や材料温度によって異なる。

そこで、出側板幅 w の決定要因を当該スタンドの出側張力の変動 $\Delta\sigma_f$ 、入側張力の変動 $\Delta\sigma_b$ (上流側スタンドの出側張力の変動)、入側板幅値 W および入側板幅変動 ΔW とし、オンライン板幅制御向けに次式に示す線形の板幅モデルを構成した。

$$w_i = \left(\frac{\partial w}{\partial \sigma_f}\right)_i \Delta\sigma_{fi} + \left(\frac{\partial w}{\partial \sigma_b}\right)_i \Delta\sigma_{fi-1} + \left(\frac{\partial w}{\partial W}\right)_i \Delta W_i + C_{ai} \bar{W}_i \quad (4.3.1)$$

ここで、

w_i : No.i スタンド出側板幅

\bar{W}_i : No.i スタンド入側直近におけるトラッキング板幅の時間平均値

ΔW_i : No.i スタンド入側板幅変動 (No. i スタンド入側板幅 (W_i) と上記平均板幅 (\bar{W}_i) との差)

$\Delta\sigma_{fi}$: No.i スタンド前方張力変動の実測値

C_{ai} : No.i スタンドの入側平均板幅から出側平均板幅を求めるための影響係数

$(\partial w / \partial \sigma_f)_i, (\partial w / \partial \sigma_b)_i, (\partial w / \partial W)_i$: No.i スタンドの入側張力、出側張力および入側板

幅変動から出側板幅変動を求めるための影響係数

次に、No. 4およびNo. 5スタンド出側幅計を用いて影響係数 C_{d5} , $(\partial w/\partial W)_5$, $(\partial w/\partial \sigma_b)_5$ および $(\partial w/\partial \sigma_f)_4$ を求める方法を図4.3.3(a)の張力変更と板幅偏差の関係をj用いて説明する。

まず、張力一定制御 ($\Delta\sigma_{fc}=0$) の定常状態において、時々刻々の実測板幅データ $w_4(t)$, $w_5(t)$ の時間平均 $\tilde{w}_4 (= \int_0^{T_c} w_4(t) dt / T_c)$ と \tilde{w}_5 を求める。この比を同一条件(寸法, ミル出側材料温度)のコイルの N_1 件のデータについて求めて平均し、 $C_{d5} = \sum_{k=1}^{N_1} (\tilde{w}_5/\tilde{w}_4)_k / N_1$ によって平均板幅に関する影響係数を得る。

次に、平均板幅を除去した変動データ $w_4(t) - \tilde{w}_4$ を板幅計間の移動時間 T_e だけ移動させ、材料内の同一位置における $w_4(t - T_e) - \tilde{w}_4$ と $w_5(t) - \tilde{w}_5$ の板幅変動の時間平均の比を計算し、 N_2 件のデータから、

$$(\partial w/\partial W)_5 = \sum_{k=1}^{N_2} \left(\frac{\int |w_5(t) - \tilde{w}_5| dt}{\int |w_4(t - T_e) - \tilde{w}_4| dt} \right)_k / N_2 \quad (4.3.2)$$

によって板幅変動に関する影響係数を求める。

また、No. 4スタンド出側張力を $\Delta\sigma_{fc4}$ だけステップ状に変化させる。そのときのNo. 4スタンド出側板幅の定常偏差の実測値 $\Delta\tilde{w}_4$ と $\Delta\sigma_{fc4}$ の時間平均の比を計算し、 N_3 件のデータについて $(\partial w/\partial \sigma_f)_4 = \sum_{k=1}^{N_3} (\int \Delta\tilde{w}_4 dt / \int \Delta\sigma_{fc4} dt)_k / N_3$ を求めて、No. 4スタンドの出側張力に関する影響係数を得る。

さらに、No. 5スタンドの入側張力に関する影響係数については入側板幅が $\Delta\sigma_{fc4}$ によって $\Delta\tilde{w}_4$ だけ変化することを考慮し、No. 5スタンド出側板幅の定常偏差の実測値 $\Delta\tilde{w}_5$ を用いて下式で求める。

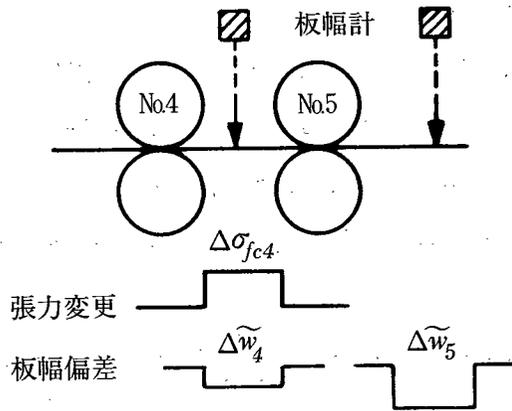
$$(\partial w/\partial \sigma_b)_5 = \sum_{k=1}^{N_4} \left(\frac{\int (\Delta\tilde{w}_5 - C_{d5} \cdot \Delta\tilde{w}_4) dt}{\int \Delta\sigma_{fc4} dt} \right)_k / N_4 \quad (4.3.3)$$

No. 1スタンドの入側板幅として粗ミル出側の幅計データを用いることにすると、入り出側の両方に幅計のあるスタンド (No. 1, 5, 6, 7スタンド) では、板幅モデル式の演算に必要なすべての影響係数を求めることができる。また、No. 2, 3, 4スタンドについては、幅計をNo. 2, 3スタンド出側に一時的に移設し、上記の方法を用いて影響係数を求めた。

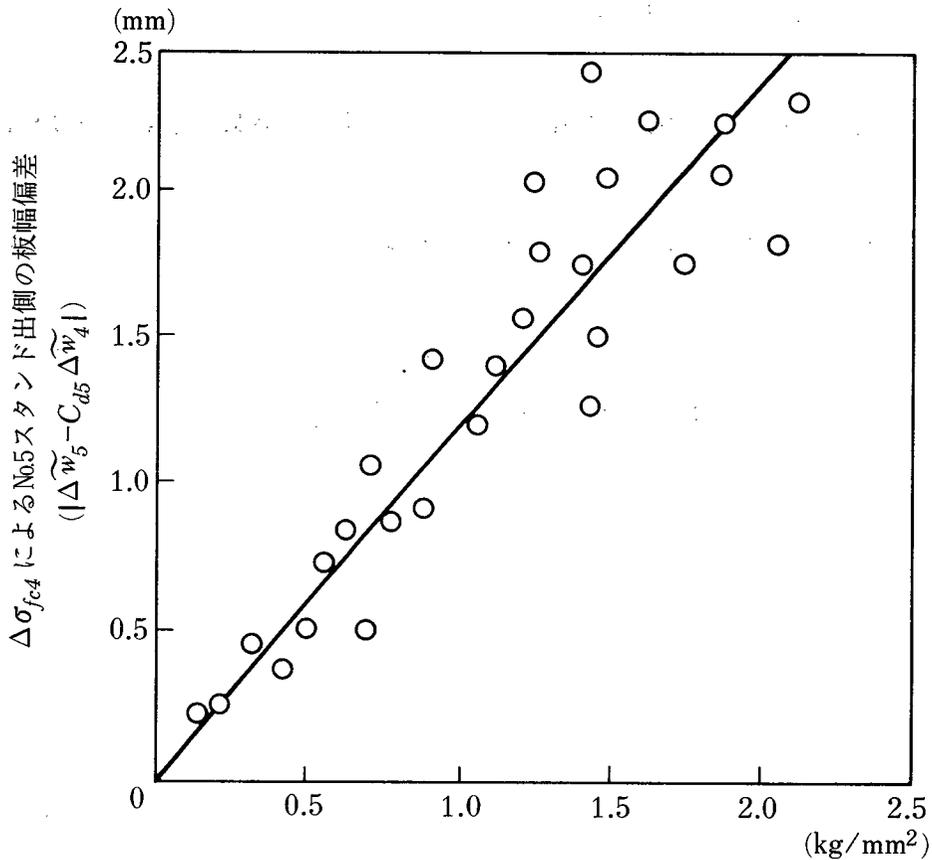
図4.3.3(b)に、No. 5スタンドの出側張力に関する影響係数を求めるためのデータ例として、(4.3.3)式の $\Delta\sigma_{fc4}$ と $|\Delta\tilde{w}_5 - C_{d5} \cdot \Delta\tilde{w}_4|$ の関係を示す。また、図4.3.3に示した方法と条件でNo. 5スタンドの影響係数を求めた例を以下にまとめて示す。

$C_{d5} = 1.0008$, $(\partial w/\partial W)_5 = 1.05$, $(\partial w/\partial \sigma_b)_5 = -0.70$ [mm/kg/mm²],

$(\partial w/\partial \sigma_f)_5 = -0.42$ [mm/kg/mm²]



(a)張力変更と板幅偏差の関係



No.5スタンド後方張力の変更量 ($\Delta\sigma_{fc4}$)

圧延条件

- タンデムミル出側板幅 : 900 ~ 1100 mm
- タンデムミル出側板厚 : 2.0 ~ 3.0 mm
- タンデムミル出側温度 : 850 ~ 870 °C

(b)No.5スタンドにおける後方張力と出側板幅偏差の関係

図4.3.3 張力変更と板幅偏差の関係および影響係数を求めるためのデータ例

(2) 板幅制御アルゴリズム

前項で構築した板幅モデルによって求めたスタンド出側の板幅を基に、各スタンド間張力目標値修正量 $\Delta\sigma_{fc}$ を決定するアルゴリズムについて述べる。

No. i スタンドにおいて、出側張力の目標値修正 $\Delta\sigma_{fc}$ と、入側張力の目標値修正 $\Delta\sigma_{fc-1}$ を行った時の出側板幅変動（制御残差） Δw_{Ci} は、(4.3.1)式の板幅モデルより次式で与えられる。

$$\Delta w_{Ci} = \left(\frac{\partial w}{\partial \sigma_f}\right)_i (1 - e^{-t/T_i}) \Delta\sigma_{fc} + \left(\frac{\partial w}{\partial \sigma_b}\right)_i (1 - e^{-t/T_{i-1}}) \Delta\sigma_{fc-1} + \Delta w_{Di} \quad (4.3.4)$$

ここで、無制御時のNo. i スタンド出側板幅変動の計算値 Δw_{Di} は、下式で与えられる。

$$\Delta w_{Di} = \left(\frac{\partial w}{\partial W}\right)_i \Delta W_i + C_{di} \bar{W}_i - w_{oi} \quad (4.3.5)$$

ただし、 w_{oi} : No. i スタンド出側目標板幅、 T_i : No. i スタンドの張力制御系の動特性を一次遅れで近似したときの時定数

特定のスタンドのみで板幅制御を行なうと張力制御量はそのスタンドで過大となることから、ミルの張力バランスがくずれることがある。そこで、安定な圧延状態を維持しつつ板幅制御を行なうために、全スタンドで出側板幅と張力分散を最適に制御する方法を開発した。すなわち、張力の分散を考慮した下記の評価関数に基づき、最適制御系を構築した。

$$J_W = \int_0^{\tau_w} \{ (w_D + A_W \sigma_{fc})^T G_R (w_D + A_W \sigma_{fc}) + \sigma_{fc}^T G_S \sigma_{fc} \} dt \quad (4.3.6)$$

ここで、 w_D は板幅変動で構成されるベクトルである。また、 τ_w は予測積分時間¹⁷⁾を示し、 $0 \sim \tau_w$ の間では板幅変動や張力目標値の修正量は一定としている。 σ_{fc} は張力目標値修正量で構成されるベクトルで、それぞれ下式で定義される。

$$w_D = (\Delta w_{D1}, \dots, \Delta w_{D7})^T \quad (4.3.7)$$

$$\sigma_{fc} = (\Delta\sigma_{fc1}, \dots, \Delta\sigma_{fc6})^T \quad (4.3.8)$$

なお、 A_w は影響係数、張力制御系の時定数 T_i を要素とする関数行列で、次式に示される。

とし、板幅制御系を微分方程式で記述すると次式となる。ただし、ここでは外乱(Δw_D)を無視している。

$$\begin{aligned}
 \dot{\Delta w}_{c1} &= -\frac{1}{T}\Delta w_{c1} + \frac{(\partial w / \partial \sigma_f)_1}{T} \Delta \sigma_{fc1} \\
 \dot{\Delta w}_{c2} &= -\frac{1}{T}\Delta w_{c2} + \frac{(\partial w / \partial \sigma_f)_2}{T} \Delta \sigma_{fc2} + \frac{(\partial w / \partial \sigma_b)_2}{T} \Delta \sigma_{fc1} \\
 &\dots\dots\dots \\
 \dot{\Delta w}_{c6} &= -\frac{1}{T}\Delta w_{c6} + \frac{(\partial w / \partial \sigma_f)_6}{T} \Delta \sigma_{fc6} + \frac{(\partial w / \partial \sigma_b)_6}{T} \Delta \sigma_{fc5} \\
 \dot{\Delta w}_{c7} &= -\frac{1}{T}\Delta w_{c7} + \frac{(\partial w / \partial \sigma_b)_7}{T} \Delta \sigma_{fc6}
 \end{aligned}
 \tag{4.3.13}$$

状態ベクトルを $w = (\Delta w_{c1}, \Delta w_{c2}, \dots, \Delta w_{c7})^T$ で定義し、状態方程式を構成すると下式となる。

$$\dot{w} = \tilde{A} w + B_w \sigma_{fc}
 \tag{4.3.14}$$

ただし、

$$\tilde{A} = -\frac{1}{T} I_7
 \tag{4.3.15}$$

$$B_w = \begin{bmatrix} \frac{(\partial w / \partial \sigma_f)_1}{T} & & & & & & \\ \frac{(\partial w / \partial \sigma_b)_2}{T} & \frac{(\partial w / \partial \sigma_f)_2}{T} & & & & & 0 \\ & & \dots\dots & & & & \\ 0 & & & \frac{(\partial w / \partial \sigma_b)_6}{T} & \frac{(\partial w / \partial \sigma_f)_6}{T} & & \\ & & & & \frac{(\partial w / \partial \sigma_b)_7}{T} & & \end{bmatrix}
 \tag{4.3.16}$$

ここで、以下の評価規範 I_w を最小にする張力目標値修正ベクトル $\hat{\sigma}_{fc}$ を求めることを考えると、この問題は最適レギュレータ問題に帰着する。

$$I_w = \int_0^{\infty} (w^T Q_d w + \sigma_{fc}^T R_d \sigma_{fc}) dt \quad (4.3.17)$$

ただし、 Q_d, R_d は重み行列を表す。

従って、 $\hat{\sigma}_{fc}$ は、

$$\hat{\sigma}_{fc} = -R_d^{-1} B_w^T P_d w \quad (4.3.18)$$

で求めることができ、 P_d は以下のリカッチ方程式の解行列である¹⁸⁾。

$$P_d \tilde{A} + \tilde{A}^T P_d - P_d B_w R_d^{-1} B_w^T P_d + Q_d = 0 \quad (4.3.19)$$

本節で述べた多変数板幅制御系は、上記で定式化した最適レギュレータにおいて、重み行列 Q_d, R_d の要素を特別な形に設定したシステムと等価であることが証明される。したがって、本研究の多変数制御方法は、「閉ループ系がつねに漸近安定であり、低感度特性である。」といった多入力系の最適レギュレータの重み行列の選び方によらない特徴を有している¹⁹⁾。この等価性に関する詳細な証明については、本章末の付録で示す。

4.3.5 制御係数行列の高速演算

熱延プロセスでは、寸法、仕上げ材料温度が異なる圧延材を順次圧延していくことから、圧延材ごとに最適制御のための係数行列を求める必要がある。また、圧延ピッチ時間が短いことから、この係数行列をできるだけ短時間で計算しなければならない。

最適制御としては最適レギュレータの適用が有効であるが、(4.3.18)式の制御係数行列を求めるために(4.3.19)式のリカッチ方程式を解かなければならない。この方程式は非線形であり、一般にその求解には収束演算が必要である。最適レギュレータはこの演算処理に時間がかかるために、熱延プロセスの高速のオンライン制御には不向きである。

一方、本稿の多変数制御方法の特徴は、最適レギュレータとの等価性を保有していることと、制御係数行列 Y_w ((4.3.12)式)が逆行列の計算などで構成されており、収束計算を必要としないことである。

そこで、逆行列や積分演算などに数式処理を適用することで(4.3.12)式の Y_w を既知変数による演算式に書き下すことができ、制御係数行列を短時間で求めることができる。

この結果、本制御システムによって最適レギュレータと同等の板幅制御特性を実機のオンライン制御で実現できる。

4.3.6 シミュレーションによる考察

7スタンドで構成された熱延タンデムミルを想定し、板幅制御システムの効果について考察した。ここでは、重み行列の影響とその設定値の選定に関する考察、および最適レギュレータを用いた場合との比較検討を行った。

まず、シミュレーションの方法を以下に述べる。

- ①制御対象として、熱延タンデムミルの板幅制御シミュレーションモデルを用いる。本モデルでは各スタンド出側板幅を(4.3.1)式を基に計算してスタンド間を圧延速度に同期してトラッキングし、次スタンド入側板幅の計算値を求めている。
- ②(4.3.11)式で張力目標値修正ベクトル σ_{fc} を求め、その値を基に張力変動 $\Delta\sigma_f$ を演算する。そのとき、張力制御系の動特性を(4.3.4)式に示した一次遅れで近似する。
- ③スタンド入側に正弦波、あるいはステップ外乱(タンデムミル入側板幅偏差)を印加したときの制御結果についてシミュレーションを行う。

なお、本最適制御アルゴリズムでは(4.3.4)式において操作量 $\Delta\sigma_{fc}$ をステップとしている。したがって、(4.3.6)式に示した評価関数において $0 \sim \tau_w$ の間で $\Delta\sigma_{fc}$ や板幅変動(外乱) Δw_{Di} が一定となる。そこで、予測積分時間 τ_w を大きくすると、この問題は静的な最適化問題に帰着する。シミュレーションでは、制御周期をスキッド外乱の周期(10s)と張力制御系の時定数 T_i (500ms) より十分小さな値として、100ms とした。また、 τ_w については 500ms とすることで動的な最適性について考慮した。影響係数などのシミュレーションの条件を表4.3.1に示す。また、シミュレーション結果の図では、No. 1, 4スタンドおよびミル出側の板幅変動値 Δw と No. 1-2, No. 3-4, No. 6-7スタンド間の張力目標値修正量 $\Delta\sigma_{fc}$ を示している。

正弦波の板幅外乱を用いて、重み行列の設定について検討した結果を図4.3.4、図4.3.5に示し、以下に考察を述べる。

- (1) 板幅変動に関する重み行列 G_R の設定について考察する。まず、張力目標値修正量 $\Delta\sigma_{fc}$ に関する重み行列 G_S を単位行列に固定しておき、 G_R を設定した。この結果、下流側の重みを上流側に比べて大きくし、下流の板幅偏差を強調することでミル出側の板幅変動を小さく制御できるが、大きくし過ぎると上流側の張力変動が大きくなることがわかった。そこで、 G_R については張力変動をなるべく抑え、ミル出側の板幅変動 Δw_7 を最小にする値を見いだした。その結果を表4.3.1に、また、シミュレーション結果を図4.3.4示す。本図から、この重み設定ではミル出側板幅は十分制御されるが、張力変動をみると上流側の修正に大きく依存していることも同時に確認される。

表4.3.1 板幅制御シュミレーションの条件

図番	図4.3.4		図4.3.5 図4.3.6(a)		図4.3.6(b)	
重み行列	G_R	.7,.8,.8,1,1,1,1	G_R	.7,.8,.8,1,1,1,1	Q_d	.5,.7,1,1,1,1,1
	G_S	1,1,1,1,1,1	G_S	5,3,2,1,1,1	R_d	8,8,5,1,1,1
圧延の条件	目標板幅：969.0 mm 目標板厚：1.89 mm No. 7 スタンドの圧延速度：11.0 m/sec					
影響係数	$C_{di} = 1.001$ $(\partial w / \partial W)_i = 1.01$ $(i = 1, 2, \dots, 7)$ $(\partial w / \partial w_{\sigma_b})_i = -0.80$ ($i = 2, 3, 4$) -0.70 ($i = 5, 6, 7$) mm/kg/mm ² $(\partial w / \partial w_{\sigma_f})_i = -0.50$ ($i = 1, 2, 3, 4$) -0.40 ($i = 5, 6$) mm/kg/mm ²					
制御の条件	制御周期 : 100 ms $T_i = 500$ ms ($i = 1, 2, \dots, 6$) $\tau_w = 500$ ms 板幅外乱の周期 : 10 s 板幅外乱の振幅 (No. 1 スタンド) : 2.0 mm					

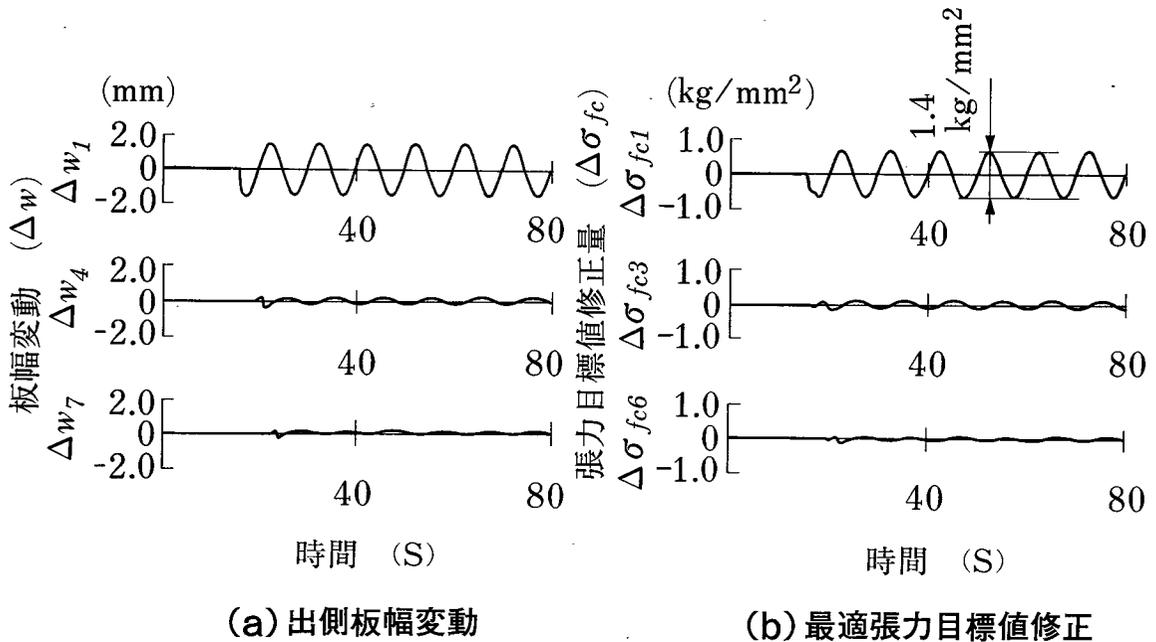
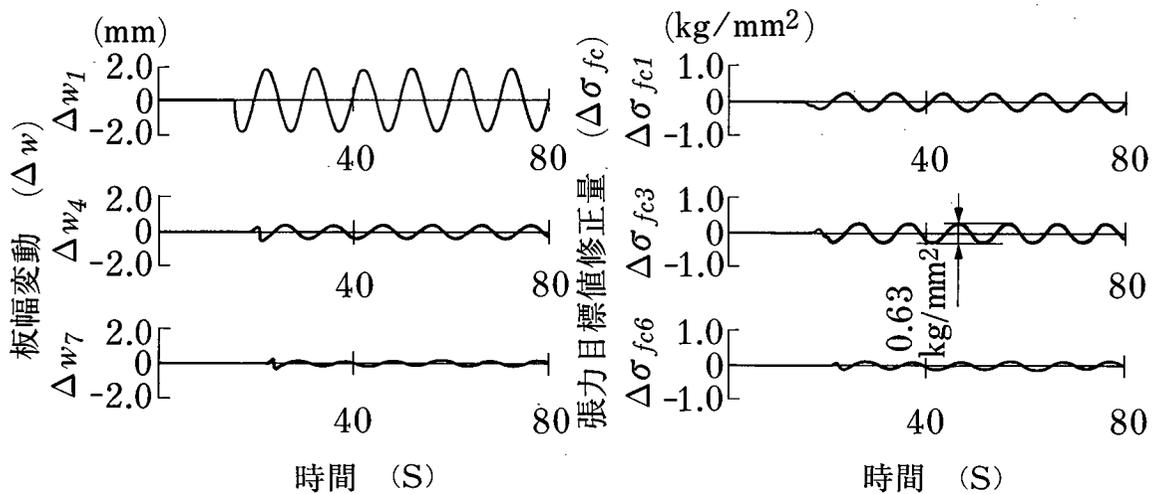


図4.3.4 多変数板幅制御シュミレーションの結果 ($G_s=I_6$)

(2) 次に、 G_s の設定について考察する。 G_R については上記で得られた対角行列で固定しておき、 G_s については、各スタンドの張力目標値修正量を $\pm 0.5\text{kg/mm}^2$ 以内で均一に変動するようにミル全体に分散させ、板幅を最適に制御する重みについて検討した。重み行列の設定値を表4.3.1に示し、シミュレーション結果を図4.3.5に示す。ここでは、上流側スタンドの重みを大きくすることによって上流側の張力変動を抑制し、上記の張力に関する仕様を満たした。また、図4.3.4と比較するとNo.4スタンド出側で板幅変動がやや大きくなるものの、ミル出側板幅では十分な制御精度があることが確認される。従って、本研究の多変数板幅制御はスタンド間の張力バランスを維持するとともに、最適な板幅制御精度を達成できる。



(a) 出側板幅変動

(b) 最適張力目標値修正

図4.3.5 多変数板幅制御シミュレーションの結果

$$(G_s = \text{diag}(5, 3, 2, 1, 1, 1))$$

(3) 本稿の多変数板幅制御と第4章3.4項で展開した最適レギュレータによる板幅制御について、両者の制御能力をシミュレーションによって比較した。シミュレーションは図4.3.5と同様の条件で行い、重み行列 Q_d, R_d については、一般によく用いられる方法として、対角行列で設定した。重み行列の各要素の決定については、スタンド間張力のバランスを考慮してミル出側板幅変動が最小になるように決定した。具体的な Q_d, R_d の設定値を表4.3.1に示す。また、リカッチ方程式((4.3.19)式)の解行列 P_d は収束をとまなう数値計算により求めた。両制御方法によるミル出側の板幅変動を比較した結果を図4.3.6に示す。この結果、板幅制御精度において同等の能力があることが確認できた。

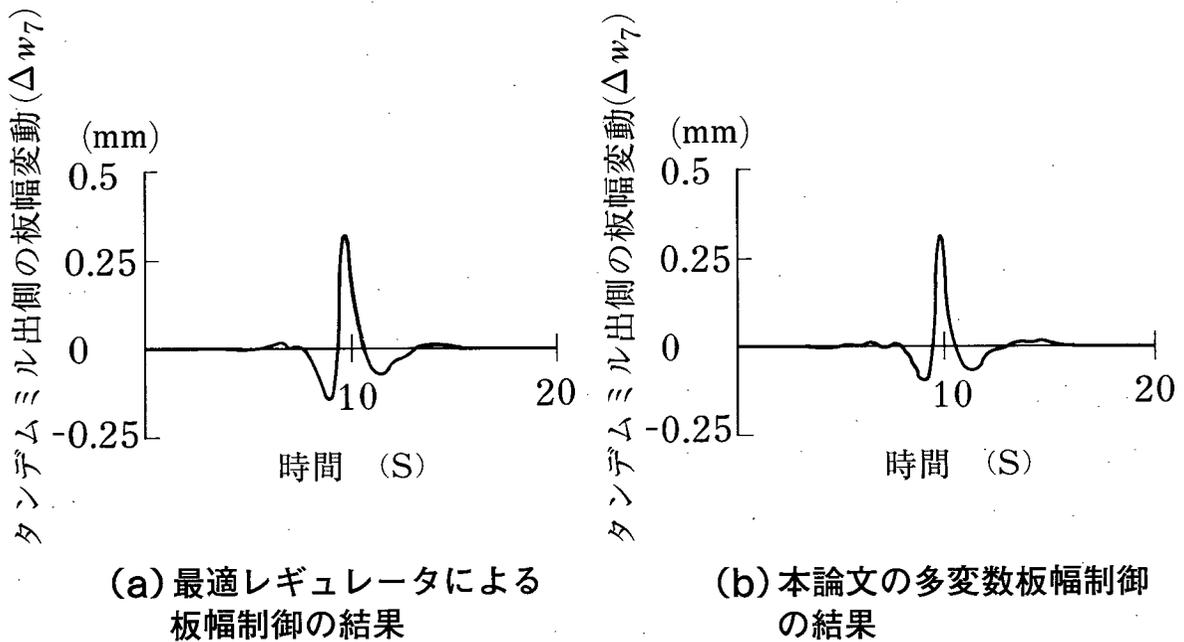


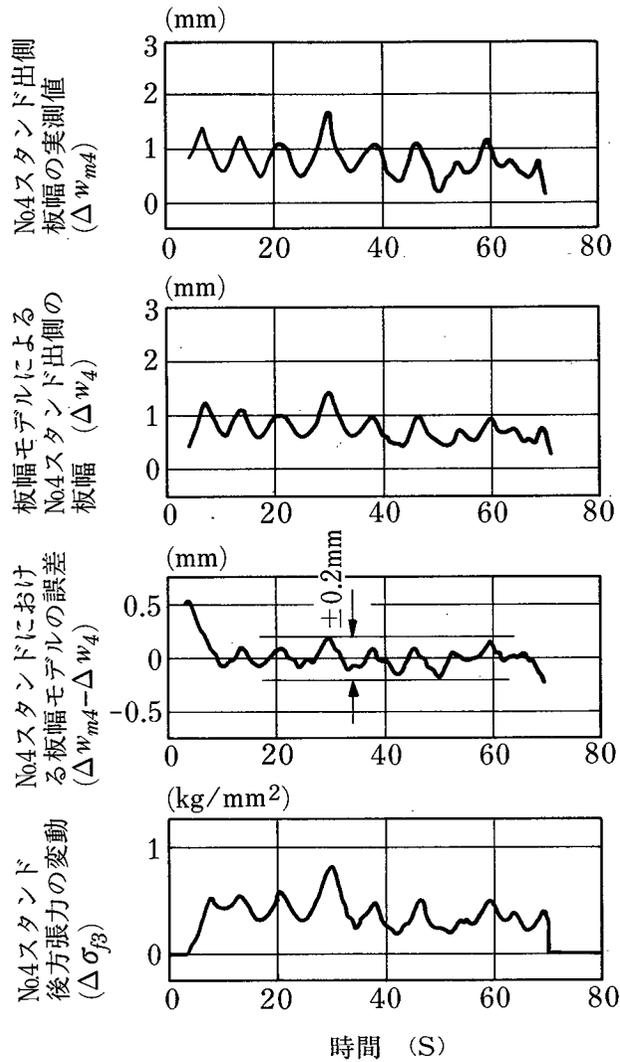
図4.3.6 最適レギュレータによる板幅制御と本論文の多変数板幅制御の効果の比較

4.3.7 実機適用結果と考察

熱延タンデムミルに適用した結果を以下に述べる。本研究の板幅制御システムは、図4.3.1に示すようにプロセスコンピュータと板幅制御用および張力制御用PLC（プログラマブルロジックコントローラ）で実現される。(4.3.12)式の係数行列 Y_w については、あらかじめ数式処理によって求めた演算式をプロセスコンピュータ内にもち、本式によって各コイルごとに制御係数行列を計算する。計算された係数値は板幅制御用PLCに伝送され、(4.3.11)式によって張力目標値修正量を計算する。ここで、制御周期は100msであり、張力制御系の時定数 T_i と予測積分時間 τ_w を500msとしている。次に、この張力目標値修正量は張力制御用PLCに送られる。また、スタンド間ループでは動的補償器によって張力とループ高さが非干渉化されている²⁰⁾。

スタンド間幅計は熱延鋼板の赤熱光を利用して板端部をCCDカメラで検出する方式²¹⁾を用いており、No.1, 4, 5, 6スタンド出側に設置されている。ここで、No.1スタンドについては板幅モデルによってスタンド出側（No.1スタンド直下）の板幅を計算することができない。事前に、No.1スタンド出側（No.1スタンド直下）幅を用いた場合とNo.1スタンド出側（No.1-2間）幅計データをNo.1スタンド出側（直下）幅として代用した場合について、図4.3.5と同一条件で板幅制御シミュレーションを行って比較した。その結果、ほぼ同等の制御効果があり、No.1スタンドと出側板幅計間の移送遅れに起因する板幅の誤差については問題がなかった。そこで、実機の制御系ではNo.1スタンド出側板幅データとして、No.1スタンド出側幅計の実測値を代用している。また、板幅制御の効果は、これらスタンド間板幅計とミル出側板幅計の実測値により把握される。なお、制御開始タイミングはコイル先端部がミル出側板幅計を通過して3秒後とし、制御開始後の急峻な張力変化を防止するために最大変化量を1秒当り 0.2kg/mm^2 以下にするような、いわゆるレート処理を行っている。適用結果の考察を以下に述べる。

- (1) スタンド間板幅計の実測板幅との比較により板幅モデルの検証を行った。ここでは、板幅計算値と実測値の誤差が最大になるNo.4スタンド出側板幅計位置における板幅モデルの誤差について検討した。No.4スタンドにおける板幅の比較例を図4.3.7に示す。ここでは、No.4スタンド出側板幅変動の実測値 Δw_{m4} とNo.1スタンド出側板幅データをもとにトラッキングを行い、各スタンド出側板幅を順次(4.3.1)式の板幅モデルで計算したときのNo.4スタンド出側板幅の目標値からの変動 $\Delta w_4 (=w_4 - w_{04})$ 、およびそれらの差を示している。また、このときのNo.3-4スタンド間張力の変動 $\Delta \sigma_{f3}$ (板幅制御時)を併せて示している。No.4スタンド出側幅計位置での板幅モデル値と実測板幅を比較したときの定常部の誤差（実測板幅－板幅モデル値）は $\pm 0.2\text{mm}$ 以内となり、オンライン



圧延条件 $\left\{ \begin{array}{l} \text{タンデムミル出側板幅: } 1276 \text{ mm} \\ \text{タンデムミル出側板厚: } 2.08 \text{ mm} \\ \text{タンデムミル出側温度: } 855 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right.$

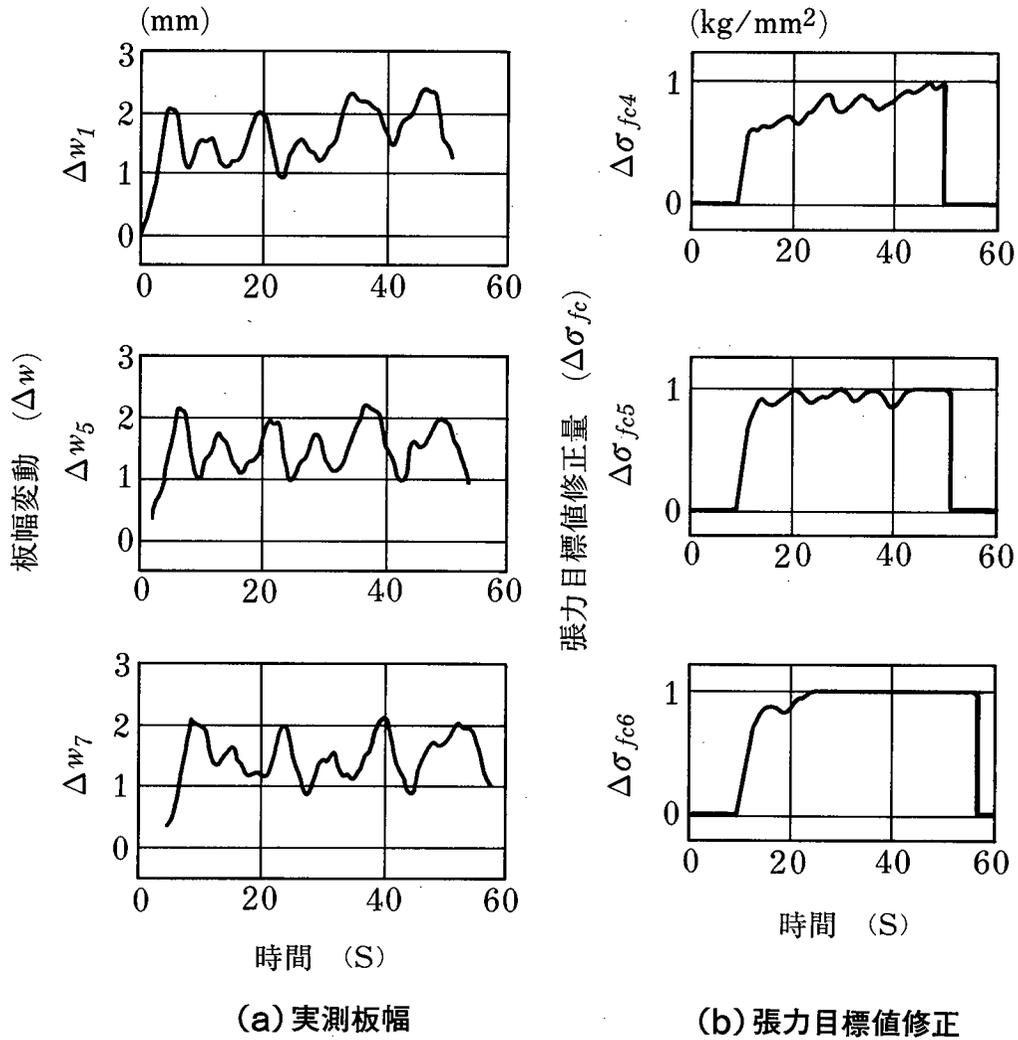
影響係数 $\left\{ \begin{array}{l} C_{d4} = 1.009 \quad (\partial w / \partial W)_4 = 1.05 \\ (\partial w / \partial \sigma_b)_4 = -0.72 \text{ mm/kg/mm}^2 \\ (\partial w / \partial \sigma_f)_4 = -0.46 \text{ mm/kg/mm}^2 \end{array} \right.$

図4.3.7 制御用板幅モデルによる板幅と実測板幅との比較

制御に十分使用できることがわかった。

(2) 従来法として、モニタ板幅制御による制御結果を図4.3.8に示す。実機のモニタ板幅制御は、ミル出側幅計データに基づいてミル下流のスタンド間(No. 4-5, No. 5-6, No. 6-7)張力を修正し、ミル出側板幅を目標値に制御する。本図では、No. 1, 5スタンドおよびミル出側の板幅変動値と下流スタンド間の張力目標値修正量を示している。No. 1スタンド出側板幅の目標値からの変動 $\Delta w_1 (=w_1 - w_{01})$ とNo. 5スタンド、あるいはミル出側を比

較すると板幅偏差のトレンドが除去されていることが認められる。しかし、張力リミット(各スタンド間で $-0.2 \sim 1.0 \text{ kg/mm}^2$)によって張力目標値修正量 $\Delta\sigma_{fc6}$ が飽和することから制御能力に限界があること、また、制御に無駄時間があるために制御ゲインを上げられないことからスキッドマークに対応する高周波の板幅外乱には対応できない。

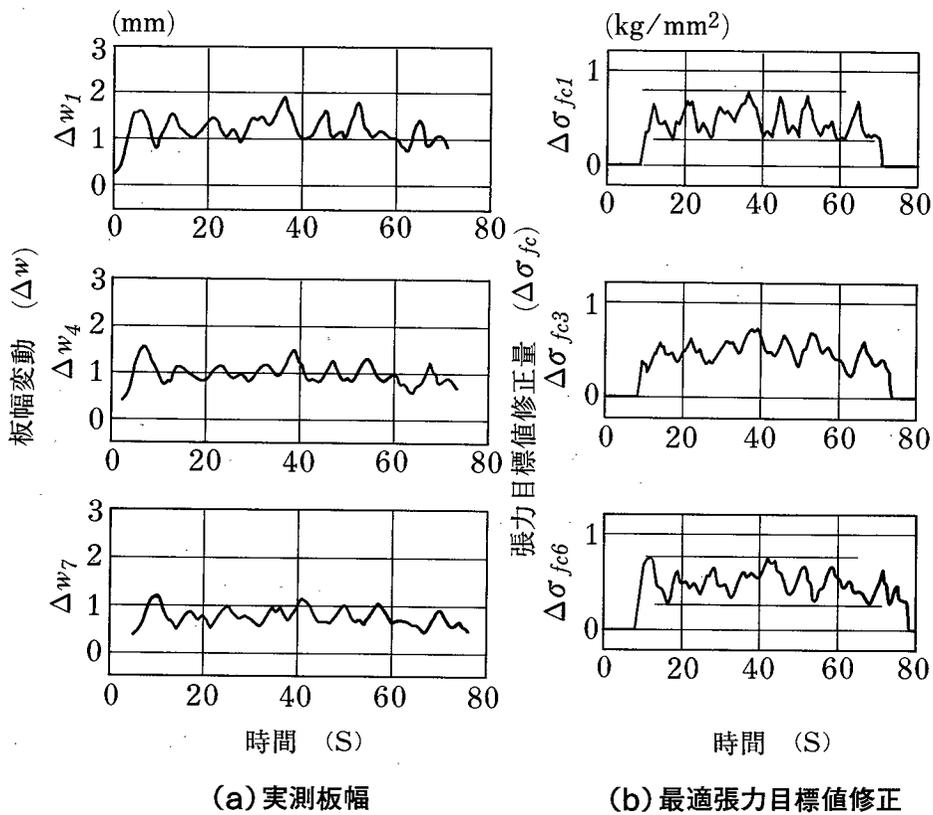


圧延条件 $\left\{ \begin{array}{l} \text{タンデムミル出側板幅: } 1165 \text{ mm} \\ \text{タンデムミル出側板厚: } 2.35 \text{ mm} \\ \text{タンデムミル出側温度: } 872 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right.$

図4.3.8 モニタ板幅制御の実機適用結果

(3) 実機における重み行列の設定とその影響について考察した。テスト結果を図4.3.9に示す。本図では、No. 1, 4およびミル出側板幅の変動 Δw を示すとともに、No. 1-2, No. 3-4, No. 6-7スタンド間の張力目標値修正量 $\Delta\sigma_{fc}$ を示す。重み行列の設定は、シミュレーションと同様の手順で行った。すなわち、 G_R の設定を行い、次に G_S を設定した。 G_R

についてはシミュレーションの結果を基にして下流側の重みを大きく設定し、張力目標値修正量に対する重み G_s については上流側スタンド間(No. 1-2, 2-3, 3-4)張力について大きな重みをつけた。その結果、最適な重み行列として $G_R = \text{diag}(0.5, 0.6; 0.8, 0.8, 1, 1, 1)$ 、 $G_s = \text{diag}(8, 7, 5, 2, 1, 1)$ を得た。図4.3.9から、スキッドマークに対応する比較的高周波の板幅外乱についてみると、No.1スタンド出側板幅変動はNo.4出側では約80%に、ミル出側では65%に減少しており、本制御方法は図4.3.8の従来法と比較して明確な制御効果があることがわかる。また、コイル定常部の板幅変動(目盛り零で示した各スタンドの目標板幅 w_0 からの変動)を平均した板幅変動の平均値も、下流スタンドほど減少している。さらに、張力(目標値修正量)については、比較的均等な変動状態になっている。タンデムミルのように外乱が上流から下流に移動する系では、張力操作量に対する重みを上流側で大きくする方が望ましいことが実機において確認できた。



圧延条件 $\left\{ \begin{array}{l} \text{タンデムミル出側板幅: } 1077 \text{ mm} \\ \text{タンデムミル出側板厚: } 2.35 \text{ mm} \\ \text{タンデムミル出側温度: } 865 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right.$
 重み行列 $G_s = \text{diag}(8, 7, 5, 2, 1, 1)$

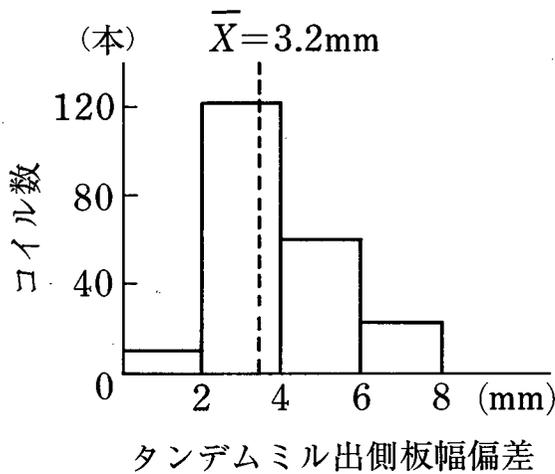
図4.3.9 多変数板幅制御の実機適用結果

(4) 約400コイル分の統計データを用いて本板幅制御システムの効果を把握した。その結果を図4.3.10に示す。ここでは、本板幅制御を用いた場合と従来の出側板幅計を用いたモニタ板幅制御を適用した場合を比較している。本図では、ミル出側の板幅について目標板幅からのコイル定常部の板幅変動データを平均した値を板幅偏差として横軸にとり、板幅偏差の各領域に対応するコイル数を縦軸に示している。さらに、この板幅偏差を全コイルについて平均した値を図中の破線(\bar{X})で示している。本制御によれば、板幅偏差の平均値が従来のモニタ制御に比べて約1mm減少し、板幅偏差が6mmを越えるコイルがなくなった。

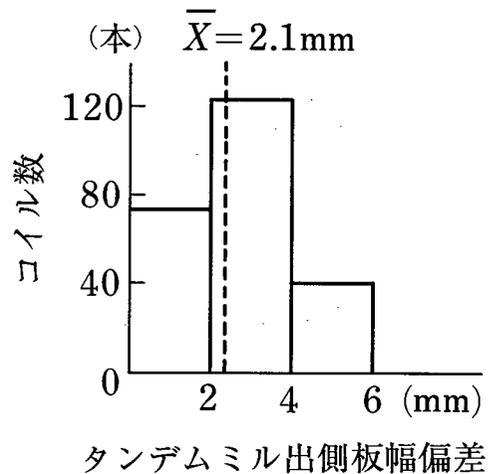
圧延条件

タンデムミル出側板幅：	808 ~ 1590 mm
タンデムミル出側板厚：	2.06 ~ 3.65 mm
タンデムミル出側温度：	843 ~ 894 °C

 \bar{X} ：板幅偏差の平均値



(a) モニタ板幅制御による幅データの統計



(b) 多変数板幅制御による幅データの統計

図4.3.10 統計データによるモニタ板幅制御と多変数板幅制御の効果の比較

4.4 第4章の結言

本章では、熱延タンデムミルにおいて、ファジィ多目的計画法による最適パススケジュールの設計方法と多変数制御手法を用いた板幅制御システムについて述べた。以下では、各研究に対する結果をまとめて示す。

第4章2節のファジィ多目的計画法による最適パススケジュールの設計に関する特徴と結果は、以下の通りである。

- (1) 熱延タンデムミルのパススケジュールの設計では、板厚、材料温度、形状、生産性、生産コストの各目的間に競合関係があることから、多目的計画問題として定式化した。
- (2) 第2章で述べた熱延タンデムミルの数式モデルに基づいて、各目的関数を構成した。特に、温度と形状については材料先端部と後端部の温度差を考慮し、先端部と後端部のそれぞれについて目的関数を設定した。
- (3) ファジィ数理計画法に対話型手法を導入した、ファジィ多目的計画法による最適パススケジュールの設計方法を開発した。ここでは、多目的計画問題を拡張ミニマックス問題として解き、パレート最適解を求めている。また、基準メンバシップ値 $\bar{\mu}_m$ を修正することにより、設計者の主観に基づくあいまい性を考慮した最適パススケジュールを求めることができる。
- (4) 最適パススケジュールを計算するプログラムを開発した。実績データを用いて数値計算を行った結果、以下のことが確認できた。
 - ①板厚、材料温度などの各目的間に競合関係がある。
 - ②対話型手法により、各目的に対するの満足度のばらつきが少ない最適パススケジュールを設計できる。
 - ③実操業のパススケジュールを解析すると、一目的問題の最適解に比べて各目的に対する満足度のばらつきが少ない。設計者はパススケジュールの設計を経験的に多目的計画問題として取り扱っている。

第4章3節の多変数制御による板幅制御の特徴と効果をまとめて述べる。

制御アルゴリズムの特徴は以下の通りである。

- (1) スタンド間板幅計の幅データを基にしたオンライン板幅モデルにより、各スタンド出側板幅を演算する。精度は実測板幅に対して $\pm 0.2\text{mm}$ である。
- (2) スタンド間張力の干渉を考慮した多変数板幅制御である。
- (3) 高速演算処理を可能にするオンライン制御向けの最適制御アルゴリズムである。また、その効果は最適レギュレータと同等である。

制御システムとしての特徴は以下の通りである。

- (1) 各スタンド間張力操作による板幅制御である。下流スタンドのみで板幅を制御する従来法(モニタ板幅制御)に比べて、板幅制御能力が高い。
- (2) 最適制御の重み行列 G_R, G_S の調節により、熱延タンデムミルで重要な張力バランスを考慮できる。また、シミュレーションと実機テストにより、適切な重みパラメータを見いだした。
- (3) 数式処理手法の活用によって最適制御係数を解析的に演算式に書き下し、オンライン化することによって高速演算処理を実現している。

本板幅制御システムの効果としては、熱延タンデムミルに適用して、使用以前に比べてミル出側板幅変動の平均値が 1mm 減少することを確認した。

第4章の参考文献

- 1) 北村, 檜崎: ファジィ多目的計画法による熱延タンデムミルのパススケジュール; 計測自動制御学会論文集に投稿中
- 2) 日本鉄鋼協会編: 鉄鋼便覧 (圧延基礎・鋼板); 丸善, p.386 (1980)
- 3) 日本鉄鋼協会編: 圧延理論とその応用; 誠文堂新光社, pp.435~436 (1969)
- 4) 岡戸, 鈴木: パススケジュールの最適化理論および圧延作業の評価関数; 塑性と加工, 10巻, 106号, pp.808~816 (1969)
- 5) 森田, 小西, 田村, 能勢: 熱間タンデムミルにおける最適パススケジュールの計算方法; 日本鉄鋼協会研究会第64回圧延理論部会資料 (1979)
- 6) 坂和: 非線形システムの最適化; 森北出版, pp.114~159 (1986)
- 7) 坂和: 多目的非線形計画問題に対する対話型ファジィ目標計画法; 電気通信学会論文誌, Vol.J67 - A, No.12, pp.1138~1145 (1984)
- 8) 坂和, 矢野: 多目的非線形計画問題に対する基準領域を用いた対話型ファジィ満足化手法; 電気通信学会論文誌, Vol.J68 - A, No.10, pp.1030~1037 (1985)
- 9) Lasdon, et.al: GRG USER'S GUIDE; Case Western Reserve Univ. Tech. Memo., CIS (1975)
- 10) 北村, 中山, 能勢, 小西, 浅田: 多変数制御による熱延仕上げミルの板幅制御システム; システム制御情報学会論文誌, 4巻, 9号 pp.347~359 (1991)
- 11) M.Nakayama, A.Kitamura, M.Konishi, S.Nakashima and M.Nakai: Development of Automatic Width Control System for Hot Strip Finishing Mills; Third International Conference on Technology of Plasticity, Advanced Technology of Plasticity, Vol.2, pp.791~796 (1990)
- 12) 中田, 北村, 内藤: 圧延機の板厚制御; システムと制御, 27巻, 4号, pp.250~259 (1983)
- 13) 小林, 中西, 山田, 本城, 石井, 天野: 自動幅制御装置特性の検討; 塑性加工春季講演会論文集, pp.33~36 (1982)
- 14) 山本, 斉藤, 徳重, 井端, 岸本, 沢江: 熱延粗ミルの自動板幅制御; 神戸製鋼技報, 36巻, 3号, pp.30~34 (1986)
- 15) Y.Kotera and F.Watanabe: Multivariable Control of Hot Strip Mill Looper; IFAC Control Science and Technology, 8th Triennial World Congress, Vol.18, pp.25~30 (1981)
- 16) 芝原, 河野, 美坂, 布川: 熱延粗ロール列における自動板幅制御; 塑性と加工, 25巻, 277号,

pp.115~122 (1984)

- 17) 諸岡, 齊藤: タンデム圧延機の予測最小自乗偏差板厚, 張力制御; 電学論 c, 107 巻, 3 号, pp.276~283 (1987)
- 18) 有本: 線形システム理論, 産業図書, pp.141~157 (1974)
- 19) 木村, 藤井: 多変数制御の理論と応用 - II; システムと制御, 22 巻, 6 号, pp.340~349 (1978)
- 20) 平田, 堤, 中島: 熱延仕上げミルの新制御システムと制御効果; 日本鉄鋼協会第 114 回講演大会, 73 巻, 12 号, S1106, p.370 (1987)
- 21) 中井, 吉井, 中田, 高橋: 赤熱鋼板用光学的幅計の開発; 鉄と鋼, 70 年, 9 号, pp. 1066~1070 (1984)

第4章の付録

第4章3節で展開した本研究の板幅制御方法と同章3.4項に示した最適レギュレータによる方法との関係について考察する。

- ①最適レギュレータでは状態フィードバック制御となるが、本システムの場合、状態変数が観測(計算)される板幅変動であることから、(4.3.18)式の w は(4.3.11)式の w_D と等価である。従って、制御の形態は同等である。
- ②(4.3.11)式と(4.3.18)式の係数行列について比較する。

(4.3.9) 式の A_W と (4.3.16) 式の B_W の間には $A_W = B_W E_W = \alpha_d T \cdot B_W$ の関係があることから下式を得る。ここで、 $\alpha_d = (1 - e^{-t/T})$

$$\int_0^{t_v} A_W^T G_R dt = T \int_0^{t_v} \alpha_d dt \cdot B_W^T G_R = \beta_W B_W^T G_R \quad (\text{付4.1})$$

ただし、 $\beta_W = T \int_0^{t_v} \alpha_d dt \quad (> 0)$

したがって、(4.3.11)式に示した張力目標値修正ベクトル σ_{fc} は、下式となる。

$$\sigma_{fc} = - \left\{ \int_0^{t_v} (A_W^T G_R A_W + G_S) dt \right\}^{-1} B_W^T \cdot \beta_W I_7 \cdot G_R w_D \quad (\text{付4.2})$$

次に、(付4.2)式と(4.3.18)式に示した最適レギュレータによる制御入力、

$$\hat{\sigma}_{jc} = -R_d^{-1} B_W^T P_d w \quad (4.3.18)$$

の係数行列を比較して、等価となるように行列 P_d と R_d を設定すると下式となる。

$$P_d = \beta_w G_w \quad (\text{付4.3})$$

$$R_d = \int_0^{t_w} (A_w^T G_w A_w + G_s) dt = \gamma_w B_w^T G_R B_w + \tau_w G_s \quad (\text{付4.4})$$

ただし、 $\gamma_w = T^2 \int_0^{t_w} \alpha_d^2 dt \quad (>0)$

また、上記の関係を考慮して、行列 Q_d を (4.3.19) 式のリカッチ方程式を満たすように設定すると下式となる。

$$Q_d = \beta_w^2 G_R B_w (\gamma_w B_w^T G_R B_w + \tau_w G_s)^{-1} (G_R B_w)^T + \frac{2\beta_w}{T} G_R \quad (\text{付4.5})$$

G_R, G_s は正定値行列である。また、 β_w, γ_w が正であることから、上記の P_d, R_d, Q_d は正定値行列となる。

また、(4.3.14) 式の状態方程式において \tilde{A} が安定な行列であることから、 (\tilde{A}, B_w) は安定化可能であり、 (Q_d, \tilde{A}) は検出可能である。したがって、(4.3.19) 式のリカッチ方程式の解 P_d が唯一であること、閉ループ系 $\dot{w} = (A - B_w R_d^{-1} B_w^T P_d) w$ が安定であることが証明される[†]。よって、本研究の多変数板幅制御系は最適レギュレータと等価となっている。すなわち、重み行列 R_d, Q_d を (付4.4), (付4.5) 式で設定した最適レギュレータに相当している。

[†] W. M. Wonham: On a Matrix Riccati Equation of Stochastic Control; SIAM J. Control, Vol. 6, pp. 681~697 (1968)

第5章 冷延タンデムミルの高精度板厚制御

5.1 緒言

冷間タンデム圧延の特徴は、高精度の板厚、形状制御精度を必要とすることである。なかでも、板厚に対する要求精度は熱延の数分の1であり、薄物材では公差が $10\mu\text{m}$ 以下のものもある。

圧延材に起因する寸法変動の要因としては、熱間圧延のように材料温度の変動を考慮する必要はないが、入側板厚変動とともに材料硬度変動がその要因となっている。また、圧延機自体に起因する板厚変動の大きな要因としてロール偏心がある。ロール偏心は $5\sim 10\mu\text{m}$ 程度に達する場合があります、薄物材の板厚制御に対して大きな外乱となっている。

板厚制御の操作量としては、圧下操作と張力目標値修正がある。張力目標値修正については、熱延タンデムミルでは板幅制御に有効であったが、冷間圧延では板幅に対する制御効果が小さい。一方、板厚制御に関しては公差が小さいことから、圧下操作と組み合わせることで有効な制御手段となっている。

本章では、冷延タンデムミルの高精度板厚制御技術として、分散型多変数板厚制御技術とロール偏心制御システムについて述べる。第5.2節では、タンデム圧延の干渉を静的な干渉と動的な干渉に分けて考慮することを特徴とし、材料硬度変動を考慮した、圧下操作と張力目標値修正による多変数板厚制御について述べる。第5.3節では、逐次推定法によるロール偏心制御システムについて述べる。本システムは、圧延機の全ロールの偏心量と位相角を単一のモデルで記述し、各パラメータを逐次推定法により、効率的かつ短時間に推定することを特徴としている。各節では、制御や推定方法とともにシミュレーション結果と実機適用結果を示し、考察を行う。

5.2 分散型多変数板厚制御システム¹⁾

5.2.1 開発の背景と目的

冷延タンデムミルは、スタンド間張力によって各スタンドがつながっていることと、各スタンドで圧下とロール速度の両制御系を操作することによって板厚と張力が変化することから、いわゆる相互干渉が存在する。すなわち、タンデムミルは大規模な干渉系と見ることができる。

そこで、この干渉を考慮した板厚制御システムとして、非干渉制御や最適制御を適用する方法が提案されてきた^{2)~5)}。例えば、参考文献 2) では主モータと圧下系の動特性が等しいと仮定して、定常状態の圧延特性モデルを基に静的な非干渉化を行い、その上で各スタンドの板厚および張力制御系を設計する方法である。この制御系では圧下および張力制御系間の動的な干渉を考慮していない。また、単一の制御系で静的な非干渉化を行うことから制御器の次数が高くなるという問題がある。また、参考文献 4) では圧延現象を多入力多出力システムと考え、最適レギュレータを用いた制御系を構成している。この方法では、大規模干渉系を単一システムとして制御系を構成することから最適制御は達成できるが、タンデムミルでは状態変数の数やシステムの次数が多くて複雑になり、実機化時の調整やシステムのメンテナンスに問題が残されている。

これらの問題を解決するために、本研究ではロール速度による張力制御とゲージメータ AGC による板厚制御を前提として、干渉をスタンド間張力による静的な干渉と各スタンドごとのゲージメータ AGC 系と張力制御系の動的な干渉に区別して考慮することによって、低次元の制御系で、かつ各スタンドで圧下と張力による板厚制御量を任意に調整できる分散型の板厚制御システムを開発した。本節では本システムの設計思想と制御アルゴリズムを詳述するとともに、冷延タンデムミルにおける実機適用結果について述べる。

5.2.2 制御システムの構成と特徴

ロール速度による張力一定制御^{6),7)} とゲージメータ AGC を前提とすると、タンデムミルには静的な干渉と動的な干渉の影響があると考えられる。ここで、これらの干渉を次のように定義しておく。

静的な干渉とは、スタンド間張力の目標値を変更することによって隣接するスタンド出側に板厚偏差（定常偏差）が発生することを意味する。また、動的な干渉とは各スタンドにおけるゲージメータ AGC 系と張力制御系との間の動的な相互干渉のことであり、この干渉によって各制御系の応答性が劣化する。

ロール速度による張力一定制御を前提としているので、圧下操作を行っても張力の定常偏差は発生しない。従って、圧下操作による静的な干渉はない。また、圧下操作による板厚制御とは、後述する板厚・張力制御サブシステムの前置補償器を経てゲージメータ AGC の制御入力を操作し、板厚を制御することである。

本研究で開発した分散型板厚制御技術では、タンデムミルにおける干渉を静的な干渉と動的な干渉に分けて考慮することを基本とし、制御機能を次に述べる全スタンド AGC と各スタンドの板厚・張力制御サブシステムに分散させることによって、制御系の簡略化と低

次元化を図った。図5.2.1に板厚制御系のブロック図を示し、図5.2.2に制御システムの構成図を示す。これらの図を用いて本板厚制御系の特徴を述べる。

- (1) 全スタンドAGCでは、各スタンド出側板厚変動 Δh_{mi} や材料硬度変動 ΔQ_i (塑性係数 Q の変化) を入力とし、上記の静的な干渉によって生じる板厚偏差をタンデムミル全体で評価して、最適な張力目標値修正ベクトル Δu_σ と圧下操作ベクトル Δu_s を多変数制御により決定する。本AGCでは、圧下操作に静的な干渉がないことを利用して、最適制御系の低次元化を図っている。また、本AGCでは、板厚と荷重(平坦度)をバランスよく制御するために、板厚偏差配分率を設定することによって各スタンドで圧下操作量と張力目標値修正量を任意に調整できるシステムとした。
- (2) 各スタンドのゲージメータAGC系と張力制御系では、全スタンドAGCの制御出力に対して適切な応答性を得る必要がある。しかし、この間には動的な干渉がある。そこで、板厚・張力制御サブシステムでは、動的な干渉を考慮して圧下と張力制御系の非干渉化と張力による板厚制御系を新たに設計するにより、動特性を改善している。本システムは、前置補償器と張力制御用のメインコントローラからなる動的補償器と、ゲージメータAGC系、および張力発生系で構成されている。また、ベクトル Δu_σ の要素 $\Delta \sigma_{fi-1}$ とベクトル Δu_s の要素 ΔS_{ri} を入力とし、 Δh_i と $\Delta \sigma_{fi}$ を出力とする多変数制御系とみることができる。

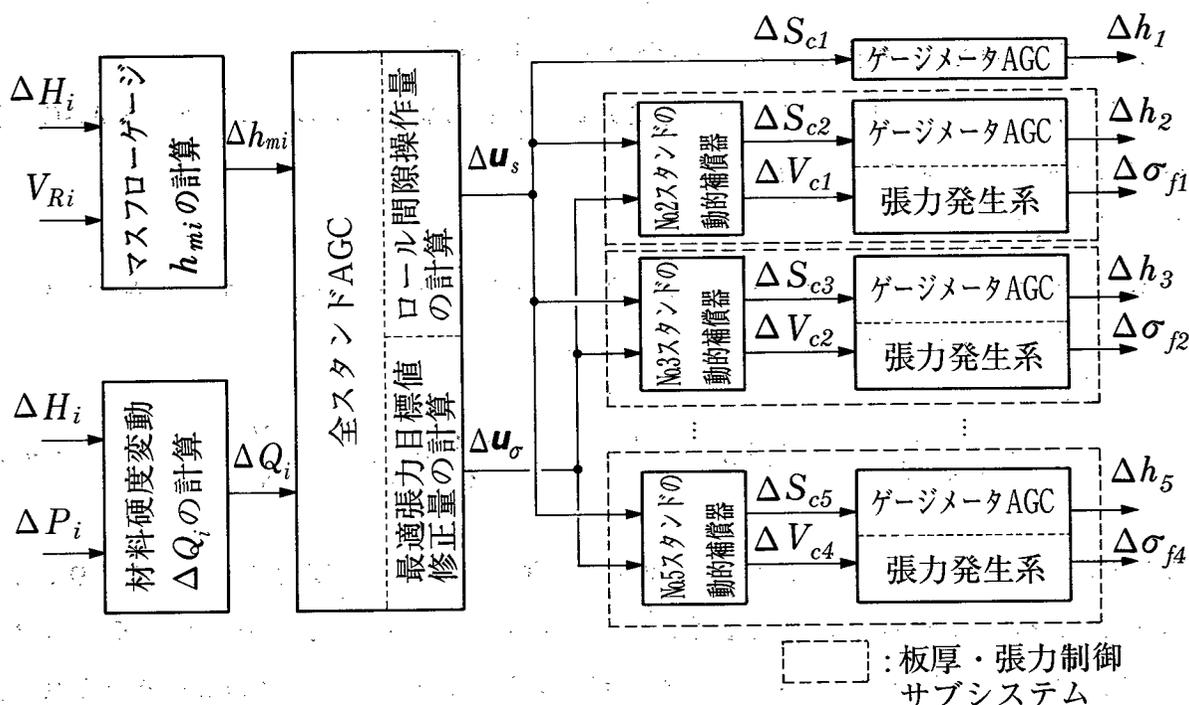


図5.2.1 分散型板厚制御システムのブロック線図

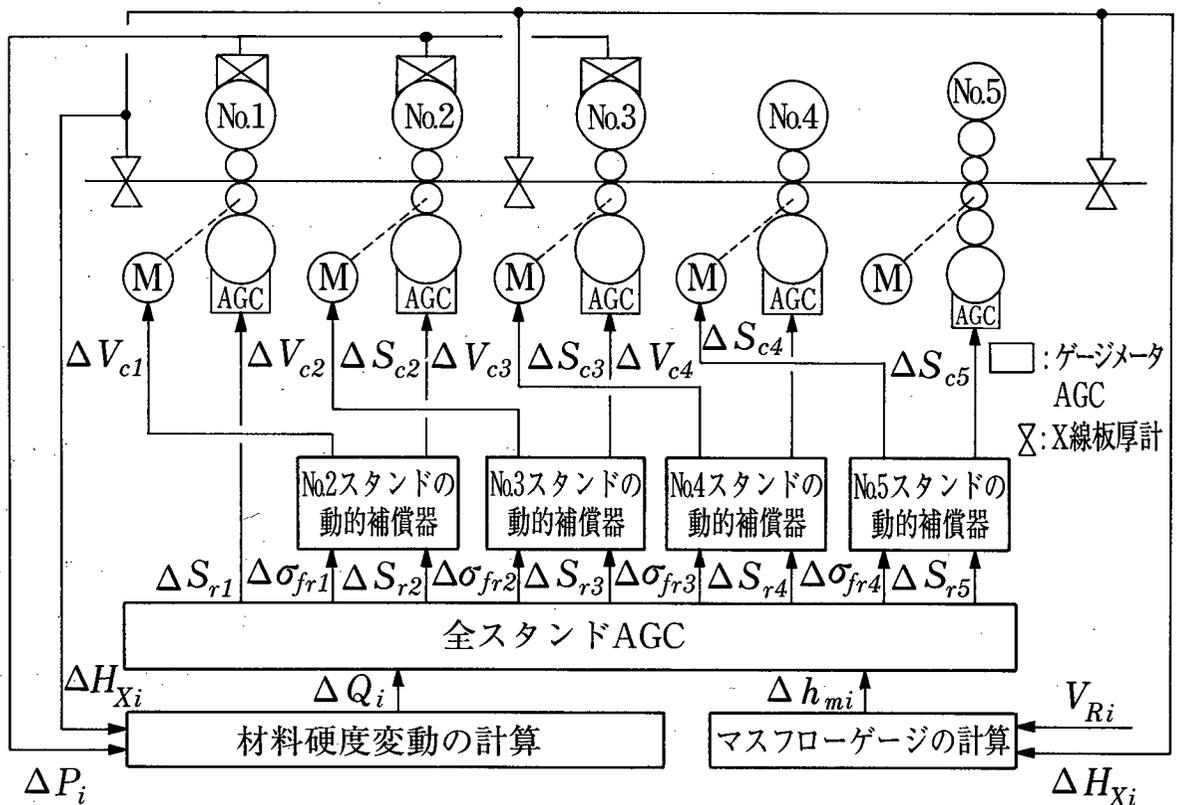


図 5.2.2 分散型板厚制御システムの構成

5.2.3 定常偏差を補償するための全スタンドAGC

本項では、各スタンド出側の板厚偏差を求めるための板厚モデルと全スタンドAGCの板厚制御アルゴリズムについて述べる。

(1) 板厚モデル

本制御システムはロール速度操作による張力一定制御が前提となっており、No.i スタンド出側の板厚は静的には下式でモデル化できる。

$$\Delta h_i = \left(\frac{\partial h}{\partial H}\right)_i \Delta H_i + \left(\frac{\partial h}{\partial Q}\right)_i \Delta Q_i + \left(\frac{\partial h}{\partial S}\right)_i \Delta S_i + \left(\frac{\partial h}{\partial \sigma_b}\right)_i \Delta \sigma_{m-1} + \left(\frac{\partial h}{\partial \sigma_f}\right)_i \Delta \sigma_m \quad (5.2.1)$$

ここで、右辺の第2項目まではNo.i スタンド出側における板厚変動の予測値であり、第3項は圧下操作による板厚制御量を表す。また、第4項、第5項は、それぞれ、No.i スタンドの後方および、前方張力による板厚制御量を表している。また、各係数はそれぞれの変数の板厚に対する影響係数であり、第2章6節で述べた導出方法によって求めることができる。ただし、 $\Delta \sigma_m$: No.i ~ (i+1) スタンド間の張力目標値修正量、 ΔS_i : No.i スタンド

の圧下操作量（板厚・張力制御サブシステムの制御入力）

以下では、第2項目までの板厚変動の予測値について詳述する。第1項目は入側板厚変動 ΔH_i に起因する出側板厚変動を表しており、具体的には下式で計算される。

$$\left(\frac{\partial h}{\partial H}\right)_i \Delta H_i = h_{mi} - h_{oi} \quad (5.2.2)$$

ここで、 h_{oi} は、No.i スタンド出側の目標板厚を表し、 h_{mi} はNo.i スタンド出側の板厚（絶対値）を示している。また、 h_{mi} は板厚の絶対値を高精度で求めるため、マスフローゲージ⁹⁾（(2.3.15) 式で示した体積速度一定則から出側板厚 h を計算する式）を用いた。

$$h_{mi} = \frac{V_{R-1}(1+f_{i-1})}{V_{Ri}(1+f_i)} H_{mi} \quad (5.2.3)$$

ここで、 H_{mi} は No.(i-1) スタンド出側のマスフローゲージ h_{m-1} をNo.i スタンド入側までトラッキングした板厚を表し、 V_{Ri} はNo.i スタンドのロール速度を、 f_i はNo.i スタンドの先進率を表している。また、先進率 f_i については、(2.5.4) 式を線形化し、基本値 f_{oi} に対して、出側張力、入側張力の変動、および入側、出側の板厚変動による影響を付加した下式によって計算している。

$$f_i = f_{oi} + \left(\frac{\partial f}{\partial \sigma}\right)_i \Delta \sigma_{fi} + \left(\frac{\partial f}{\partial \sigma_b}\right)_i \Delta \sigma_{fi-1} + \left(\frac{\partial f}{\partial H}\right)_i \Delta H_i + \left(\frac{\partial f}{\partial h}\right)_i \Delta h_i \quad (5.2.4)$$

ただし、 f_{oi} : No.i スタンドの基本先進率（(2.5.4) 式によって計算される。）、 $\Delta \sigma_{fi}$: No.i スタンド出側張力の変動（実測値）、 $(\partial f / \partial \sigma)$ 、 $(\partial f / \partial H)$ 、 $(\partial f / \partial h)$: 影響係数

(5.2.1) 式の右辺第2項目は材料硬度変動 ΔQ_i にともなう板厚変動の予測値であり、上流3スタンド（No.1~3スタンド）の出側板厚変動に加えられる。これは、硬度変動の大きい材料に対しては、上流スタンドで硬度変動に起因する板厚変動を考慮して制御しておき、下流スタンドにおける硬度変動にともなう板厚変動の発生を未然に防止して、タンデムミル出側の板厚精度を向上させることを目的としている。また、 ΔQ_i はNo.i スタンドの塑性係数 Q_i の変化であり、材料硬度変動を表している。 ΔQ_i は荷重変動 ΔP_i 、ロール間隙変動 ΔS_i 、入側板厚変動 ΔH_i 、入側張力変動 $\Delta \sigma_{fi-1}$ 、および出側張力変動 $\Delta \sigma_{fi}$ を用いて次式によって演算される⁹⁾。

$$\Delta Q_i = \left(\frac{M' + Q}{M' \cdot \partial P / \partial Q} \right)_i \Delta P_i + \left(\frac{Q}{\partial P / \partial Q} \right)_i \Delta S_i - \left(\frac{\partial P / \partial H}{\partial P / \partial Q} \right)_i \Delta H_i - \left(\frac{\partial P / \partial \sigma_f}{\partial P / \partial Q} \right)_i \Delta \sigma_{fi} - \left(\frac{\partial P / \partial \sigma_b}{\partial P / \partial Q} \right)_i \Delta \sigma_{fi-1} \quad (5.2.5)$$

ただし、 $(\partial P / \partial H)$ 、 $(\partial P / \partial Q)$ ：影響係数、 M' ：等価ミル定数

(2) 圧下と張力制御量の配分

上記の板厚モデルによれば、圧下に静的干渉がないことから圧下操作量 ΔS_r と張力目標値修正量 $\Delta \sigma_{fr}$ を独立に決定できる。このことを利用すれば、圧下と張力によって制御される板厚偏差を配分することが可能である。ここで、 ΔH_i に起因した板厚偏差を圧下によって制御する割合を α_{ri} 、 ΔQ_i に起因した板厚偏差を圧下によって制御する割合を β_{ri} とする。この α_{ri} 、 β_{ri} を用いると、圧下操作によって制御される板厚偏差 Δh_{si} は下式となる。

$$\Delta h_{si} = \alpha_{ri} \left(\frac{\partial h}{\partial H} \right)_i \Delta H_i + \beta_{ri} \left(\frac{\partial h}{\partial Q} \right)_i \Delta Q_i \quad (5.2.6)$$

一方、張力目標値修正によって制御される板厚偏差 Δh_{oi} は下式で表すことができる。

$$\Delta h_{oi} = (1 - \alpha_{ri}) \left(\frac{\partial h}{\partial H} \right)_i \Delta H_i + (1 - \beta_{ri}) \left(\frac{\partial h}{\partial Q} \right)_i \Delta Q_i \quad (5.2.7)$$

ただし、 α_{ri} 、 β_{ri} ：板厚偏差配分率 ($0 \leq \alpha_r \leq 1$, $0 \leq \beta_r \leq 1$)

(3) 多変数制御系の設計

(5.2.1) 式の基本式は、次式のようにベクトル表現できる。

$$\Delta \mathbf{h} = \Delta \mathbf{h}_s + \Delta \mathbf{h}_\sigma + A_s \cdot \Delta \mathbf{u}_s + A_\sigma \cdot \Delta \mathbf{u}_\sigma \quad (5.2.8)$$

ここで、 $\Delta \mathbf{h}$ は出力ベクトルで下式で定義される。

$$\Delta \mathbf{h} = (\Delta h_1, \Delta h_2, \dots, \Delta h_5)^T \quad (5.2.9)$$

$\Delta \mathbf{h}_s$ と $\Delta \mathbf{h}_\sigma$ は、(5.2.6)、(5.2.7) 式の Δh_{si} 、 Δh_{oi} を要素とする板厚変動ベクトルを示し、下式で記述される。

$$\Delta \mathbf{h}_s = (\Delta h_{s1}, \Delta h_{s2}, \dots, \Delta h_{s5})^T \quad (5.2.10)$$

$$\Delta \mathbf{h}_\sigma = (\Delta h_{\sigma 1}, \Delta h_{\sigma 2}, \dots, \Delta h_{\sigma 5})^T$$

$\Delta \mathbf{u}_S, \Delta \mathbf{u}_\sigma$ は、操作量を表すベクトルである。

$$\Delta \mathbf{u}_S = (\Delta S_{r1}, \Delta S_{r2}, \dots, \Delta S_{r5})^T$$

(5. 2. 11)

$$\Delta \mathbf{u}_\sigma = (\Delta \sigma_{fr1}, \Delta \sigma_{fr2}, \Delta \sigma_{fr3}, \Delta \sigma_{fr4})^T$$

また、影響係数行列 A_S, A_σ は下式で定義される。

$$A_S = \text{diag} \left(\left(\frac{\partial h}{\partial S} \right)_1, \left(\frac{\partial h}{\partial S} \right)_2, \dots, \left(\frac{\partial h}{\partial S} \right)_5 \right) \quad (5. 2. 12)$$

$$A_\sigma = \begin{bmatrix} \left(\frac{\partial h}{\partial \sigma_f} \right)_1 & 0 & 0 & 0 \\ \left(\frac{\partial h}{\partial \sigma_b} \right)_2 & \left(\frac{\partial h}{\partial \sigma_f} \right)_2 & 0 & 0 \\ 0 & \left(\frac{\partial h}{\partial \sigma_b} \right)_3 & \left(\frac{\partial h}{\partial \sigma_f} \right)_3 & 0 \\ 0 & 0 & \left(\frac{\partial h}{\partial \sigma_b} \right)_4 & \left(\frac{\partial h}{\partial \sigma_f} \right)_4 \\ 0 & 0 & 0 & \left(\frac{\partial h}{\partial \sigma_b} \right)_5 \end{bmatrix} \quad (5. 2. 13)$$

さらに、(5. 2. 8)式は、次式のように書ける。

$$\Delta \mathbf{h} = \Delta \mathbf{h}_S^* + \Delta \mathbf{h}_\sigma^* \quad (5. 2. 14)$$

ここで、 $\Delta \mathbf{h}_S^*$ は圧下操作による板厚制御の出力ベクトル、 $\Delta \mathbf{h}_\sigma^*$ は張力目標値修正による板厚制御の出力ベクトルであり、それぞれ下式で記述される。

$$\Delta \mathbf{h}_S^* = \Delta \mathbf{h}_S + A_S \cdot \Delta \mathbf{u}_S$$

(5. 2. 15)

$$\Delta \mathbf{h}_\sigma^* = \Delta \mathbf{h}_\sigma + A_\sigma \cdot \Delta \mathbf{u}_\sigma$$

本システムでは板厚偏差を配分して板厚と荷重のバランスを考慮した制御を行うことを

特徴とするが、板厚制御としての目的は $\Delta h \rightarrow 0$ である。従って、これらを満足するためには、下式を達成すれば良い。

$$\begin{aligned} \Delta h_s^* &\rightarrow 0 \\ \Delta h_o^* &\rightarrow 0 \end{aligned} \tag{5.2.16}$$

圧下系には静的な干渉がないことから、(5.2.12)式に示す A_s は対角行列となる。そこで、 $\Delta h_s^* \rightarrow 0$ より、圧下操作量のベクトルを求めると、下式となる。

$$\Delta u_s = -A_s^{-1} \cdot \Delta h_s \tag{5.2.17}$$

一方、 $(\partial h / \partial s) = M' / (M' + Q)$ であることと(5.2.12)式より、

$$A_s^{-1} = -diag \left\{ \left(\frac{M'+Q}{M'} \right)_1, \left(\frac{M'+Q}{M'} \right)_2, \dots, \left(\frac{M'+Q}{M'} \right)_s \right\} \tag{5.2.18}$$

を得る。ここで、 M' は等価ミル定数である。従って、No.i スタンドの圧下操作量 ΔS_{ri} は次式となる。

$$\Delta S_{ri} = - \left(\frac{M'+Q}{M'} \right)_i \Delta h_{si} \tag{5.2.19}$$

また、張力目標値修正ベクトル Δu_o の決定については、以下の評価関数 J_T を最小にする意味で最適な制御入力として求めた。この評価関数では、右辺第1項で板厚変動（制御残差）を評価し、第2項は制御にともなう張力変動を考慮している。

$$J_T = \sum_{i=1}^5 \{ g_{Ai} \cdot \Delta h_{oi}^2 + g_{Bi} \cdot \Delta \sigma_{fi}^2 \} \tag{5.2.20}$$

ただし、 g_{Ai}, g_{Bi} は板厚変動と張力変動に対する重み係数。

次に、本式をベクトル表示すると次式となる。

$$J_T = (\Delta h_o + A_o \cdot \Delta u_o)^T G_A (\Delta h_o + A_o \cdot \Delta u_o) + \Delta u_o^T G_B \cdot \Delta u_o \tag{5.2.21}$$

ただし、 G_A, G_B は下式で示す重み行列である。

$$G_A = \text{diag}(g_{A1}, \dots, g_{A5}) \quad G_B = \text{diag}(g_{B1}, \dots, g_{B4}) \quad (5.2.22)$$

このように、評価関数 J_T ((5.2.21)式)の()内の板厚モデル式((5.2.15)式)では、張力目標値修正による静的な干渉をモデル化している。従って、 J_T を最小にする Δu_o は静的な干渉を考慮した上で、張力変動を抑えつつ板厚を最適に制御する張力目標値修正ベクトルといえる。

J_T を最小にする Δu_o を求めると、

$$\frac{\partial J_T}{\partial u_o} = 0 \quad (5.2.23)$$

より、下式となる。

$$\begin{aligned} \Delta u_o &= -(A_o^T G_A A_o + G_B)^{-1} A_o^T G_A \cdot \Delta h_o \\ &= -X_T \cdot \Delta h_o \end{aligned} \quad (5.2.24)$$

ここで、 A_o の構成要素の規則性を考慮すると、行列 $(A_o^T G_A A_o + G_B)$ の逆行列が解析的に求まり、(5.2.24)式の係数ベクトル X_T を下式で容易に求めることができる。

$$X_T = (A_o^T G_A A_o + G_B)^{-1} A_o^T G_A \quad (5.2.25)$$

このように、張力による多変数板厚制御系では、係数行列 X_T が (5×4) となる。分散型板厚制御システムでは、圧下による静的干渉がないことを利用して圧下操作量 ΔS_r と張力目標値修正量 $\Delta \sigma_r$ を独立に決定している。この結果、制御系の次数が高々5次(後述する板厚・張力制御サブシステムを含めて)となり、実機におけるパラメータ調整が容易であるとともに、制御周期の短縮化が可能となる。また、全スタンドAGCでは、X線板厚計による実測板厚を基にマスフローゲージを学習してミル直下の板厚精度を向上させている。従って、圧下操作については上述のように静的干渉がないことから、各スタンドで定常偏差は生じない。また、張力目標値修正については重み行列 G_A, G_B を適切に調整することによって定常偏差を実用上、問題のない値に制御できる。これらの重み行列の設定については、第5章2.5項のシミュレーションによる考察で述べる。

5.2.4 動特性を考慮した板厚と張力制御用補償器

ゲージメータ AGC と張力制御系の間には、動的な干渉がある。圧下系、すなわちゲージメータ AGC の制御入力を変更すると張力変動が生じる。張力制御系が働くことによって張力の定常偏差は発生しないが、過渡的な張力変動が残る。それが圧下系に対して外乱となることから、見かけ上、圧下系の応答性が劣化する。また、張力制御系についても同様である。分散型板厚制御システムでは積極的に圧下と張力を操作することから、この動的な干渉を考慮する必要がある。ところで、全スタンド AGC では、静的干渉を利用して張力の操作で板厚を制御することから、各スタンドで完全に非干渉化してはならない。(完全非干渉化すると張力を操作しても板厚が変化しない。) また、張力の板厚に対する影響は、出側に比べて入側張力の影響の方が大きい。従って、動的干渉についても入側張力と圧下系との干渉が支配的と考えられる。

そこで、板厚・張力制御サブシステムでは各スタンドごとに、圧下による板厚制御系については非干渉化し、圧下操作の入側張力への影響を除去する。また、入側張力による板厚制御系については新たな制御系を構成し、動特性を改善する。図 5.2.3 に No. i スタンドの本制御系の構成図を示す。

本図によって、制御システムの概要を説明する。 ΔS_{ci} を入力として Δh_i を出力とするゲージメータ AGC 系と、No. $(i-1)$ スタンドの速度制御量 ΔV_{ci-1} を入力とし、入側張力の変動 $\Delta \sigma_{fi-1}$ を出力とする張力発生系を制御系設計の対象(干渉系)とする。次に、それらの動特性モデルを基に上記の機能を実現する前置補償器 $G_c(s)$ を設計する。さらに、 $G_c(s)$ を含めた張力発生系のみを主制御器 $(K_P + (I/T_I)s)$ を付加し、新張力制御系を構成する。以下に設計方法を述べる。

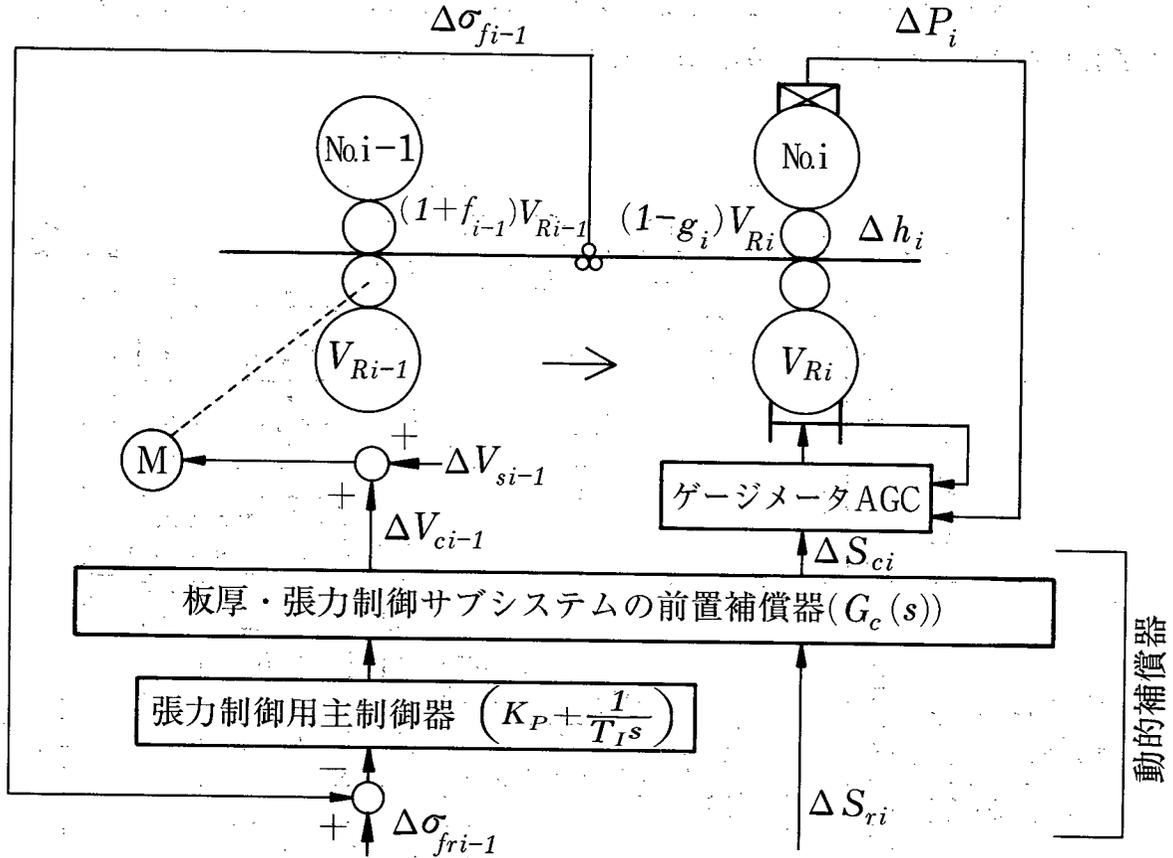


図5.2.3 板厚・張力制御サブシステムのシステム構成

(1) 板厚と張力制御系の動特性モデル

板厚・張力制御サブシステムのブロック線図を図5.2.4に示す。図中の破線で囲まれた部分は、制御系設計の対象となるゲージメータ AGC 系と入側張力発生系の動特性を示している。これらは、第2章で述べた圧延の数式モデルとゲージメータ AGC システムを基に構成される。そのうち、張力の変動については、第2章6節に示した下式を用いている。

$$\Delta\sigma_{fi-1} = \frac{E}{L} \int_0^t [(1-g_i)\Delta V_{Ri} - \Delta g_i V_{Ri} - \{(1+f_{i-1})\Delta V_{Ri-1} + \Delta f_{i-1} V_{Ri-1}\}] dt \quad (2.6.7)$$

図や式中のミル定数や影響係数などの係数については、スタンドナンバー i と $(i-1)$ を区別する必要があるもの以外では、記述の煩雑さをさけるために添え字 i の表記を省略している。また、図中の主な記号の意味を以下にまとめて示す。 M' : 等価ミル定数、 ΔS : ロール間隙の変動、 K : AGC ゲイン、 T_0 : 電気油圧サーボ系の時定数、 k' : $(M/M_0)k$ のこと (k : チューニング率)、 $\Delta\sigma_{fi-1}$: No. i スタンド入側張力の変動、 T_m : 主モータの時定数、 E : ヤング率、 L : スタンド間距離、 g : 後進率、 Δf : 先進率 (5.2.4式) の変動、

Δg : 後進率の変動、 ΔV_{si-1} : 速度変動 (外乱) ΔV_{di} に対して体積速度一定則を考慮した
 圧延速度補償量、 $(\partial g/\partial h)$, $(\partial g/\partial \sigma_f)$, $(\partial f/\partial \sigma_f)$: 影響係数

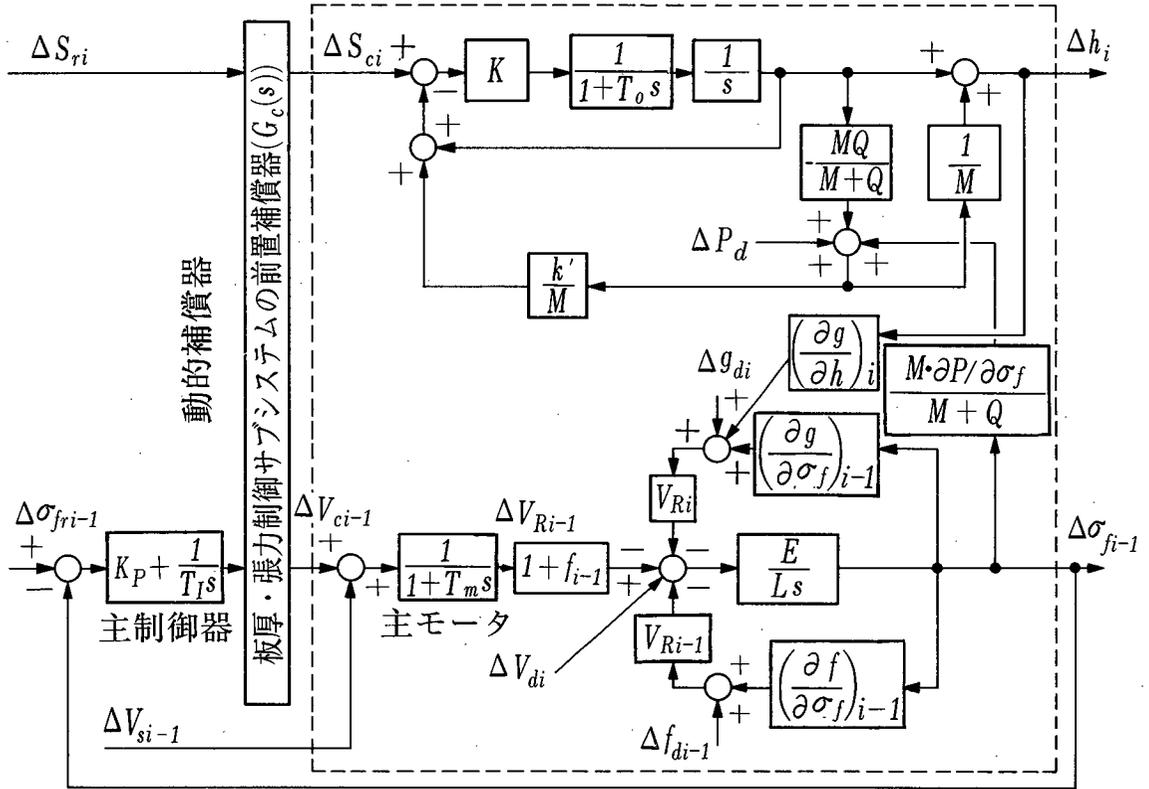


図5.2.4 板厚・張力制御サブシステムのブロック線図

図5.2.4の ΔP_d はゲージメータ AGC の荷重外乱、 ΔV_{di} はNo. i スタンドの速度変動 (外乱)、 Δf_{di-1} と Δg_{di} は、それぞれNo. (i-1) スタンド先進率とNo. i スタンド後進率の変動 (外乱) を表している。これら変動の詳細な式の展開については本章末の付録5.1に示す。

このうち、 ΔV_{di} は、No. i スタンド出側張力の目標値修正やオペレータの手動介入による速度操作量 ΔV_{Ri} によって発生し、No. (i-1) ~ i スタンド間張力制御系の外乱となる。冷延タンデムミルでは、速度操作を行ったスタンドよりも上流側の各スタンド間で張力変動が発生しないように、各スタンドの体積速度一定則を考慮して、No. (i-1) スタンドの主モータに速度補償量 ΔV_{si-1} を印加することで外乱 ΔV_{di} を補償している。したがって、制御系設計に際して外乱 ΔV_{di} を考慮する必要はない。

本ブロック線図から破線部分の入出力関係を求めると次式となる。ただし、ここでは外乱を無視している。

$$\Delta h_i = A(s) \cdot \Delta \sigma_{fi-1} + B(s) \cdot \Delta S_{ci} \quad (5.2.26)$$

$$\Delta \sigma_{fi-1} = C(s) \cdot \Delta h_i + D(s) \cdot \Delta V_{ci-1} \quad (5.2.27)$$

また、伝達関数行列を $G_F(s)$ として行列表現すると、

$$\begin{bmatrix} \Delta h_i \\ \Delta \sigma_{fi-1} \end{bmatrix} = G_F(s) \begin{bmatrix} \Delta S_{ci} \\ \Delta V_{ci-1} \end{bmatrix} \quad (5.2.28)$$

となる。

ただし、(5.2.26)、(5.2.27)式の $A(s)$ 、 $B(s)$ 、 $C(s)$ 、 $D(s)$ は、

$$A(s) = \frac{(\partial P / \partial \sigma_f) \{T_0 s^2 + s + K(1 - k')\}}{(M + Q)T_0 s^2 + (M + Q)s + K\{M + (1 - k')Q\}} \quad (5.2.29)$$

$$B(s) = \frac{MK}{(M + Q)T_0 s^2 + (M + Q)s + K\{M + (1 - k')Q\}} \quad (5.2.30)$$

$$C(s) = \frac{-(\partial g / \partial h)_i V_{Ri} E}{Ls + E \left\{ \left(\frac{\partial g}{\partial \sigma_f} \right)_i V_{Ri} + \left(\frac{\partial f}{\partial \sigma_b} \right)_{i-1} V_{Ri-1} \right\}} \quad (5.2.31)$$

$$D(s) = \frac{-(1 + f_{i-1})E}{T_m L s^2 + \left[L + T_m E \left\{ \left(\frac{\partial g}{\partial \sigma_f} \right)_i V_{Ri} + \left(\frac{\partial f}{\partial \sigma_b} \right)_{i-1} V_{Ri-1} \right\} \right] s + E \left\{ \left(\frac{\partial g}{\partial \sigma_f} \right)_i V_{Ri} + \left(\frac{\partial f}{\partial \sigma_b} \right)_{i-1} V_{Ri-1} \right\}} \quad (5.2.32)$$

である。

(2) 板厚・張力制御サブシステムの設計

圧下操作と張力制御系の非干渉化と張力操作による板厚制御の設計を同時に達成する制御系を構成する。その考え方と手順を以下に示す。

① 板厚・張力制御サブシステムのオープンループ特性 $Q_R(s)$ を設計する。

$Q_R(s)$ は、(5.2.28)式の $G_F(s)$ と前置補器 $G_C(s)$ で構成される伝達関数行列であり、次式の関係となる。

$$Q_R(s) = G_F(s) G_C(s) \quad (5.2.33)$$

$Q_R(s)$ を以下の特徴を有する系となるように設計する。

(i) メインループの特性を、ゲージメータ AGC 系と張力発生系の特性 ($B(s)$ 、 $D(s)$) とする。

これによって、従来の方法で各ループの特性を調整できる。また、使用感覚にも違和感がない。

(ii) 圧下操作の張力制御系への影響をとり除く（非干渉化する）ことによって、圧下による板厚制御の応答性を改善する。

(iii) 張力操作による板厚制御の動特性 ($F(s)$) を任意に設計できる系とし、系の動特性の改善や簡略化を可能にする。

(iv) $Q_R(s)$ の構成要素をプロパな伝達関数とし、安定な制御系を実現する。

以上の特徴を有する $Q_R(s)$ を下式で設定する。

$$Q_R(s) = \begin{bmatrix} B(s) F(s) \\ 0 \quad D(s) \end{bmatrix} \quad (5.2.34)$$

②前置補償器 $G_C(s)$ を求める。

(5.2.26), (5.2.27), (5.2.33), および (5.2.34) 式より、下式を得る。

$$G_C(s) = G_F^{-1}(s) Q_R(s) = \begin{bmatrix} I & \frac{F(s) - A(s) D(s)}{B(s)} \\ -\frac{C(s) B(s)}{D(s)} & I - \frac{C(s) F(s)}{D(s)} \end{bmatrix} \quad (5.2.35)$$

したがって、(5.2.29)～(5.2.32)式より、(5.2.35)式の $F(s)$ を分子と分母の次数の差が2次以上の遅れ系でプロパかつ安定な特性を選ぶことにより、 $G_C(s)$ の要素がすべてプロパとなる。すなわち、上記の板厚・張力制御サブシステムを達成する前置補償器の各要素が微分を含まない安定な系として実現される。また、ここで得られた $G_C(s)$ の次数が2次であること、さらに、 $Q_R(s)$ のメインループ（圧下操作→板厚、ロール速度操作→張力）の特性に元の動特性を残すことから、実機において調整が容易な制御系となっている。

5.2.5 シミュレーションによる考察

前項で展開した分散型多変数板厚制御システムの制御アルゴリズムについて、シミュレーションによって効果を検討した。ここでは、実機適用を前提として5スタンドの冷延タンデムミルを想定した。

(1) 全スタンド AGC の考察

全スタンド AGC については圧下操作と張力目標値修正による板厚制御シミュレーション

を行い、制御効果を検討した。ここでは、重み行列 G_A, G_B の影響と設定値の選定に関する考察を行う。シミュレーションの条件を表5.2.1に示し、その方法を以下に述べる。

①制御対象として冷延タンデムミルのシミュレーションモデルを用いる。このモデルでは、ロール速度による張力一定制御が行われているとし、各スタンド出側板厚を(5.2.1)式を基に、圧下および張力制御系の動特性を考慮した下式で求めた。

$$\begin{aligned} \Delta h_i = & \left(\frac{\partial h}{\partial H} \right)_i \Delta H_i + \left(\frac{\partial h}{\partial S} \right)_i \frac{1}{1+T_{GM}S} \Delta S_i \\ & + \left(\frac{\partial h}{\partial \sigma_b} \right)_i \frac{1}{1+T_S} \Delta \sigma_{fri-1} + \left(\frac{\partial h}{\partial \sigma_f} \right)_i \frac{1}{1+T_S} \Delta \sigma_{fi} \end{aligned} \quad (5.2.36)$$

ここでは、ゲージメータ AGC、および張力制御系の動特性を一次遅れ系で近似しており、 T_{GM} はゲージメータ AGC 系の時定数、 T は張力制御系の時定数を表している。また、入側板厚偏差 ΔH_i は、(5.2.3)式のマスフローゲージ式を用いて計算する。先進率 f については、(2.5.4)式に示した Bland & Ford の先進率式を用いて精度を高めた。

②スタンド間の材料の伝播については、(5.2.36)式で得られた板厚を、体積速度一定則を考慮して計算周期ごとにトラッキングする。

③スタンド入側にステップ外乱（板厚偏差 ΔH_i ）を印加した場合の制御結果についてシミュレーションを行った。

表5.2.1 全スタンド AGC のシミュレーションの条件

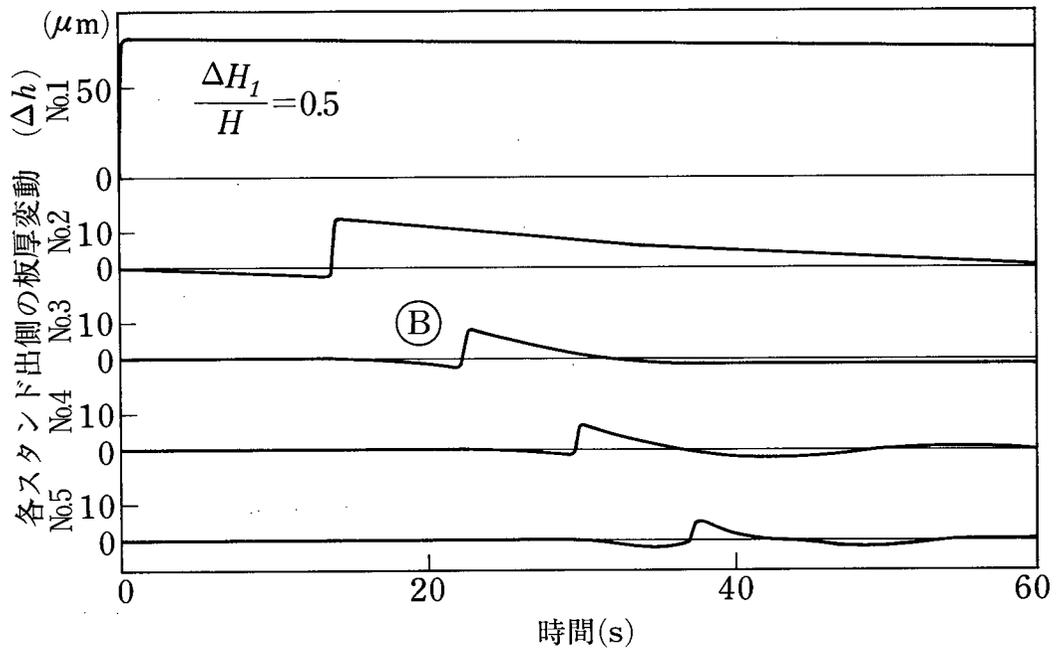
図 番	図5.2.5	図5.2.6
板厚偏差配分率 ($i = 1, 2, 3, 4, 5$)	$\alpha_n = 0$	$\alpha_n = 0.5$
重み行列 (対角行列)	G_A	1, 1, 1, 2, 3
	G_B	3.0, 0.7, 0.4, 0.2 ($\times 10^{-3}$)
圧延の条件	目標板厚 : 0.4 mm No.5 スタンド圧延速度 : 1020 mm/s 等価ミル定数 : $M_1' = 4500$ $M_2' = 2800$ $M_3' = M_4' = M_5' = 700$ t/mm	

シミュレーションの結果と考察を以下に述べる。

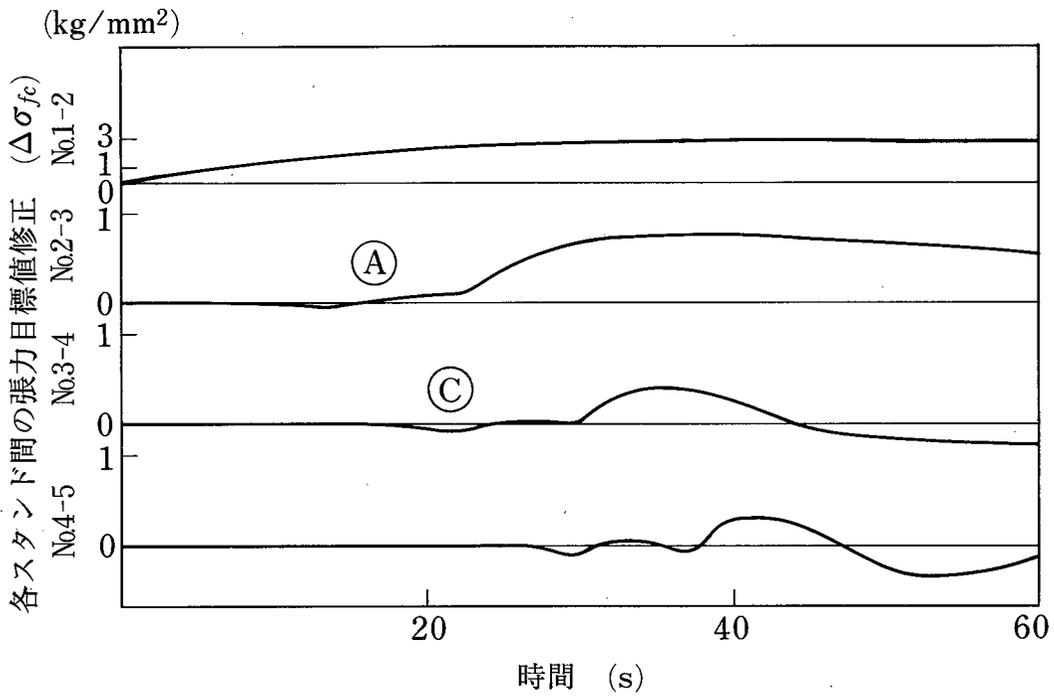
1) 張力目標値修正による板厚制御の効果について考察する。ここでは、各スタンド間の張力変動を抑えつつ、No.5 スタンド出側板厚変動を最適に制御するための重み行列、 G_A, G_B の設定について考察する。重みの設定は以下の手順で行った。(i) 張力に関する重み行列

G_B を零に設定し、(5.2.20)式において張力変動を評価しない。(ii)張力をなるべく変動させずに、No.5スタンド出側板厚の変動および定常偏差が最小(零)になるように各スタンド出側板厚に関する重み行列 G_A を対角行列で設定する。(iii)各スタンド間張力が $\pm 3\text{kg/mm}^2$ 以内になるように G_B を設定する。重みの設定結果を表5.2.1に示す。

この結果、(ii)の条件を満たすためには下流スタンド(特に最終スタンド)の重み係数 g_{Ai} を大きくすること、また、(iii)を満たすためには、No.1-2スタンド間の張力変動を抑える必要があり、重み係数 g_{B1} を大きくしなければならないという知見が得られた。この重みを用いて制御した結果を図5.2.5に示す。板厚変動が減少し、定常偏差も零に制御されている。また、No.2~5スタンド出側板厚変動において入側板厚変動が到達する前に板厚が薄く(Δh_i が負)なっている。これをNo.3スタンドで考えると、全スタンドAGCでは、No.2スタンド出側板厚を制御するためにNo.2-3スタンド間張力を増加させている(図5.2.5のⒶ)。静的干渉のためにNo.3スタンド出側板厚が薄くなり(Ⓑ)、それを補償するためにNo.3-4スタンド間張力を減少させている(Ⓒ)。このように、全スタンドAGCでは、静的干渉を圧延機全体で考慮しつつ、張力目標値修正によって適切な板厚制御が達成できることが確認される。



(a)出側板厚変動



(b)張力目標値の最適修正量

図5.2.5 全スタンドAGCのシミュレーション結果(1)

(張力目標値修正による板厚制御の効果)

2) 圧下操作と張力目標値修正を併用したシミュレーション結果を図5.2.6に示す。ここでは、板厚偏差配分率を $\alpha_n = 0.5$ としている。圧下と張力を併用して板厚を安定に制御してい

る。また、スタンド間張力の変動が $\pm 3\text{kg/mm}^2$ 以内になるように重みを設定していることから、張力による板厚制御には限界がある。一方、圧下を併用することで図5.2.5に比べて板厚制御精度が向上していることがわかる。

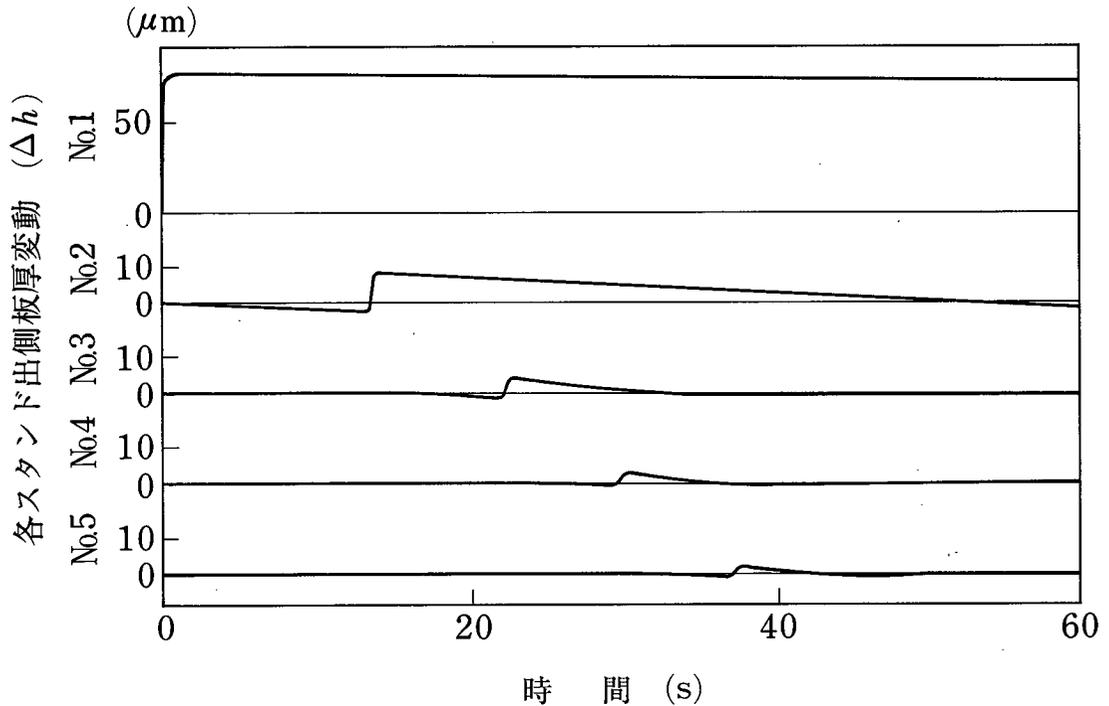


図5.2.6 全スタンドAGCのシミュレーション結果(2)
(圧下操作と張力目標値修正による板厚制御の効果)

(2) 板厚・張力制御サブシステムの考察

各スタンドの、圧下操作と張力目標値修正を行った場合の動特性を中心に検討するとともに、干渉指数¹⁰⁾による干渉の定量化を行った。また、張力による板厚制御の動特性 $F(s)$ については、張力による板厚制御のオープンループ特性を圧下による板厚制御特性に合わせて応答性を改善することと、制御系の簡略化を目的として、

$$F(s) = \gamma_D B(s) \quad (5.2.37)$$

とした。その結果、(5.2.35)式の動的補償器 $G_c(s)$ は、次式となる。

$$G_c(s) = \begin{bmatrix} 1 & \gamma_D - \frac{A(s)D(s)}{B(s)} \\ -\frac{C(s)B(s)}{D(s)} & 1 - \gamma_D \frac{C(s)B(s)}{D(s)} \end{bmatrix} \quad (5.2.38)$$

ここで、速度操作量 ΔV_{ci-1} による板厚変化の定常特性を、動的補償を行なう以前と等しくするために、パラメータ γ_D を下式により求めた。

$$\gamma_D = \frac{A(0)D(0)}{B(0)(1-A(0)C(0))} \quad (5.2.39)$$

また、 $G_c(s)$ の要素のうち、 $A(s)D(s)/B(s)$ と $C(s)B(s)/D(s)$ の具体的な式の展開を付録5.2に示す。

シミュレーションの条件を表5.2.2にまとめて示し、その方法を以下に述べる。

表5.2.2 板厚・張力制御サブシステムのシミュレーションの条件

図 番	図5.2.7	図5.2.8
No.2 スタンド 圧下操作量 ΔS_{r2} [μm] 開け	20	-
No.2 スタンド 出側張力の変化 $\Delta \sigma_{f2}$ [kg/mm^2]	-	3.0

① 図5.2.4に基づいて、ゲージメータ AGC 系と入側張力制御系で構成されるシミュレータを用いた。

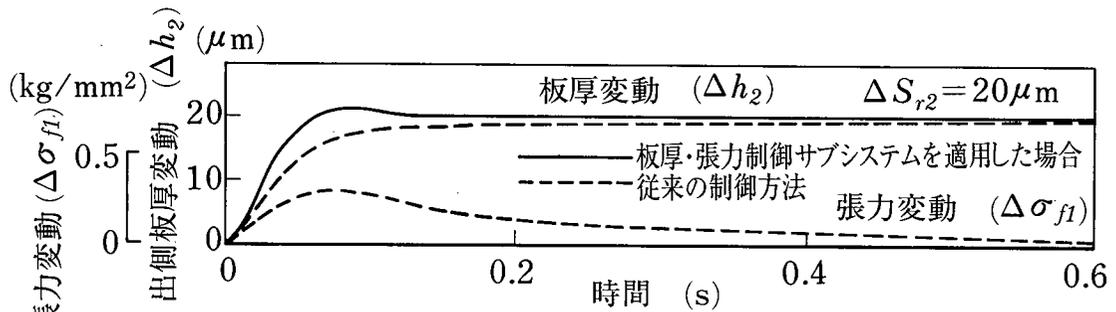
② 上記シミュレータに対して(5.2.35)式の $G_c(s)$ を図5.2.3の構成図に従って配置し、設定値変更や外乱に対するステップ応答を求めた。

③ 干渉指数 ξ により、干渉量を定量化した。

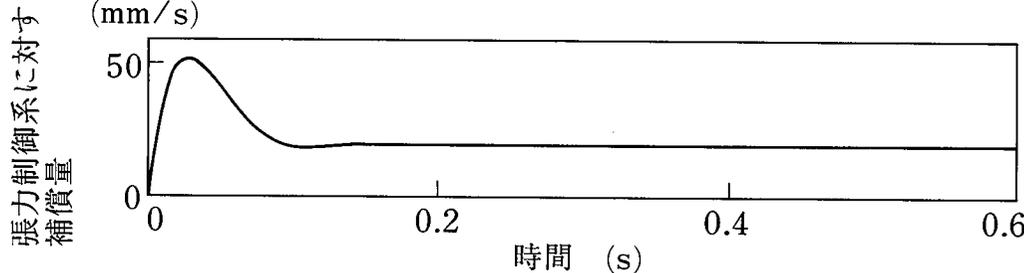
以下に結果を考察する。

1) 干渉の影響を明確にするために、圧下の設定値変更(ロール間隙を $20 \mu\text{m}$ 開ける。)のみを行ったシミュレーション結果を図5.2.7に示す。図5.2.7(a)の破線は動的補償器の適用前(従来法)のステップ応答を示し、実線は動的補償器を適用した板厚・張力制御サブシステムの応答を示している。適用前は圧下の設定値変更によって張力が変動し、その結果、板厚変動が生じてゲージメータ AGC 系の応答性が劣化しており、相互干渉が確認

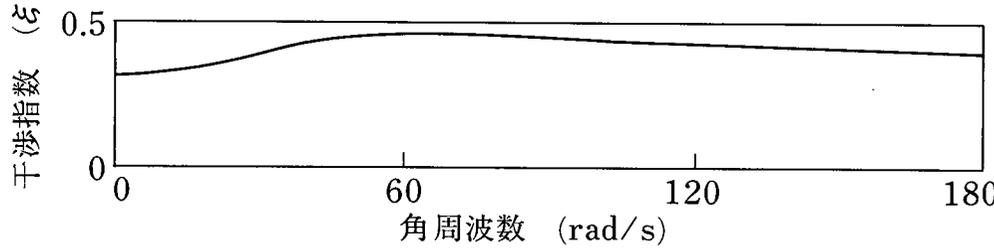
される。一方、適用後は非干渉化の効果で圧下を操作しても、張力が変動していない。図5.2.7(b)はメインループ以外の操作量(補償量)を示している。圧下系のみ設定値を変更していることから、張力系だけに操作量が発生している。また、図5.2.7(c)は干渉指数 ξ の推移を示している。低周波域から干渉が生じていることから、実圧延においても干渉の影響があるものと考えられる。一方、板厚・張力制御サブシステムでは張力制御系に対しては完全非干渉となることから、干渉指数 ξ は発生しない。



(a) No.2スタンドにおける出側板厚変動(Δh_2)と入側張力変動($\Delta \sigma_{fl}$)



(b) 板厚・張力制御サブシステムの前置補償器の出力(補償量)



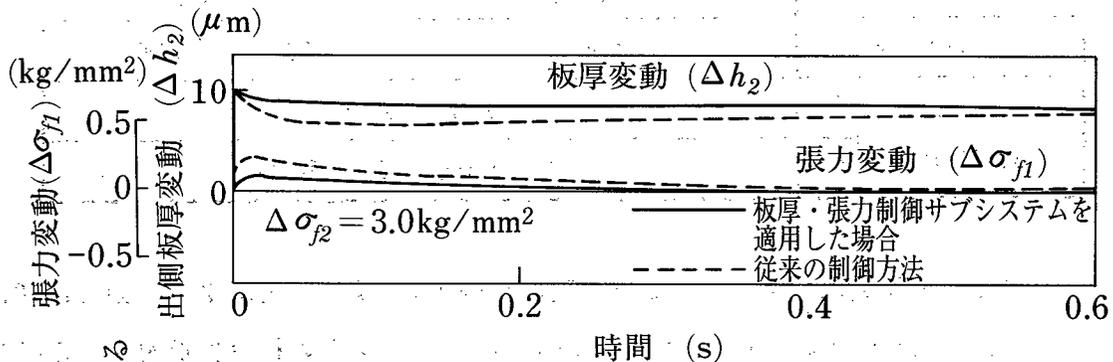
(c) ゲージメータAGC系と張力制御系間の相互干渉

図5.2.7 板厚・張力制御サブシステムのシミュレーション結果(1)
(圧下操作に対する非干渉化の効果)

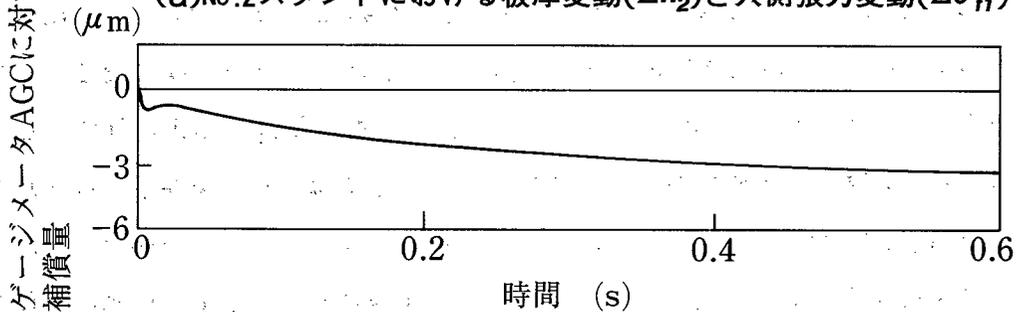
また、全スタンドAGCによって圧下操作 ΔS_r と張力目標値修正 $\Delta \sigma_{fr}$ を同時に行えば、非干渉化と張力による板厚制御の応答性の改善効果によってゲージメータAGC系、および張力制御系の応答性が改善される。とくに、新制御系では張力制御系の逆応答がなくなり、安定化する(ゲイン余裕が増大する)ことからゲインを上げることができ、応答性

をさらに改善できる¹⁾。

2) No. 2スタンドの出側張力を $\Delta\sigma_{f2} = 3.0 \text{ kg/mm}^2$ 変化させた時 (正の張力を加える。) のシミュレーション結果を図5.2.8に示す。 $\Delta\sigma_{f2}$ は、図5.2.4におけるNo. 2スタンドの速度操作 ΔV_{a2} によって発生する。しかし、第5.2.4項の(1)に示したようにロール速度の補償 (ΔV_{s1})が行われることから、No. 1-2スタンド間の圧延材の速度差に起因する入側張力の変動は発生しない。一方、 $\Delta\sigma_{f2}$ は(付5.1.1)式の荷重変動 (外乱) ΔP_{a2} に影響を与え、その結果、板厚偏差 Δh_2 が発生する。全スタンドAGCでは、この特徴を利用して板厚を制御する。図5.2.8では、 Δh_2 の発生と、これによって入側張力の変動 $\Delta\sigma_{f1}$ が発生することが確認される。また、板厚・張力制御サブシステムを適用すると板厚制御の応答性が改善されるときともに、動的干渉によって発生する $\Delta\sigma_{f1}$ が軽減されることがわかる。



(a) No. 2スタンドにおける板厚変動(Δh_2)と入側張力変動($\Delta\sigma_{f1}$)



(b) 板厚・張力制御サブシステムの前置補償器の出力(補償量)

図5.2.8 板厚・張力制御サブシステムのシミュレーション結果(2)

(No. 2スタンド出側張力($\Delta\sigma_{f2}$)の影響)

以上の結果から、全スタンドAGCと板厚・張力制御サブシステムを組み合わせることによる分散型多変数板厚制御によって、高精度の板厚制御が可能となる。

5.2.6 実機適用結果と考察

分散型多変数板厚制御を冷延タンデムミルに適用した結果を以下に述べる。板厚・張力

制御サブシステムの前置補償器 $G_c(s)$ には、(5.2.38)式を用いている。板厚制御の効果は、図5.2.2に示すNo.5スタンド出側に設置されたX線板厚計と各スタンド出側マスフローゲージによって確認される。また、適用条件を表5.2.3に示し、適用結果を以下に示す。

表5.2.3 分散型多変数板厚制御の実機適用テストの条件

図 番		図5.2.9 図5.2.10	図5.2.11
板厚偏差配分率		$\alpha_{ri} = 0.5$ $\beta_{ri} = 0.5$ $(i=1,2,3)$ $\alpha_{ri} = 0.2$ $(i=4,5)$	$\alpha_{ri} = 1.0 \rightarrow 0.6$ $\beta_{ri} = 1.0 \rightarrow 0.6$ $(i=1,2,3)$ $\alpha_{ri} = 0.5 \rightarrow 0.2$ $(i=4,5)$
圧延の状態		定常	通板 → 定常
重み行列 (対角行列)	G_A	1, 1, 1, 2, 3	
	G_B	3.0, 1.0, 0.5, 0.2 ($\times 10^{-8}$)	

(1) 分散型多変数板厚制御システムを定常圧延時に適用した結果を図5.2.9、図5.2.10に示す。ここでは、制御効果を明確にするために、No.2スタンドの板厚目標値 h_{02} を $10\mu\text{m}$ の大きさでステップ状に変化させている。図5.2.9では、No.2,3スタンド出側マスフローゲージと No.1-2間および No.2-3間の張力目標値修正量と圧下操作量を示している。多変数制御($\alpha_{ri} = 0.5, \beta_{ri} = 0.5$)によって、高精度の板厚制御が達成されている。図5.2.10では、No.5スタンド出側板厚を示している。この図では、同一条件下で行ったX線モニタAGCの結果と比較している。X線モニタAGCは、No.5スタンド出側実測板厚と板厚目標値との偏差に基づいて No.3,4スタンドのロール速度を操作して、圧延機出側の板厚を制御するフィードバック制御システムである。モニタAGCシステムには無駄時間があるために周波数特性が悪化(安定限界周波数が低下)し、過渡部で制御残差が発生している。一方、分散型板厚制御システムでは、全スタンドAGCによる定常板厚偏差の制御効果と板厚・張力制御サブシステムによる応答性の改善効果により、製品板厚精度が改善することがわかる。

目標板厚 (h_0)

板厚変動(マスフローゲージ)

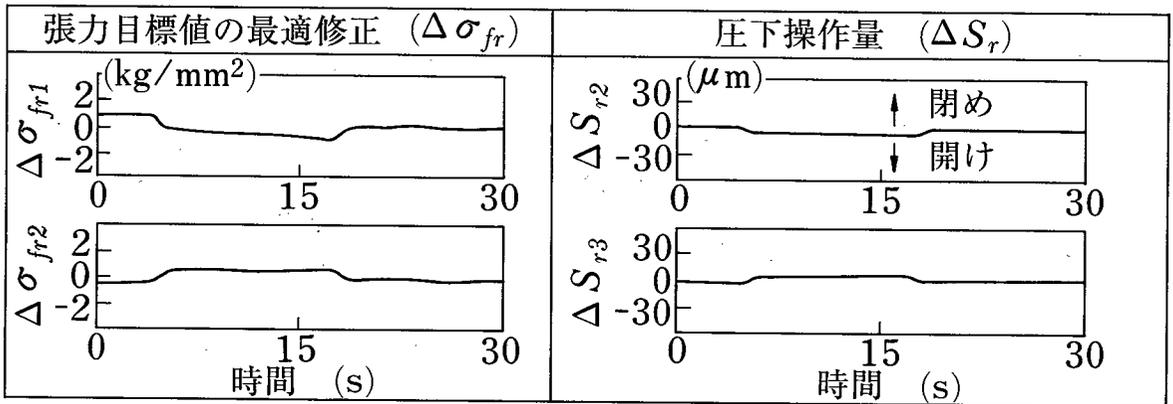
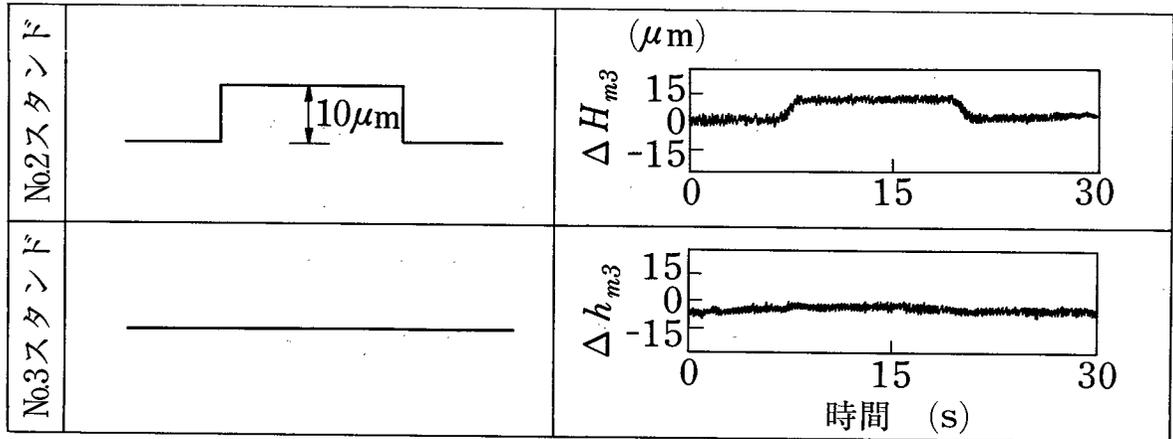
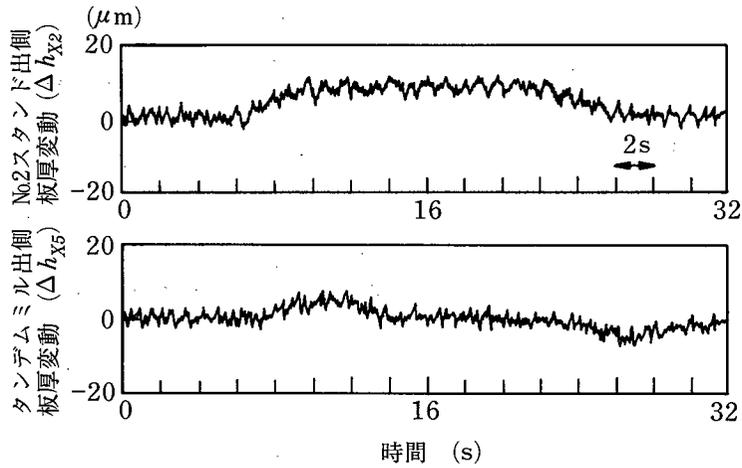
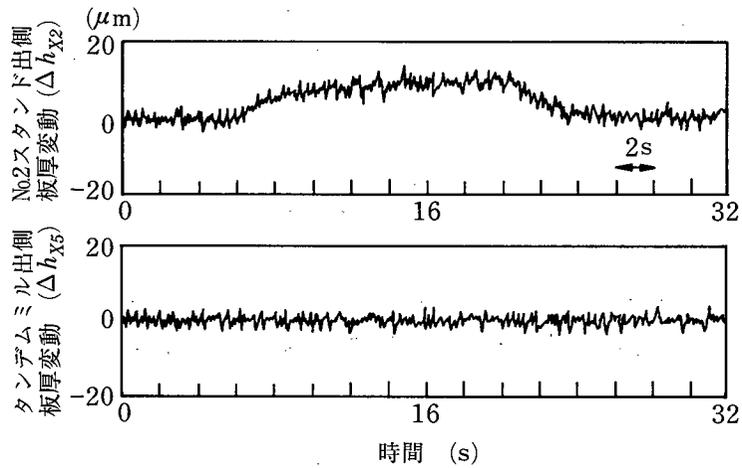


図5.2.9 分散型多変数板厚制御システムの実機適用結果(1)

(No. 2、No. 3スタンドにおける板厚制御効果)



(a)X線モニタAGCによる板厚制御結果



(b)分散型多変数板厚制御の結果

図5.2.10 分散型多変数板厚制御システムの実機適用結果(2)
(X線モニタAGCとの制御効果の比較)

(2)通板時（圧延材の先端部が各スタンドに順次噛み込んでゆく状態）に本システムを用いた結果を図5.2.11に示す。通板時は出側張力がない特殊な圧延条件となる。この場合、圧下による板厚制御が有効であるが、圧下にのみ頼ると圧延荷重が大きくなり、平坦度の悪化や板絞り（圧延材が部分的に重なり合うこと）を生じる。そこで、全スタンドAGCでは圧下による板厚制御量と張力による板厚制御量を配分できることを利用して、出側張力がない時点では圧下操作による板厚制御量を大きくし（配分率 α_r, β_r を大きく）、出側張力が確立した時点で、逆に張力による板厚制御量を大きくする（ α_r, β_r を小さくする）システムとした。表5.2.3に通板時および定常圧延時の α_r と β_r を示す。

オフゲージ長（ここでは、タンデムミルの目標板厚 h_{05} に対して $\pm 5\%$ 以上の板厚偏差を生じている長さ）が11mから7mに改善され、歩留り向上効果がある。また、各板厚目標値について、本システム適用前のオフゲージ長を1として適用後の長さを規格化し、プロットした結果を図5.2.12に示す。20%以上の改善効果が確認される。これらは、 α_r, β_r を可変としたこと、全スタンドAGCで静的干渉を考慮したこと、また、板厚・張力制御サブシステムで圧下系と入側張力制御系の動的干渉を考慮したことが有効に機能した結果と考えられる。

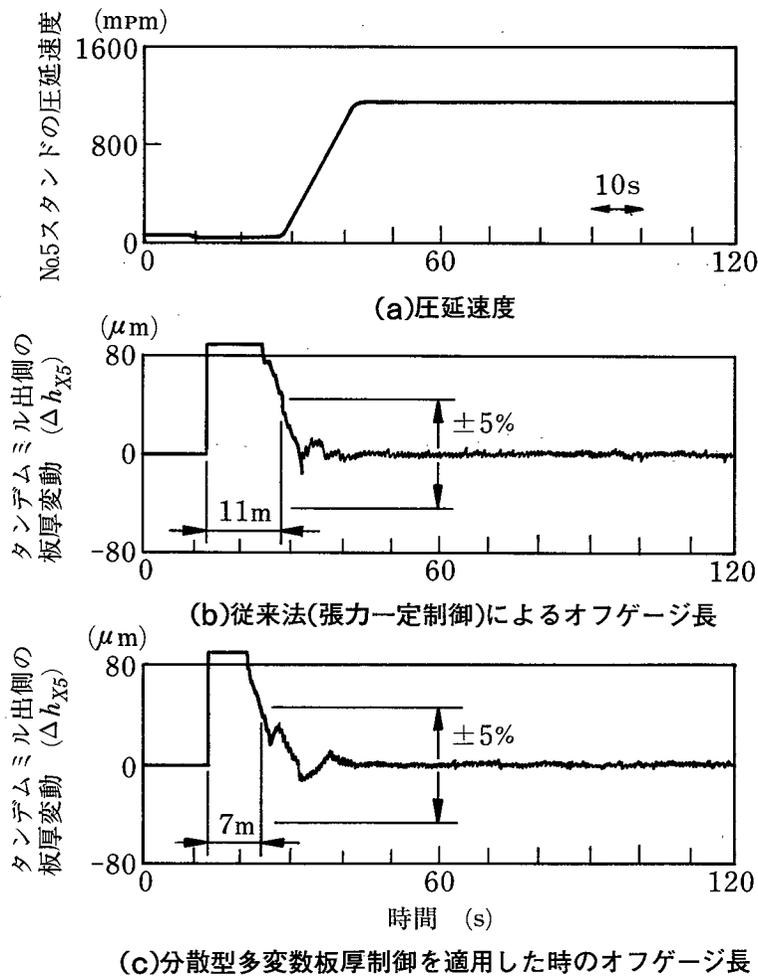


図5.2.11 分散型多変数板厚制御システムの実機適用結果(3)
(通板時における板厚制御の効果)

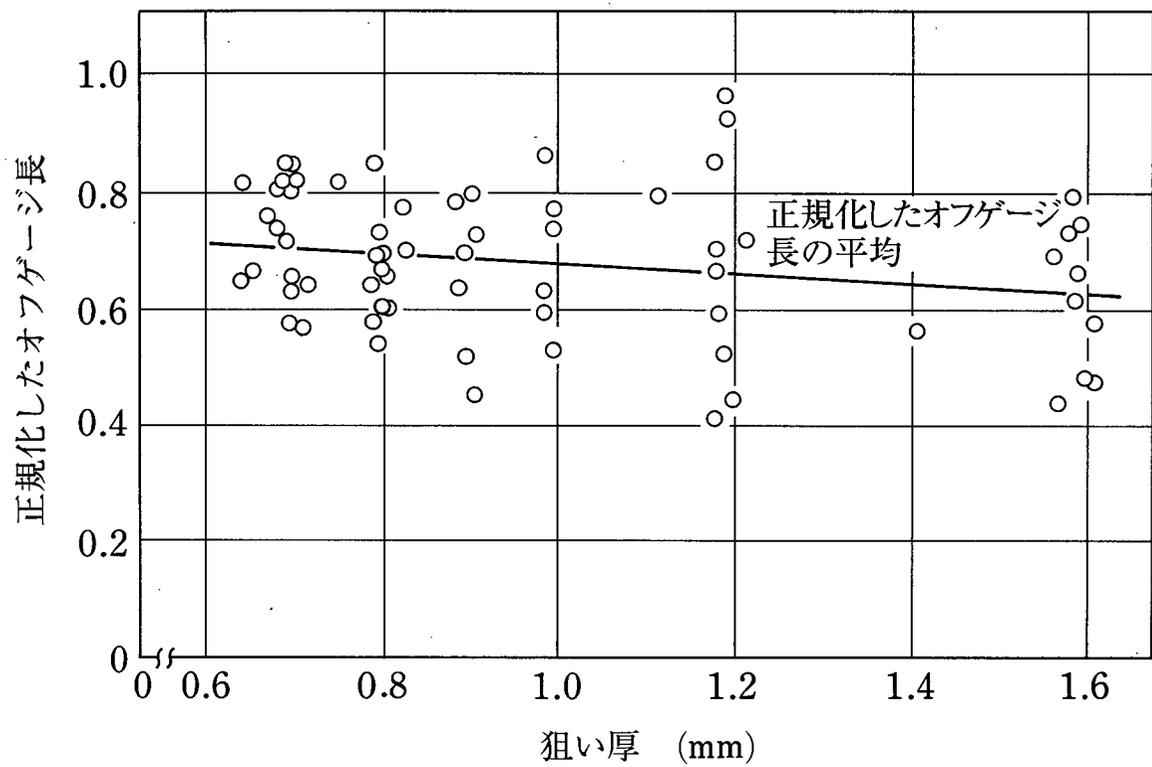


図5.2.12 分散型多変数板厚制御によるオフゲージ長の改善効果

5.3 逐次推定法によるロール偏心制御システム^{11), 12)}

5.3.1 開発の背景と目的

冷延タンデムミルを始めとする圧延機では、圧延ロールの軸受中心と胴部中心に幾何学的な偏心がある。また、噛み止め時（例えば、板破断時などで圧延材が圧延機に噛んだまま圧延が停止した状態）にロール冷却が不均一になることからロール表面の温度分布に熱的偏りが生じ、付加的な偏心となる。これらの偏心量は、冷延ミルのバックアップロールで5~10 μm に達することがあり、高精度の板厚精度を要求される冷延タンデムミルでは、板厚変動の大きな要因となっている。

ロール偏心はロール1回転毎の周期的変動であるために高周波の板厚変動をひき起こしており、圧延機出側に設置されたX線板厚計によるフィードバック制御では無駄時間のために追従できないばかりでなく、第3章で述べたゲージメータAGCに対しては誤制御の原因となっている。そこで、偏心の影響を除去するには専用の制御システムが必要である。

ロール偏心の推定方法としては、バックアップロールの偏心を制御対象として、圧延中の荷重データに対してフーリエ変換を用いる方法^{13), 14)}、偏心による荷重変動を直接メモリーし、ロール径差による上下ロールの位相差の変化を利用して各ロールの偏心波形を抽出する方法¹⁵⁾、ロール回転周波数相当のバンドパスフィルタを用いる方法¹⁶⁾など、各種の方法が提案されている。参考文献13)では、幾何学的偏心には十分対応できない、参考文献14)では、圧延中に発生する付加的な偏心に対応する機能がない。参考文献15)では、各ロールの偏心パラメータ（偏心量と初期位相角）を推定する方法ではないために、偏心以外の外乱を反映する可能性がある。参考文献16)では、フィルタ処理のために位相遅れが生じ、その補償が困難である、という問題がある。

そこで、本研究では、ロール固有の幾何学的偏心に対しては全ロールの偏心を同一モデルで表現し、同時に推定する方法として、ロール回転中の荷重データに逐次推定法を適用し、偏心パラメータを時間領域で時々刻々推定するオフライン推定法を開発した。

また、圧延中に発生する付加的な偏心に対しては、偏心の最も大きいロールに着目して圧延中の荷重データに逐次推定法を適用して、偏心波形を時間領域で推定し、制御するオンライン推定法を開発した。また、これら2つの方法からなるロール偏心制御システムを構築した。

本節では、開発したロール偏心の推定方法の詳細と、ロール偏心制御システムの実機適用結果について述べる。

5.3.2 ロール偏心制御の必要性

(1) ロール偏心とは

ロール偏心として、ロール軸受け中心と胴部中心の間の偏心を考える。上下一対のロールで構成される圧延機の場合、偏心による板厚変動は、図5.3.1に示すように、

$$\Delta h_e = \frac{M}{M+Q(1-k')} A(t) \sin(\omega_0 t + B(t)) \quad (5.3.1)$$

となる。

ここで、 $A(t) = F_1(e_{RT}, e_{RB}, \Delta\omega, t)$ $B(t) = F_2(e_{RT}, e_{RB}, \Delta\omega, t)$

$$\omega_0 = \frac{\omega_T + \omega_B}{2} \quad \Delta\omega = \frac{\omega_T - \omega_B}{2} \quad V_R = R_T \omega_T = R_B \omega_B$$

ただし、 Δh_e ：ロール偏心に起因する板厚変動、 $A(t)$ ：偏心量（振幅）、 $B(t)$ ：偏心の位相角、 F_1 ：偏心量 $A(t)$ の関数形、 F_2 ：位相角 $B(t)$ の関数形、 M ：ミル定数、 Q ：圧延材の塑性係数、 R_T ：上ロールの半径、 R_B ：下ロールの半径、 e_{RT} ：上ロールの偏心量、 e_{RB} ：下ロールの偏心量、 V_R ：圧延速度、 ω_T ：上ロールの角速度、 ω_B ：下ロールの角速度、 $k' = (M/M_c)k$ 、 k ：チリニツグ率 ($0 < k < 1$)、 t ：時間

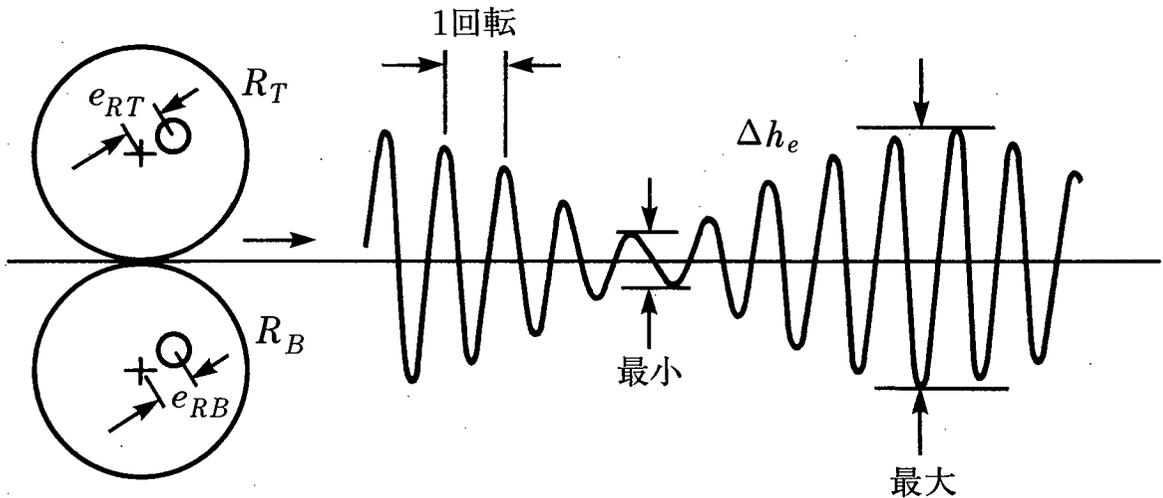


図5.3.1 ロール偏心に起因する板厚変動

(5.3.1)式は、ロール偏心による板厚や荷重変動が上下ロールの径差のために振幅、位相ともに時々刻々変化してゆくことを示しており、偏心を制御するには、これらを考慮した方法が必要となる。

(2) ロール偏心制御とゲージメータ AGC

第2章の図2.7.2のゲージメータ AGC のブロック線図において、ロール偏心 e_R と入側板厚偏差 ΔH を外乱とし、出側板厚変動 Δh を出力と考える。ここで、 e_R は図2.7.2の㊸の位置に印加される。これらの外乱をステップとして最終値の定理を用いて定常板厚偏差 $\overline{\Delta h}$ を求めると、

$$\begin{aligned} \overline{\Delta h} &= \lim_{s \rightarrow 0} s G_e(s) \frac{e_R}{s} + \lim_{s \rightarrow 0} s G_g(s) \frac{\Delta H}{s} \\ &= \frac{M}{M+Q(1-k')} e_R + \frac{\partial P / \partial H}{M / (1-k') + Q} \Delta H \end{aligned} \quad (5.3.2)$$

となる。ここで、 $G_e(s)$ は、ロール偏心に関する伝達関数、 $G_g(s)$ は、入側板厚変動に関する伝達関数を表す。

また、図5.3.2では、チューニング率 k と $\overline{\Delta h}$ の関係を示す。本図より、 k を大きくすると ΔH による出側板厚偏差 $\overline{\Delta h}_H$ ((5.3.2)式の右辺第2項) は小さくなるが、 e_R による板厚偏差 $\overline{\Delta h}_e$ ((5.3.2)式の右辺第1項) が大きくなる。これは、偏心がゲージメータ AGC に対して誤制御の原因となり、ロール偏心専用の制御システムが必要であることを示している。

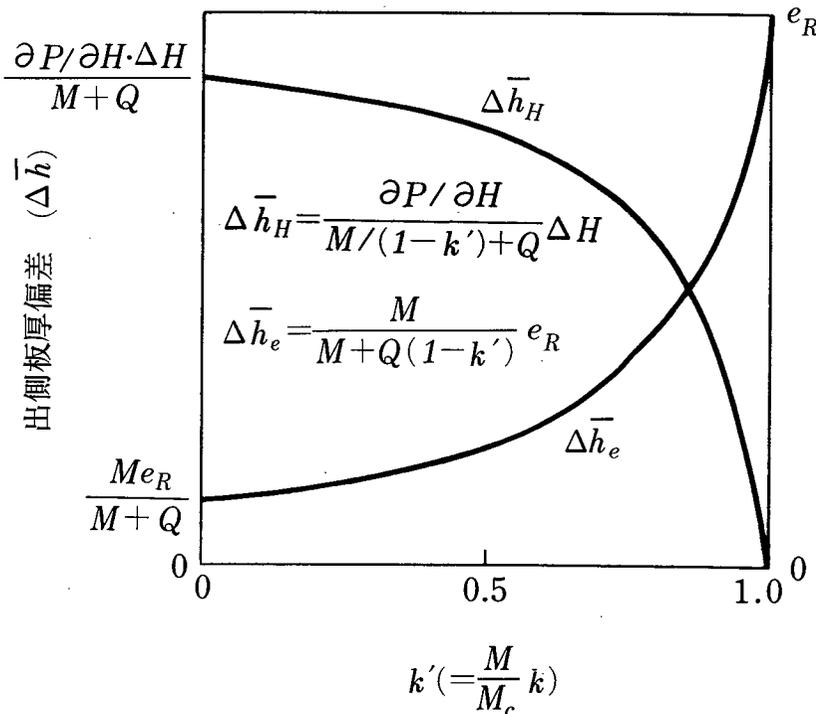


図5.3.2 チューニング率 k と出側板厚偏差 $\overline{\Delta h}$ の関係

5.3.3 制御システムの構成と特徴

ロール偏心制御システムの概略図を図5.3.3に示す。圧延荷重 P とパルスジェネレータ (PLG) によって測定されたロール回転角 θ を用いて偏心波形を推定し、それに基づいて圧延中に偏心の影響を打ち消すようにロール間隙を補償する。波形の推定法としては、以下に述べるオフライン推定法とオンライン推定法を組み合わせている。

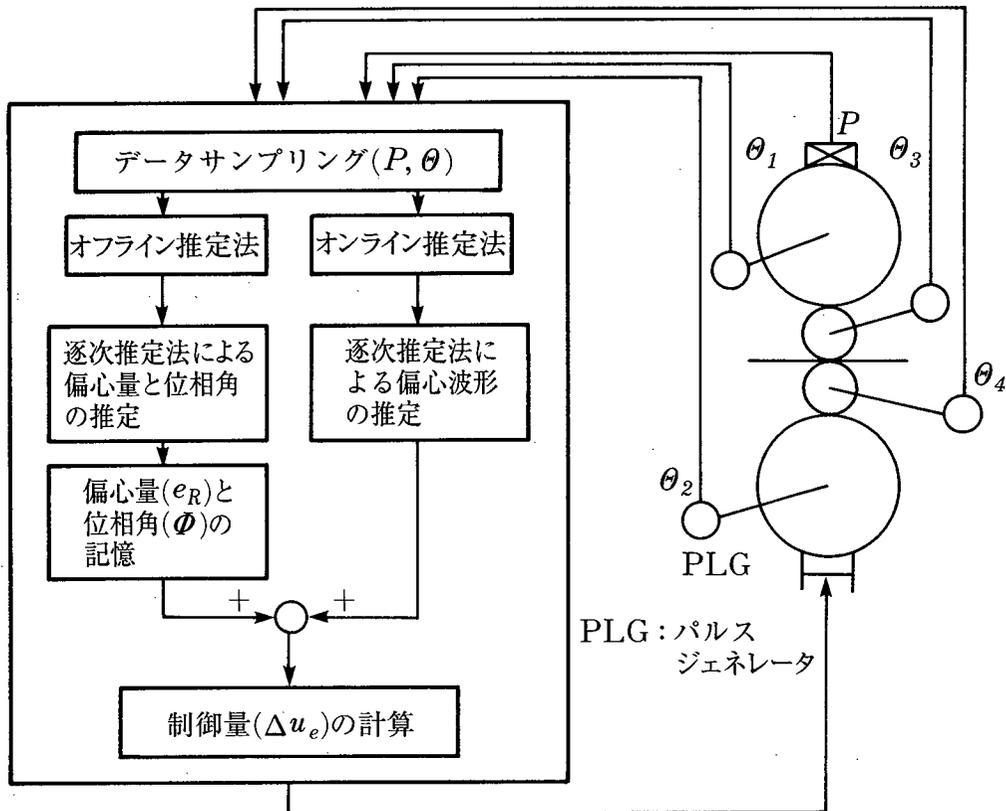


図5.3.3 ロール偏心制御システムの概略図

(1) オフライン推定法

本方法は、ロール固有の幾何学的な偏心に対応するもので、ロール替え時などにキスロールの状態（上下のワークロールを接触させた状態）でロールを回転させ、その荷重変動から各ロールの偏心量と位相角を推定する。圧延時には、推定量に基づいて予測制御にて、圧下を補償する。

ここでは4段圧延機を想定し、オフライン推定法で用いるロール偏心のパラメータ推定用モデルについて述べる。本モデルの概念を図5.3.4に示す。

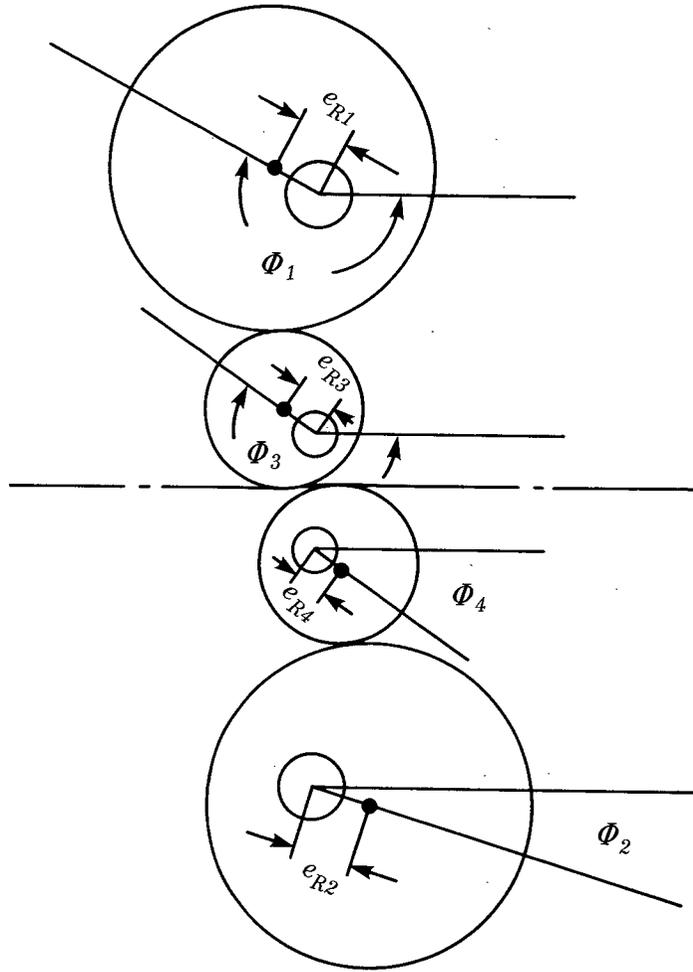


図5.3.4 オフライン推定法の偏心パラメータ推定用モデル

いま、 j 番目のサンプリングパルスに同期して得られた荷重 $P(j)$ から、荷重のロックオン値 P_0 (噛み込み直後の荷重値) を差し引いた偏心による荷重変動 $\Delta P_{ef}(j)$ を各ロールの n_l 次高調波までの正弦波の重ね合わせと考えると次式となる。

$$\Delta P_{ef}(j) = M' \sum_{l=1}^4 \sum_{m=1}^{n_l} e_{Rlm} \sin(m\Theta_l(j) + \Phi_{lm}) + P_{OF}(j) + \Delta P_e(j) \quad (5.3.3)$$

$(j=1, 2, \dots)$

ただし、 l : 各ロールの番号、 e_{Rlm} : 第 l ロールの m 次偏心量 (振幅)、 Φ_{lm} : 第 l ロールの m 次偏心初期位相角、 $\Theta_l(j)$: 第 l ロールの回転角、 n_l : 第 l ロールの高調波成分の次数、 $P_{OF}(j)$: 荷重のオフセット値、 $\Delta P_e(j)$: 荷重データの観測雑音、 M' : 等価ミル定数 ($= M/(1-k')$)、 j : サンプリングパルスのナンバー

次に、観測値 $\Theta_i(j)$ で構成されるベクトル $\mathbf{a}(j)$ と未知パラメータ $e_R, \Phi, P_{OF}(j)$ で構

成されるベクトル $\mathbf{x}(j)$ を次式で定義する。

$$\begin{aligned} \mathbf{a}(j) = & (\sin \Theta_1(j), \cos \Theta_1(j), \sin 2\Theta_1(j), \cos 2\Theta_1(j), \dots, \sin(n_1\Theta_1(j)), \\ & \cos(n_1\Theta_1(j)), \sin \Theta_2(j), \cos \Theta_2(j), \dots, \sin(n_4\Theta_4(j)), \\ & \cos(n_4\Theta_4(j)), 1) \end{aligned} \quad (5.3.4)$$

$$\mathbf{x} = (X_1 |, \dots, |X_4, X_0)^T \quad (5.3.5)$$

$$X_l = (X_{l1}, X_{l2}, \dots, X_{l,2n_l})^T \quad (l = 1, 2, 3, 4)$$

ただし、 $X_{l,2m-1} = M' e_{Rlm} \cos \Phi_{lm}$

$$X_{l,2m} = M' e_{Rlm} \sin \Phi_{lm} \quad (m = 1, 2, \dots, n_l) \quad (5.3.6)$$

$$X_0 = P_{OF}(j)$$

これらの関係より、(5.3.3)式を展開し、ベクトル表現すると次式となる。

$$\Delta P_{ef}(j) = \mathbf{a}(j) \mathbf{x}(j) + \Delta P_\varepsilon(j) \quad (5.3.7)$$

ここで、未知ベクトル \mathbf{x} が推定できると、偏心パラメータ e_R, Φ は(5.3.6)式の関係から、下式で求めることができる。

$$e_{Rlm} = \sqrt{X_{l,2m-1}^2 + X_{l,2m}^2} / M' \quad (m = 1, 2, \dots, n_l) \quad (5.3.8)$$

$$\Phi_{lm} = \tan^{-1} \frac{X_{l,2m}}{X_{l,2m-1}} \quad (5.3.9)$$

また、荷重のオフセット値 P_{OF} は、 X_0 として求まる。

これらの関係から、逐次推定法を用いて偏心パラメータを推定することができる。このように、本方法では、各ロールの偏心パラメータを推定することによって、ロール径差によって生じる偏心波形の振幅と位相の変化に追従することができる。

(2) オンライン推定法

本方法は、圧延時の噛み止めによって発生する熱膨張に起因したロール偏心を推定する。圧延中はロール回転数が高くなることから、計算負荷の軽減を考慮して各ロール毎の偏心パラメータの推定は行わず、偏心の影響が大きいロール、例えば、4段圧延機のバックアッ

プロール(以下BUR)の一回転分の圧延荷重変動データより偏心成分を上BURを基準にして推定し、それに基づいて次回転にて圧下を補償する。以下に偏心成分推定用のモデルを示す。

j 番目のサンプリングパルスに同期して得られた偏心による荷重変動 $\Delta P_{en}(j)$ は、次式で表される。

$$\Delta P_{en}(j) = \frac{M'Q}{M'+Q} \sum_{m=1}^{n_B} e_{Bm} \sin(m\Theta_B(j) + \Phi_{Bm}) + P_{OF}(j) + \Delta P_\varepsilon(j) \quad (5.3.10)$$

ただし、 e_{Bm} : BURの m 次偏心量(振幅) Φ_{Bm} : BURの m 次偏心初期位相角、 n_B : BURの高周波成分の次数、 Θ_B : 上BURの回転角、 Q : 圧延材の塑性係数

(5.3.10)式は、オフライン推定法の場合と同様に、次式に変形される。

$$\begin{aligned} \Delta P_{en}(j) &= \sum_{m=1}^{n_B} \{X_{m1} \sin(m\Theta_B(j)) + X_{m2} \cos(m\Theta_B(j))\} + P_{OF}(j) + \Delta P_\varepsilon(j) \\ &= \mathbf{a}(j) \mathbf{x}(j) + \Delta P_\varepsilon(j) \end{aligned} \quad (5.3.11)$$

ただし、

$$\mathbf{a}(j) = (\sin\Theta_B(j), \cos\Theta_B(j), \dots, \sin(n_B\Theta_B(j)), \cos(n_B\Theta_B(j)), 1) \quad (5.3.12)$$

$$\mathbf{x} = (X_1, \dots, X_m, \dots, X_{n_B}, X_0)^T \quad (5.3.13)$$

$$X_m = (X_{m1}, X_{m2})^T$$

$$X_{m1} = \frac{M'Q}{M'+Q} e_{Bm} \cos\Phi_{Bm} \quad (m=1, 2, \dots, n_B)$$

$$X_{m2} = \frac{M'Q}{M'+Q} e_{Bm} \sin\Phi_{Bm} \quad (5.3.14)$$

$$X_0 = P_{OF}(j)$$

よって、(5.3.11)式に基づき、逐次推定法によって偏心成分 X_{m1}, X_{m2} および荷重オフセット量 X_0 を時々刻々推定できる。このように、本方法では、ロール一回転毎に偏心成分を推定することによって、ロール径差によって生じる偏心波形の振幅と位相の変化に対応している。

(3) 制御量の演算

オフライン推定法によって推定された偏心パラメータを $\hat{e}_R, \hat{\Phi}$ とすると、その制御量 Δu_{OF} は、

$$\Delta u_{OF}(j) = \sum_{l=1}^4 \sum_{m=1}^{n_l} \hat{e}_{Rlm} \sin(m\Theta_l(j) + \hat{\Phi}_{lm} + \phi_{Rlm}) \quad (5.3.15)$$

となる。ここで、 ϕ_{Rlm} は、第 l ロール m 次成分に対する油圧圧下系の位相遅れ補償量であり、各ロール回転速度によって決定される。

また、オンライン推定法によって推定された偏心成分を X_{m1}, X_{m2} とすると、ロール一回転毎の制御であることから、積分型の制御となり、制御量 Δu_{ON} は、

$$\begin{aligned} \Delta u_{ON}(j) = \frac{M'+Q}{M'Q} \sum_r \{ \sum_{m=1}^{n_B} \hat{X}_{m1} \sin(m\Theta_B(j) + \phi_{R1m}) \\ + \sum_{m=1}^{n_B} \hat{X}_{m2} \cos(m\Theta_B(j) + \phi_{R1m}) \} \end{aligned} \quad (5.3.16)$$

となる。ここで、 \sum_r はロール一回転毎に加算される積分を表す¹⁹⁾。

従って、圧延中のロール偏心制御量 Δu_e は、

$$\Delta u_e(j) = \Delta u_{OF}(j) + \Delta u_{ON}(j) \quad (5.3.17)$$

となる。

5.3.4 偏心パラメータの推定アルゴリズム

本研究のロール偏心制御システムでは、逐次推定法を用いて偏心パラメータを推定している。以下では、基本となる逐次型最小自乗推定、平方根フィルタによる推定計算の安定化、指数荷重型最小自乗法による推定精度の向上および、パラメータの収束判定方法について述べる。

(1) 基本アルゴリズム

(5.3.7)式、あるいは(5.3.11)式に基づいて偏心パラメータ e_R, Φ を推定する。パラメータ推定には逐次推定法を用いており、その基本アルゴリズムは以下のとおりである¹⁷⁾。

$$\hat{x}(j+1) = x(j) + g_R(j+1)(\Delta P_e(j+1) - a(j+1)\hat{x}(j)) \quad (5.3.18)$$

$$g_R(j+1) = \frac{B_R(j) a^T(j+1)}{\lambda_1 + a(j+1) B_R(j) a^T(j+1)} \quad (5.3.19)$$

$$B_R(j+1) = \{I - g(j+1) a(j+1)\} B_R(j) \quad (5.3.20)$$

4段圧延機の場合 $\hat{x}(j)$ は、オフライン推定法では、 $2\sum_{i=1}^4 n_i + 1$ 次元ベクトル、オンライン推定法では、 $2n_B + 1$ 次元ベクトルとなる。また、 λ_1 は、最小自乗推定とカルマンフィルタとの互換性を保つための設定パラメータであり、 $\lambda_1 = I$ と設定すると最小自乗推定となり、 $\lambda_1 = \text{観測ノイズの分散} (\sigma_e^2)$ と設定すると、カルマンフィルタのアルゴリズムと等価となる¹⁷⁾。

$\Delta P_e(j)$ は、第 j サンプリングパルスの荷重変動の観測値を示しており、オフライン推定法の場合は $\Delta P_{ef}(j)$ の観測値であり、オンライン推定法の場合は $\Delta P_{en}(j)$ の観測値である。

(2) 平方根フィルタの応用

上記の基本アルゴリズムを用いて偏心パラメータの推定シミュレーションを行ったところ、推定値が発散した。これは、推定計算を単精度で行っていたために丸め誤差が大きく、収束の十分条件である「誤差共分散行列 $B_R(j)$ が非負」の条件が満足されていないためであった。この問題を解決するのに倍精度演算を用いる方法が考えられるが、この方法は誤差の蓄積量を小さくするだけであり、問題の本質的な解決策とはなっていない。また、倍精度演算は計算負荷が過大となり、オンライン制御に適さない。そこで、Potter の平方根フィルタ¹⁸⁾ を用いて、誤差共分散行列の非負を保証した。

平方根フィルタの考え方は、誤差共分散行列 B_R を平方根行列 S_R と S_R^T の積で表し、 B_R の代わりに S_R を逐次的に更新する方法である。この結果、 B_R は非負であることが保証される。具体的な展開を以下に示す。

誤差共分散行列 $B_R(j)$ を、平方根行列 $S_R(j)$ を用いて次式のように分解する。

$$B_R(j) = S_R(j) \cdot S_R^T(j) \quad (5.3.21)$$

したがって、(5.3.20)式の関係より下式を得る。

$$B_R(j+1) = B_R(j) - g_R(j+1) a(j+1) B_R(j)$$

$$\begin{aligned}
&= B_R(j) - \frac{B_R(j) \mathbf{a}^T(j+1) \mathbf{a}(j+1) B_R(j)}{\lambda_1 + \mathbf{a}(j+1) B_R(j) \mathbf{a}^T(j+1)} \\
&= S_R(j) \{I - Z_R(j+1) \mathbf{f}(j+1) \mathbf{f}^T(j+1)\} S^T(j)
\end{aligned} \tag{5.3.22}$$

ただし、

$$\mathbf{f}(j+1) = S_R^T(j) \mathbf{a}^T(j+1) \tag{5.3.23}$$

$$Z_R(j+1) = \frac{1}{\lambda_1 + \mathbf{a}(j+1) B_R(j) \mathbf{a}^T(j+1)} = \frac{1}{\lambda_1 + \mathbf{f}^T(j+1) \mathbf{f}(j+1)} \tag{5.3.24}$$

ここで、 $B_R(j+1)$ を平方根行列に分解し、その逐次解を求めることを考える。まず、(5.3.22)式の $\{ \}$ の部分に正の未定定数 $\gamma_R(j+1)$ を導入し、下式のように分解する。

$$\begin{aligned}
&I - Z_R(j+1) \mathbf{f}(j+1) \mathbf{f}^T(j+1) \\
&= \{I - \gamma_R(j+1) Z_R(j+1) \mathbf{f}(j+1) \mathbf{f}^T(j+1)\} \{I - \gamma_R(j+1) Z_R(j+1) \mathbf{f}(j+1) \mathbf{f}^T(j+1)\}
\end{aligned} \tag{5.3.25}$$

本式が成立するように $\gamma_R(j+1)$ を定めると次式となる。

$$\gamma_R(j+1) = \frac{1}{1 + \sqrt{\lambda_1} Z_R(j+1)} \tag{5.3.26}$$

この導出の詳細は、本章末の付録5.3に示す。

従って、(5.3.21), (5.3.22), (5.3.25), (5.3.26)式より、 $B_R(j+1)$ の平方根行列 $S_R(j+1)$ は下式により、逐次的に計算できる。

$$S_R(j+1) = S_R(j) - Z_R(j+1) \gamma_R(j+1) S_R(j) \mathbf{f}(j+1) \mathbf{f}^T(j+1) \tag{5.3.27}$$

また、このとき、(5.3.24)式より、ゲインベクトル $\mathbf{g}_R(j+1)$ は、

$$\mathbf{g}_R(j+1) = Z_R(j+1) S_R(j) \mathbf{f}(j+1) \tag{5.3.28}$$

で表される。よって、基本アルゴリズムのうち、(5.3.20)式の誤差共分散行列 B_R と(5.3.19)式のゲインベクトル \mathbf{g}_R を(5.3.23), (5.3.24), (5.3.27)および、(5.3.28)式に置き換え

で逐次的に解くことにより、偏心パラメータを安定に計算できる。

(3) 指数荷重型最小自乗法の適用

図5.3.5にロール偏心による荷重変動データ(実測)を示す。本図からわかるように、荷重オフセット値は一定ではなく、ゆるやかな変動を持つ場合がある。このデータ列に対して上記のアルゴリズムを用いると、荷重オフセット値の推定精度が悪化する。これは、荷重オフセット値が変動するにもかかわらず、誤差共分散行列が収束してしまうためである。その結果、推定パラメータが収束してしまうために荷重オフセット値の変動に追従できないばかりでなく、偏心パラメータの推定精度の悪化を招いている。そこで、指数荷重型最小自乗法^{19), 20)}を適用することによって、推定精度を向上させた。

すなわち、指数荷重型最小自乗法では、評価指標として、

$$J_e = \sum_{m=1}^j \delta^{j-m} \{ \Delta P_e(m) - \mathbf{a}(m) \mathbf{x}(m) \}^2 \quad (5.3.29)$$

を導入することにより、誤差共分散行列の急峻な減少を防止する。ただし、 δ は重み係数(< 1.0)を表わす。指数荷重型最小自乗法を逐次型に展開すると、基本アルゴリズムにおいて、ゲインベクトル \mathbf{g}_R 、および共分散行列 B_R が次式となる²⁰⁾。

$$\mathbf{g}_R(j+1) = \frac{B_R(j) \mathbf{a}^T(j+1)}{\delta + \mathbf{a}(j+1) B_R(j) \mathbf{a}^T(j+1)} \quad (5.3.30)$$

$$B_R(j+1) = \frac{1}{\delta} \{ I - \mathbf{g}_R(j+1) \mathbf{a}(j+1) \} B_R(j) \quad (5.3.31)$$

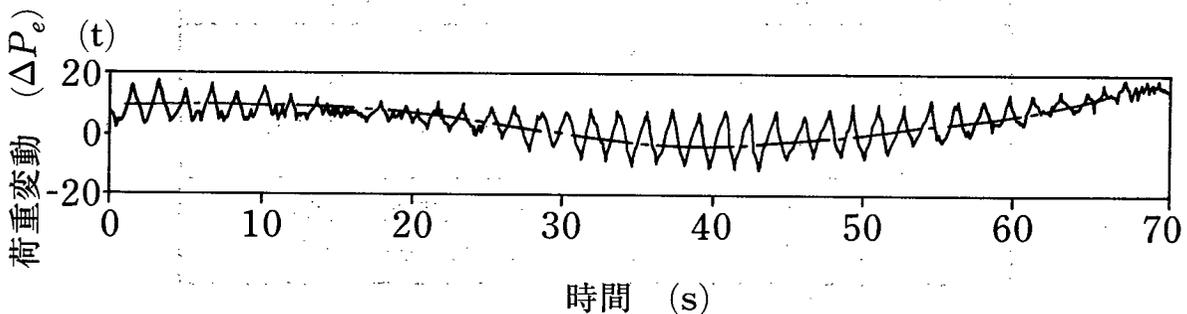


図5.3.5 荷重オフセット値のゆるやかな変動をともなった偏心による荷重変動データ

(4) パラメータ推定アルゴリズムの汎用化

以上の検討結果から、本システムでは、最小自乗推定、カルマンフィルタ、および指数荷重型最小自乗法をそれぞれの特徴に応じて適用できるシステムとした。また、3つの方法を合理的に使い分けることを考慮し、推定アルゴリズムを汎用化した。すなわち、同一の

推定式で偏心パラメータの推定ができるように、(5.3.19)式の λ_1 に加えて新たに λ_2, λ_3 を導入した²⁾。汎用化したアルゴリズムを以下に示し、 λ パラメータの設定方法を表5.3.1に示す。また、本アルゴリズムの導出の詳細を付録5.4に示す。

$$\hat{\mathbf{x}}(j+1) = \hat{\mathbf{x}}(j) + \mathbf{g}_R(j+1)\{\Delta P_e(j+1) - \mathbf{a}(j) \hat{\mathbf{x}}(j)\} \quad (5.3.18)$$

$$\mathbf{g}_R(j+1) = \frac{\mathbf{S}_R(j) \mathbf{f}(j+1)}{\lambda_1 + \mathbf{f}^T(j+1) \mathbf{f}(j+1)} \quad (5.3.32)$$

$$\mathbf{S}_R(j+1) = \frac{1}{\sqrt{\lambda_2}} \left\{ \mathbf{S}_R(j) - \frac{\mathbf{Z}_R(j+1)}{1 + \sqrt{(\lambda_2/\lambda_3) \mathbf{Z}_R(j+1)}} \mathbf{S}_R(j) \mathbf{f}(j+1) \mathbf{f}^T(j+1) \right\} \quad (5.3.33)$$

ただし、

$$\mathbf{f}(j+1) = \mathbf{S}_R^T(j) \mathbf{a}^T(j+1) \quad (5.3.23)$$

$$\mathbf{Z}_R(j+1) = \frac{1}{\lambda_2/\lambda_3 + \mathbf{f}^T(j+1) \mathbf{f}(j+1)} \quad (5.3.24)$$

表5.3.1 推定アルゴリズムを使い分けるための λ パラメータの設定

設定パラメータ	推定アルゴリズム
$\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 1.0$	最小自乗推定
$\lambda_1 = \frac{1}{\lambda_3} = \sigma_e^2$ $\lambda_2 = 1.0$	カルマンフィルタ (σ_e^2 : 測定雑音 ΔP_e の分散)
$\lambda_1 = \lambda_2 = \delta$ $\lambda_3 = 1$	指定荷重型最小自乗法 ($0.995 < \delta < 0.999$)

(5) 収束性の判定

オフライン推定法では、キスロール回転状態で偏心パラメータを推定するので、その間、圧延を行うことができない。そこで、推定時間を短縮するために、推定パラメータの収束性を自動的に判定し、推定を終了するシステムとした。収束性を判定する方法を以下に示す。

逐次推定法では、パラメータの収束と共に推定誤差の共分散が減少してゆく。共分散の

減少は誤差共分散行列 $B_R(j)$ の固有値の減少によって定量化されるが、個々の固有値を求めるには固有値演算用のソフトウェアを用意する必要があり、逐次推定中に演算を行うことは計算負荷が過大となり、現実的ではない。

いっぽう、 $B_R(j)$ が非負行列であることから、全ての固有値が正（または零）である。従って、全固有値の合計、すなわち、 $B_R(j)$ のトレースの逐次計算値を監視することによって、推定パラメータの収束性を判定することが可能である。

収束の判定条件を次式に示す。

$$\text{tr}(B_R(j)) < \Gamma_e \quad (5.3.35)$$

ただし、 Γ_e は、収束判定のためのしきい値であり、パラメータの推定精度維持と圧延停止時間の短縮化を勘案して、シミュレーションと実機テストの結果により、適切な値を決定した。

5.3.5 シミュレーションによる考察

冷延タンデムミルの No.1 スタンドを想定し、ロール偏心の推定および、制御シミュレーションなど、各種のシミュレーションを行なった。その方法を以下に述べる。

- ①制御対象として、図2.7.2のゲージメータ AGC を備えた4段圧延機を想定した。
- ②偏心によるロール胴部の変動としてバックアップロールとワークロールの偏心を正弦波で近似し（基本周波数成分のみ）、白色ノイズを付加した信号を の位置に加える。想定した偏心量 e_R や初期位相角 Φ などの条件を表5.3.2に示す。
- ③オフライン推定法では、荷重変動 ΔP_e や回転角 Θ のデータを用いて偏心パラメータの推定を行なう。その結果を基にして(5.3.15)式で制御量を計算し、 の位置に入力して制御シミュレーションを行なう。
- ④オンライン推定法では、荷重変動 ΔP_e や回転角 Θ のデータを用いて偏心波形の推定を行ないながら、(5.3.16)式で計算された制御量を の位置に入力して制御シミュレーションを行なう。

表5.3.2 偏心制御シミュレーションの条件

ロール		上バックアップロール	下バックアップロール	上ワークロール	下ワークロール
図5.3.6 ↙ 図5.3.13	振幅 [μm]	$e_{R1} = 5.0$	$e_{R2} = 3.0$	$e_{R3} = 1.0$	$e_{R4} = 2.0$
	位相角 [$^{\circ}$]	$\phi_1 = -90$	$\phi_2 = 90$	$\phi_3 = 45$	$\phi_4 = 45$
ロール径 [mm]		1420.0	1380.0	522.0	544.0

シミュレーション結果の説明と考察を次に示す。

- (1) シミュレーションにより偏心による荷重変動 ΔP_e を計算した結果を図5.3.6に示す。(ただし、荷重のオフセット値は $P_{OF} = 0.0 \text{ kg}$) ワークロール偏心の影響は、観測雑音 $\Delta P_e(j)$ によって明確には判別できない。

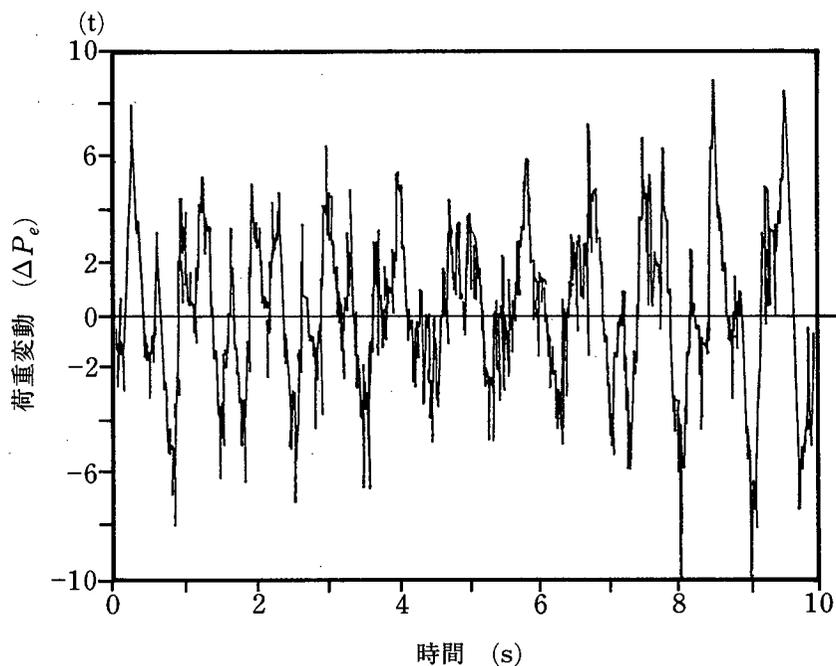
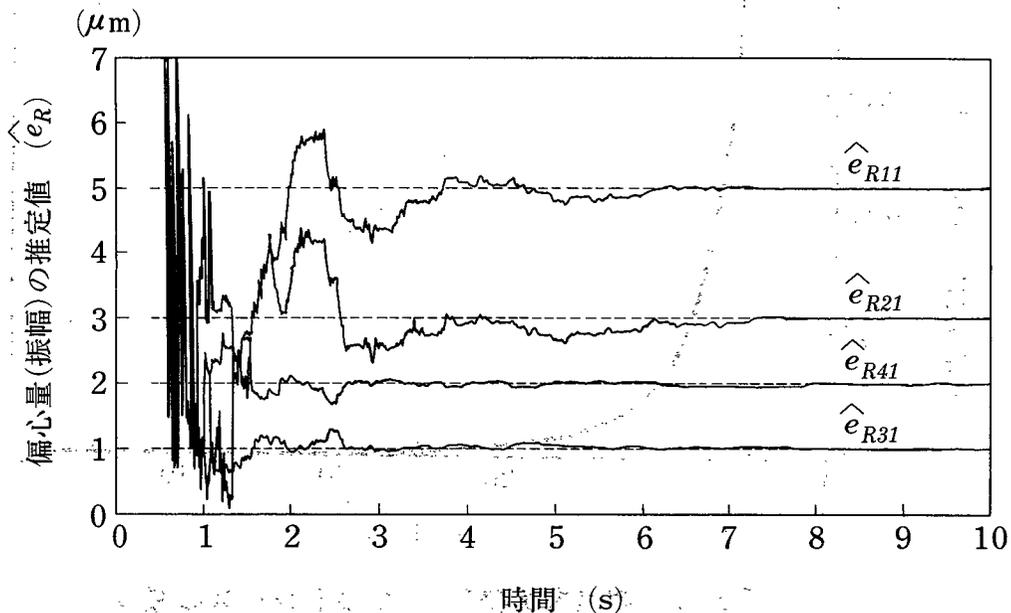


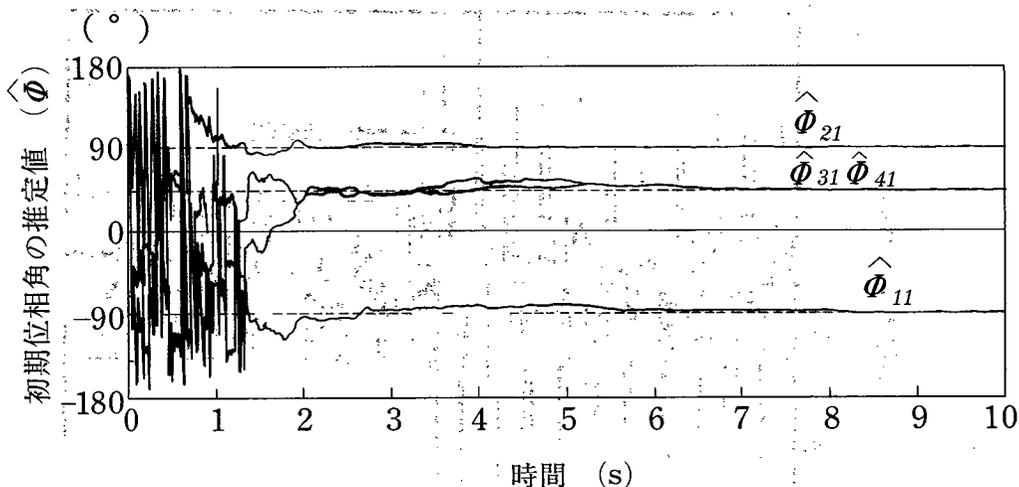
図5.3.6 ロール偏心による荷重変動 (シミュレーション)

- (2) 本データに対してオフライン推定法を適用し、各ロールの偏心量 e_R と位相角 ϕ を推定した結果を図5.3.7に示す。ともに推定開始から、約8秒で図中の破線で示した真値(設定値)に収束している。また、誤差共分散行列 B_R のトレースの減少を図5.3.8に示す。ト

レースの値は安定して減少している。この例では、収束判定のしきい値 Γ_e を推定開始から8秒後の $\Gamma_e = 0.05$ とすれば良いことがわかる。次に、推定された結果を用いて制御を行ったときの板厚変動 Δh_e を図5.3.9に示す。制御中では、ほぼ雑音成分のみの変動である。



(a) オフライン推定法による偏心率(振幅) e_R の推定値



(b) オフライン推定法による初期位相角 ϕ の推定値

図5.3.7 オフライン推定法によって推定された偏心率 e_R と位相角 ϕ

(シミュレーション)

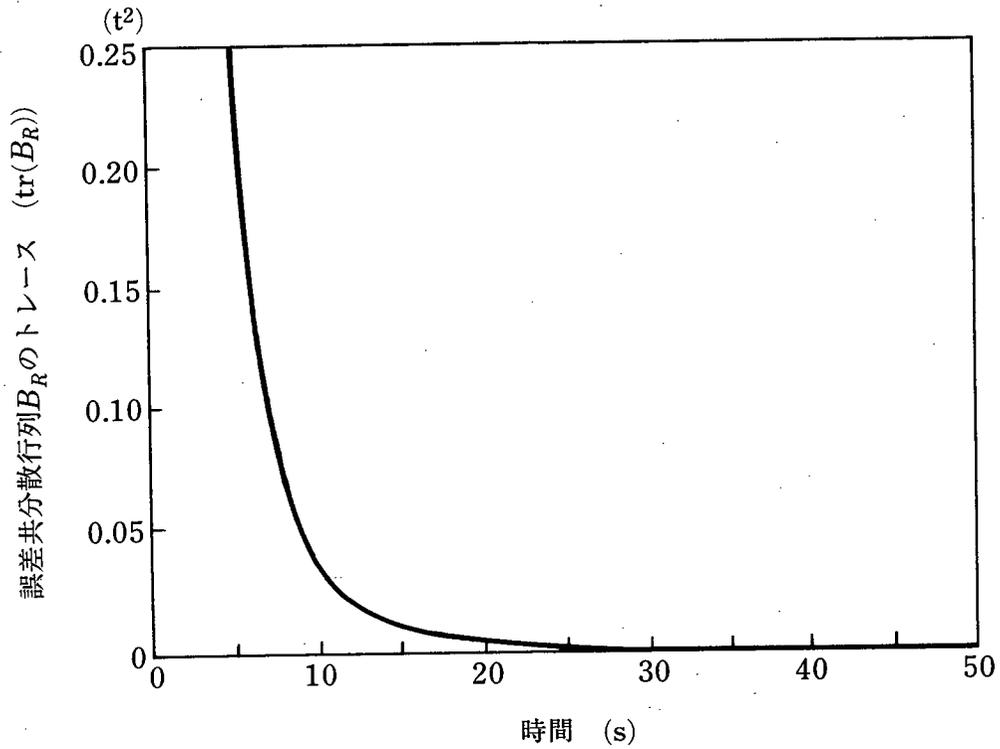


図5.3.8 誤差共分散行列 B_R のトレースの減少

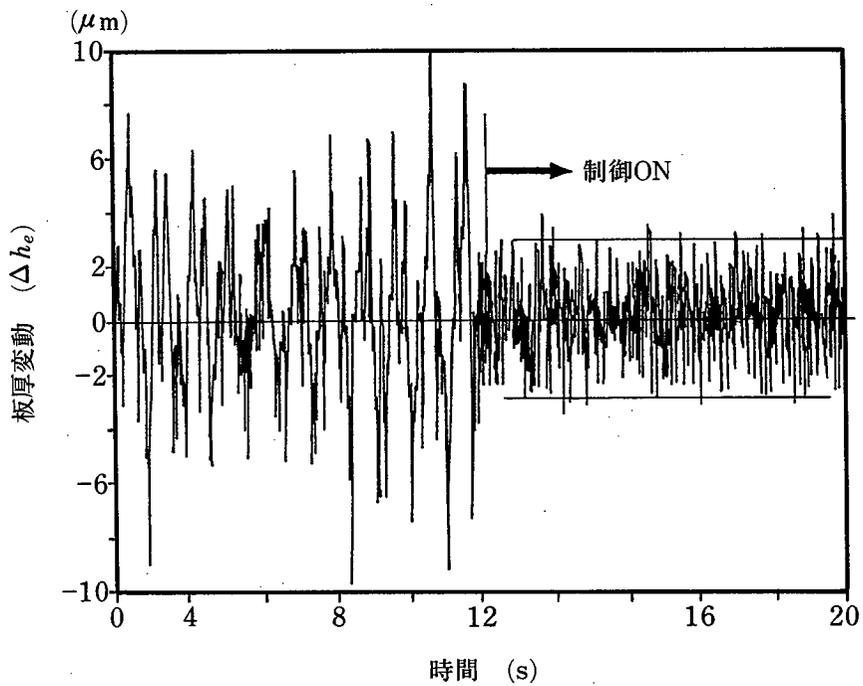


図5.3.9 オフライン推定法に基づく偏心制御シミュレーションの結果

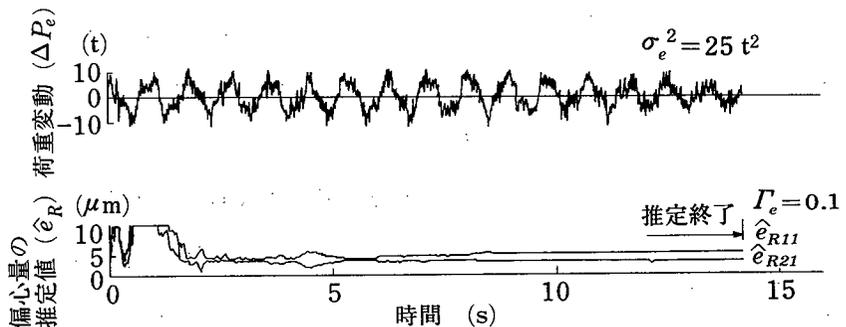
(3) 逐次型最小自乗推定とカルマンフィルタによるパラメータ推定と誤差共分散行列 B_R の収束性を比較するために、シミュレーションを行なった。その結果を図5.3.10に示す。こ

ここでは、偏心による荷重変動と、BURの偏心量 e_R の推定結果を示している。ただし、推定結果の初期の部分は一部を飽和させている。また、収束の判定のしきい値 Γ_e を $\Gamma_e = 0.1$ と設定し、(5.3.35)式の条件で推定を終了させている。図5.3.10-1では、観測雑音の大きい場合として雑音の分散 σ_e^2 を $25t^2$ としている。

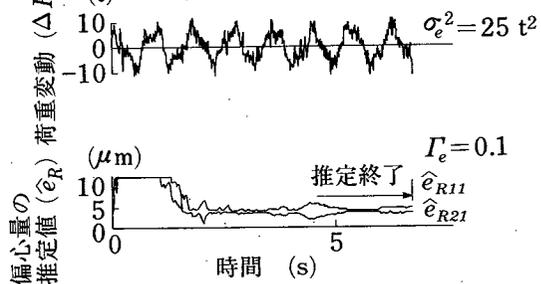
カルマンフィルタでは、パラメータ収束後の適切な時間で推定が終了しているのに対し、最小自乗推定では、パラメータが収束する前に推定が終了している。一方、図5.3.10-2では、観測雑音の小さい場合として $\sigma_e^2 = 0.06t^2$ としており、カルマンフィルタでは短時間で推定を終えているのに対し、最小自乗推定ではパラメータ収束後も推定を続けている。

一定変数を逐次型最小自乗推定で推定する場合、カルマンフィルタにおいてシステムノイズがなく、 $\lambda_1 = 1$ とした場合に等価である²⁰⁾。したがって、図5.3.10の結果からもわかるように、推定パラメータの収束過程は、推定初期を除いて同等である。一方、誤差共分散行列 B_R については、観測雑音の分散 σ_e^2 が、 $tr(B_R)$ の減少に関与しており、 σ_e^2 が大きいほど、 $tr(B_R)$ の減少が遅い。本システムでは、誤差共分散行列 B_R のトレース、すなわち、平均自乗誤差の減少で偏心パラメータの収束性を判定している。従って、雑音の分散値があらかじめ、計算あるいは観測してわかっている場合には、カルマンフィルタとして機能させて、パラメータ推定の高精度化と推定時間の短縮を図る。一方、雑音の分散値がわからない場合には、逐次型最小自乗推定として機能させる。このとき、カルマンフィルタを適用した場合より推定時間がかかる場合があるが、推定精度を保証するために、 Γ_e を観測雑音の分散が予想される最大の値をとる場合を想定して設定する。

(4) オンライン推定法によって偏心成分を推定した結果を図5.3.11に示す。オンライン推定法では、BURの1回転ごとに(5.3.14)式に従って X_{m1}, X_{m2} を推定し、次回転では、その結果に基づいて制御量を計算する。さらに、その制御結果を制御残差と考え、推定と制御をくりかえす。従って、制御量は各回転における X_{m1}, X_{m2} の収束値を(5.3.16)式に代入し、その積分値に基づいて決定される。本図では、 X_{m1} 、すなわち、(5.3.11)式における *sine* 成分の推定結果とその積分結果の推移を示している。*sine* 成分は、各回転中に収束しており、その収束値の積分値が安定して推移している。この積分値が1回転中で変化しないのは、積分を上BURの1回転ごと(基準パルスごと)に行なっているためである。また、積分値がゆるやかに変化するのは、ロール径差によって振幅や位相が変化するのに対応している。また、オンライン推定法による制御結果を図5.3.12に示す。BURの偏心のみを制御するモデルであるために、制御中でもワークロール(WR)の偏心の影響

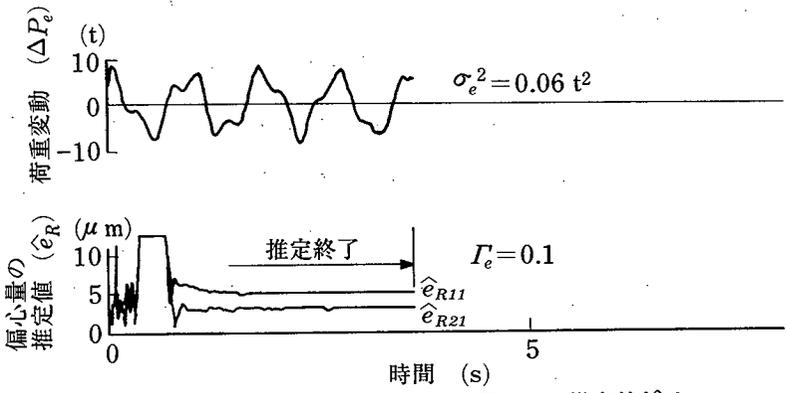


(a)カルマンフィルタによる偏心量 e_R の推定結果

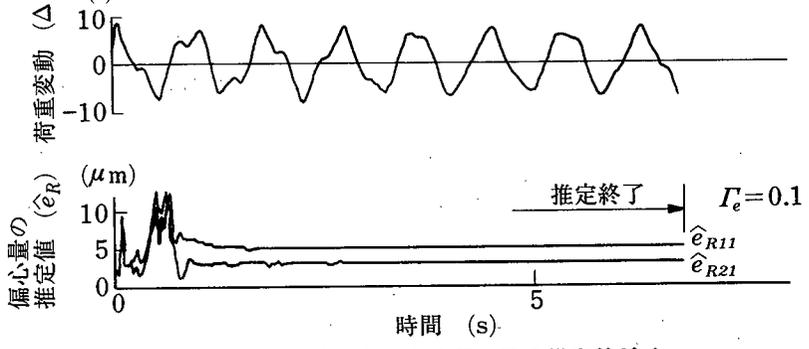


(b)最小自乗推定による偏心量 e_R の推定結果

図5.3.10-1 カルマンフィルタと最小自乗推定の比較($\sigma_e^2 = 25t^2$)



(a)カルマンフィルタによる偏心量の推定値(\hat{e}_R)



(b)最小自乗推定による偏心量の推定値(\hat{e}_R)

図5.3.10-2 カルマンフィルタと最小自乗推定の比較($\sigma_e^2 = 0.06 t^2$)

図5.3.10 カルマンフィルタと逐次型最小自乗推定によるパラメータの収束性の比較 (シミュレーション)

が残り、図5.3.9のオフライン推定法の結果に比べて板厚変動 Δh_e が大きくなっていることがわかる。

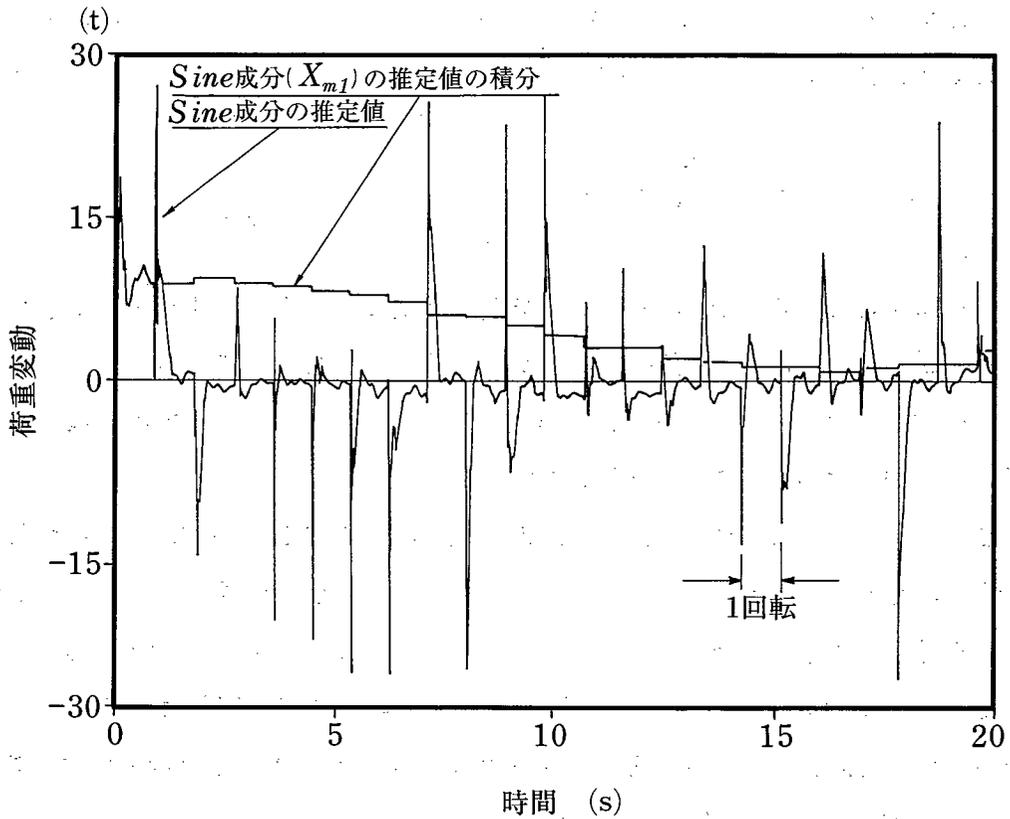


図5.3.11 オンライン推定法による偏心成分の推定結果 (シミュレーション)

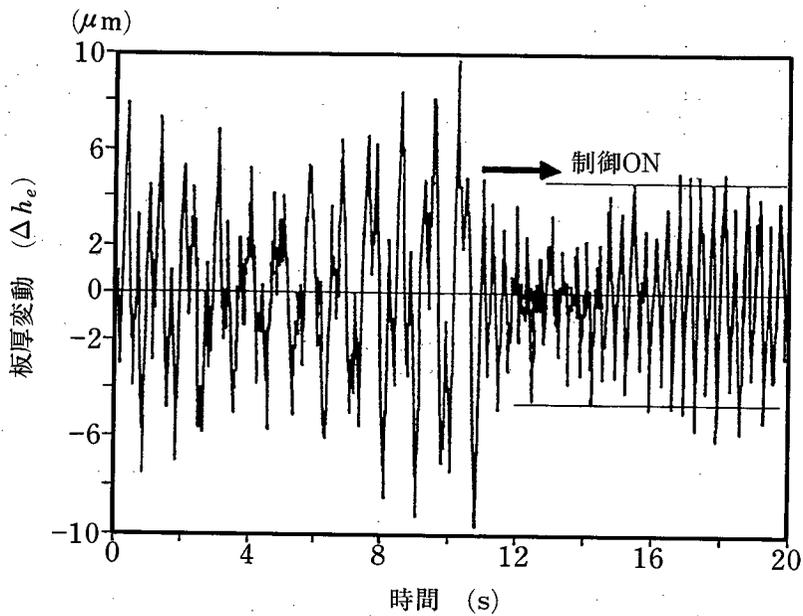


図5.3.12 オンライン推定法に基づく偏心制御シミュレーションの結果

(5) オフライン推定法による荷重オフセット値 ΔP_{OF} の変動を推定した結果を図5.3.13に示す。本図では、指数荷重型最小自乗法を適用した場合(重み係数 $\delta=0.997$ 、図中の実線)と最小自乗推定の場合(図中の一点鎖線)を比較して示している。また、本シミュレーションでは、荷重のオフセット値を、

$$P_{OF}(t) = 34 \sin\left(\frac{2\pi}{34}t + \pi\right) \quad (5.3.36)$$

として変動させている。(図中の破線)指数荷重型最小自乗法を用いる方が、荷重オフセット値 ΔP_{OF} のゆるやかな変動をより精度良く推定していることがわかる。

また、荷重のオフセット値が変動する場合、偏心パラメータは、指数荷重型最小自乗法を用いる方が、より速く真値に収束する¹¹⁾。

本方法は重み付き最小自乗推定と等価である。(5.3.29)式において j を現在時刻とすると、 δ^{j-m} は過去になるほど小さくなる重みであり、過去値の影響を小さくする働きがある。この重み付けの効果で、ゆっくりと変動するパラメータの推定にも適用できる²⁰⁾。本システムでは、荷重のオフセット値が変化するロール熱上げ(圧延前に上下のワークロールを接触したまま回転させ、摩擦発熱によってロールにクラウンをつける作業)時など、荷重の平均値がゆっくり変動する場合に適用する。

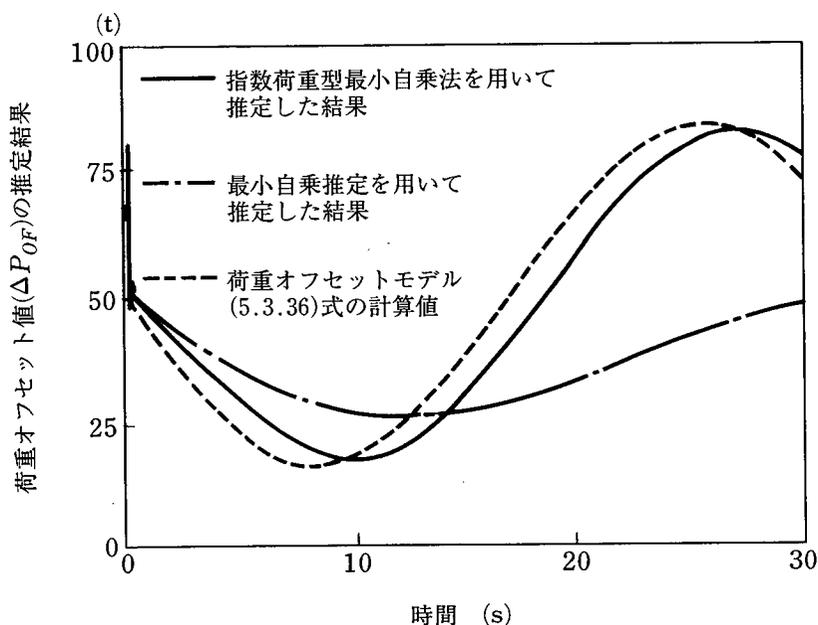


図5.3.13 指数荷重型最小自乗法と最小自乗推定による荷重オフセット値 ΔP_{OF} の変動の推定の比較 (シミュレーション)

5.3.6 実機適用結果と考察

冷延タンデムミルのNo.1スタンドに適用した結果を以下に述べる。制御システムの構成を図5.3.14に示す。ロール偏心制御はPLC(プログラマブルロジックコントローラ)で実現されており、材料塑性係数 Q などのパラメータは、圧延コイル毎に上位のプロセスコンピュータから伝送される。また、ロール偏心制御の効果は、No.1スタンドの圧延荷重変動とNo.2スタンド出側、No.5スタンド出側に設置された板厚計データによって確認される。実機適用時の諸条件を表5.3.3に示す。

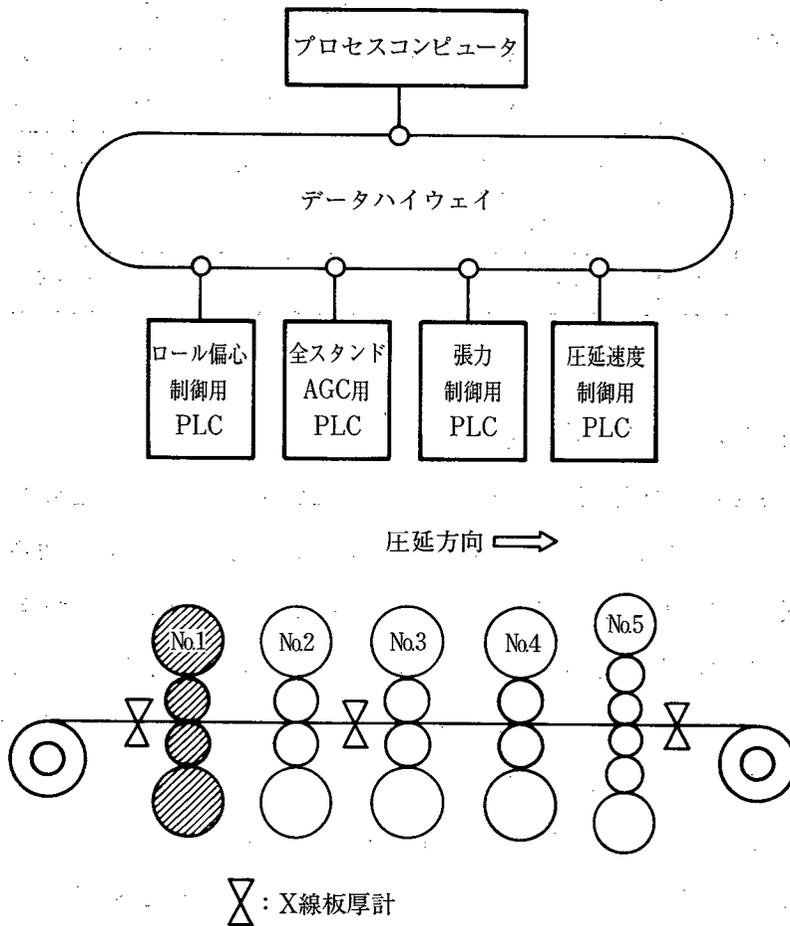


図5.3.14 ロール偏心制御の実機システム構成

表5.3.3 実機適用時の条件

図 番		図5.3.15 図5.3.16	図5.3.17	図5.3.19	
推定方法		オフライン 推定法	オンライン 推定法	オフライン 推定法	オンライン 推定法
推定アルゴリズム		カルマン フィルタ	最小自乗推定	指数荷重型 最小自乗法	最小自乗推定
設定パラメータ		$\lambda_1 = 2.0$ $\lambda_2 = 1.0$ $\lambda_3 = 0.5$ $\Gamma_e = 0.05$	$\lambda_1 = 1.0$ $\lambda_2 = 1.0$ $\lambda_3 = 1.0$	$\lambda_1 = .997$ $\lambda_2 = .997$ $\lambda_3 = 1.0$ $\Gamma_e = .01$	$\lambda_1 = 1.0$ $\lambda_2 = 1.0$ $\lambda_3 = 1.0$
次 数		オフライン推定法: $n_1 = n_2 = 2$ $n_3 = n_4 = 1$ オンライン推定法: $n_B = 2$			
バックアップ ロール径[mm]	上	1490.0	1521.4	1480.9	
	下	1497.2	1520.0	1477.9	

以下に実機適用結果と考察を述べる。

- (1) オフライン推定法の実機適用結果を図5.3.15と図5.3.16に示す。図5.3.15では、推定時の荷重変動と上バックアップロールの偏心量の基本成分 e_{RII} の推定結果を示している。パラメータが安定して推移し、収束している。ここでは、パラメータ推定にカルマンフィルタを用いた。観測雑音の分散 σ_e^2 については、あらかじめ推定計算し、その結果から $\lambda_1 = 2.0$ と設定した。パラメータの収束判定のしきい値 Γ_e については、小さい値をとるほうが高精度の推定となるが、推定に時間がかかる。そこで、シミュレーションの結果 ($\Gamma_e = 0.1$) を参考として推定精度を重視し、 $\Gamma_e = 0.05$ と設定した。この結果、適切な時間で推定が判定できていることがわかる。また、この推定結果に基づき、キスロール（上下のワークロールを接触させた状態）でロールを回転させて制御した結果を図5.3.16に示す。偏心による荷重変動 ΔP_e が 16 t から 6 t 以下に減少し、偏心の影響が十分に除去されている。

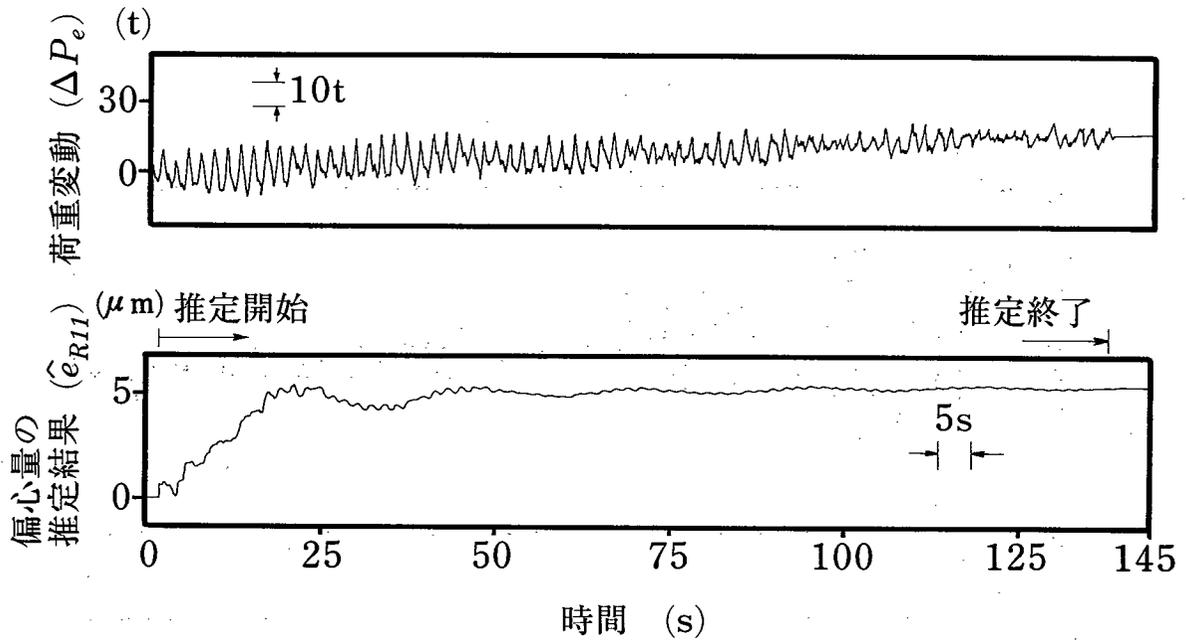


図5.3.15 オフライン推定法による上バックアップロールの偏心率

e_{R1} の推定結果 (実機適用結果)

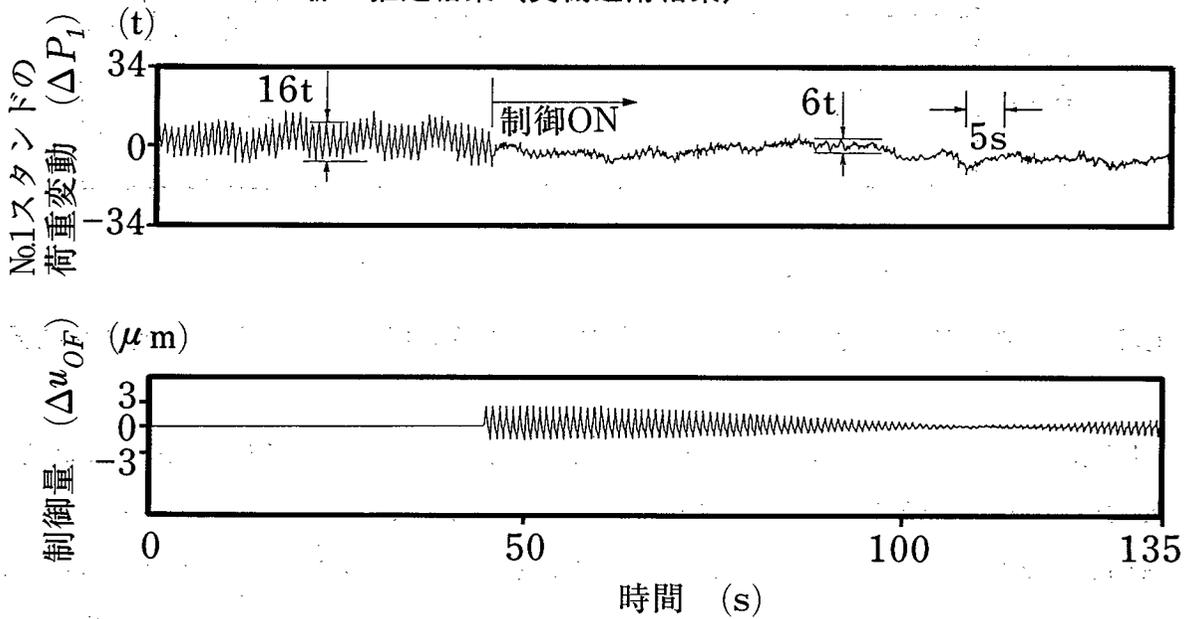


図5.3.16 オフライン推定法に基づくキスロール時の偏心制御結果 (実機適用結果)

(2)キスロールにおいてオンライン推定法によって制御を行った結果を図5.3.17に示す。偏心による荷重変動 ΔP_e が 36 t から 16 t 以下に減少し、バックアップロールの偏心の影響が除去されている。

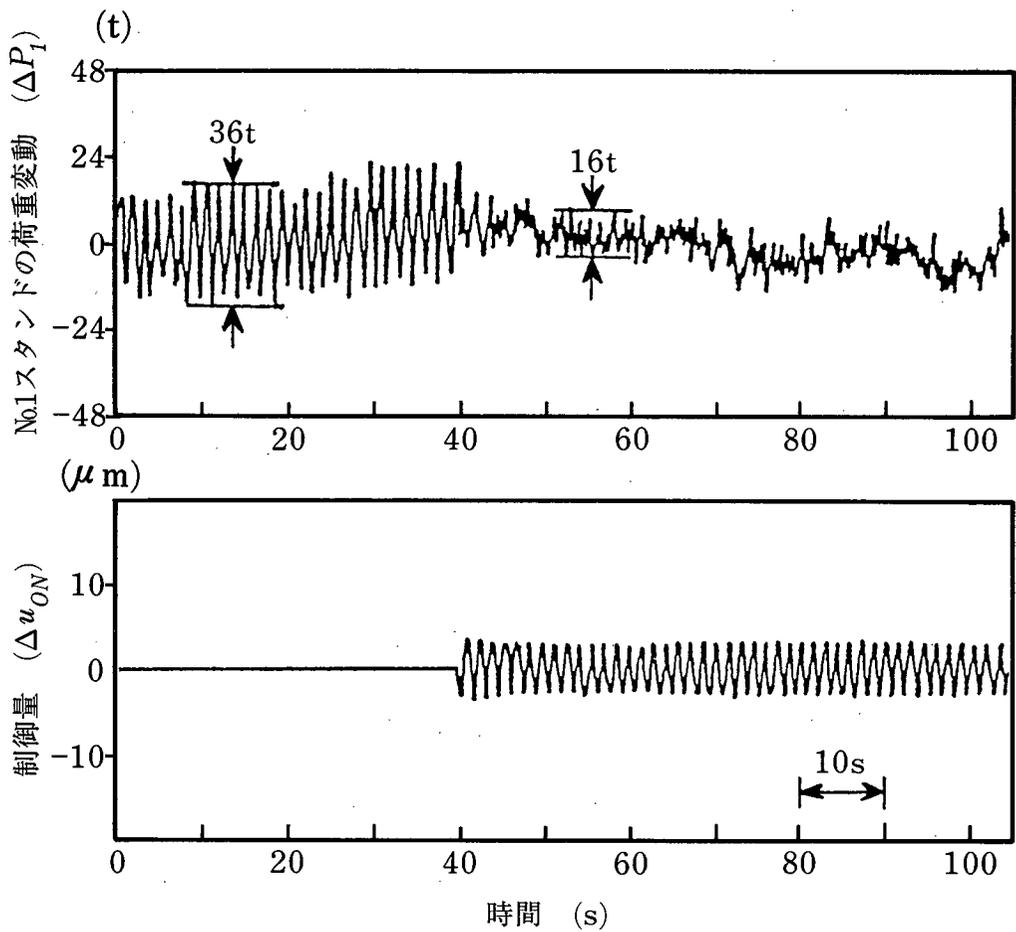
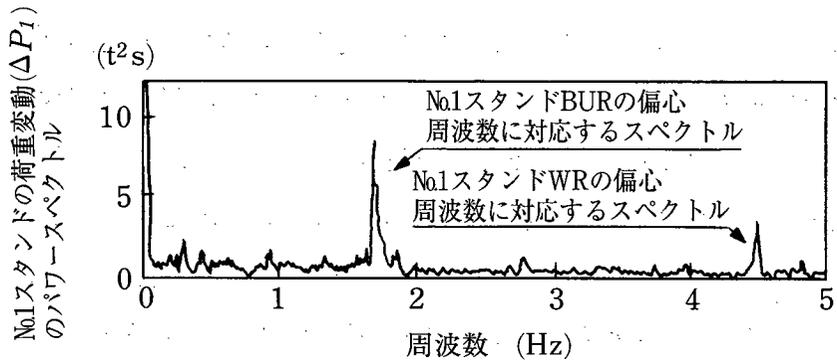
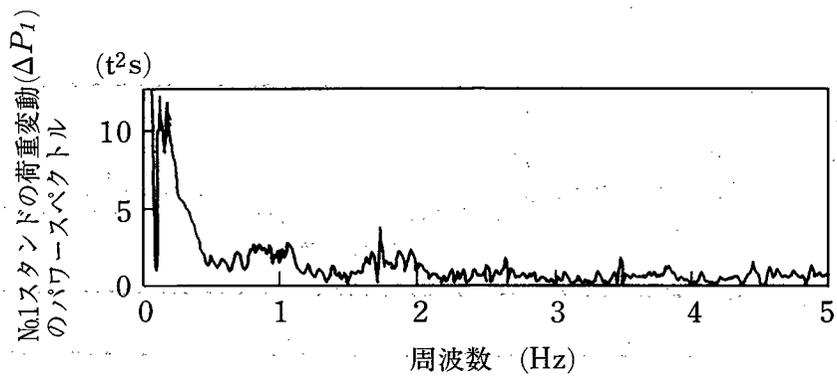


図5.3.17 オンライン推定法に基づくキスロール時の偏心制御結果（実機適用結果）

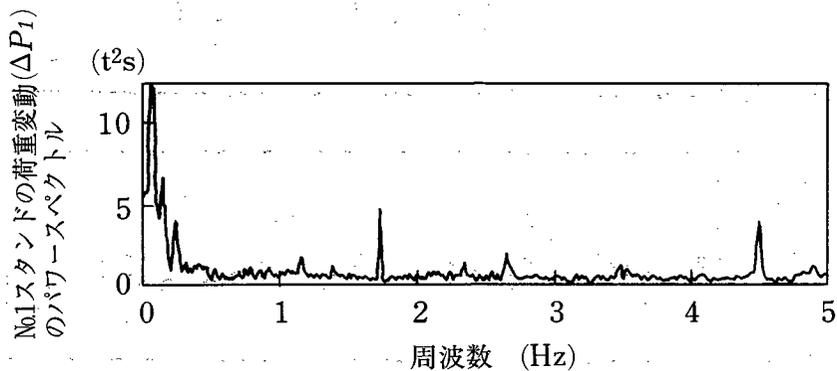
(3) 実圧延時に、No.1スタンドの荷重データを周波数解析した結果を図5.3.18に示す。図5.3.18(a)には、無制御時の周波数解析結果を示し、図5.3.18(b)にはオフライン推定法による制御時の結果を示している。BURとWRの偏心による荷重変動が1/2以下に制御されている。また、図5.3.18(c)にはオンライン推定法による制御時の周波数解析結果を示す。WRの偏心の影響は除去されないが、BURについては偏心による荷重変動 ΔP_0 のスペクトルが約35%減少している。図5.3.18(b)と図5.3.18(c)を比較すると、オフライン推定法による制御の方がBUR偏心の制御効果がまさっている。これは、オフライン推定法の方が、ロール径差による偏心量 e_R と位相角 Φ の変化を遅れなくとらえるためと考えられる。



(a)ロール偏心制御を実施しない時のパワースペクトル



(b)オフライン推定法に基づく制御ON時のパワースペクトル



(c)オンライン推定法に基づく制御ON時のパワースペクトル

図5.3.18 実データの周波数解析によるロール偏心制御の効果
(無制御時と本制御システムによる制御効果の比較)

(4)実圧延時に、オフライン、およびオンライン推定法を組み合わせる制御を行った結果を、図5.3.19に示す。オフライン推定法では、荷重のオフセット値 ΔP_{OF} の変動があったため指数荷重型最小自乗法を用いた。 λ_1 と λ_2 については、事前の推定テストより、荷重

オフセット値の収束性がよい値として、0.997 を選んだ。パラメータの収束判定のしきい値 Γ_e については、本方法が観測雑音の影響を考慮していないことから推定精度を重視し、 $\Gamma_e=0.01$ と選んだ。荷重変動の減少とともに、偏心による板厚変動が減少し、タンデムミル出側の実測板厚変動 Δh_{x5} で、約 $\pm 6\mu\text{m}$ が約 $\pm 3\mu\text{m}$ 以下に制御されている。噛み止め後、オフライン推定法のみでは振幅が増大するのに対して、2方法を併用するとほぼ同じ制御結果を得た。これは、噛み止め時にロールの熱的偏りによる付加的な偏心が発生し、オフライン推定法のみでは対応できないのに対し、2方法を併用することにより、ロール1回転中にパラメータ推定ができることが最大の特徴であるオンライン推定法の制御効果が表れたものと考えられる。

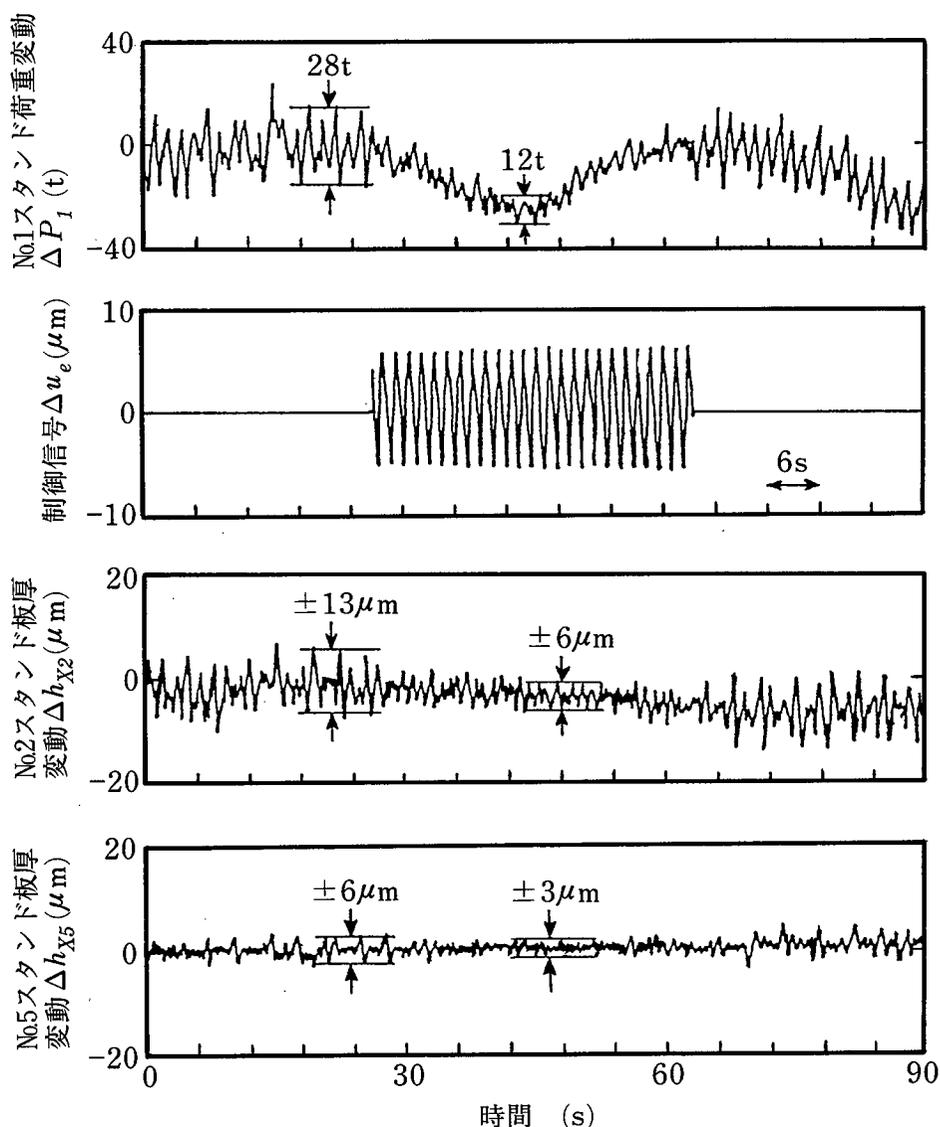


図5.3.19 オフライン推定法とオンライン推定法の組み合わせによる実機適用結果

5.4 第5章の結言

本章では、全スタンドAGCと板厚・張力制御サブシステムによるタンデムミルの分散型多変数板厚制御技術、逐次推定法によるロール偏心の推定アルゴリズムと偏心制御システムについて述べた。以下では、各研究の結果をまとめて示す。

第5章2節の分散型多変数板厚制御技術の特徴と効果は以下のとおりである。

(1) 静的干渉についてはタンデムミルを多変数系と考えると最適制御系を達成している。特徴は以下の3点である。

- ①各スタンドの板厚偏差を圧下および張力制御分に分割でき、操業条件に適した操作端が選択できる。
- ②圧下操作には静的干渉がないことから干渉系で考慮する必要がなく、多変数制御系を低次元化でき、実機調整が容易な最適制御系となる。
- ③張力目標値修正量は評価関数の重みパラメータによって調整でき、急峻な張力修正を行うことなく最適な板厚制御が可能となる。

(2) 動的干渉は板厚・張力制御サブシステムで対応している。本システムの特徴は以下の2点である。

- ①各スタンドごとの分散制御システムで次数が高々2次であり、実機調整が容易である。
- ②圧下操作と張力制御系の非干渉化と張力による板厚制御の動特性の改善が同時に達成される。

(3) 制御効果としては、本システムを冷延タンデムミルに適用した結果、オフゲージ長が従来に比べて20%以上改善されることを確認した。

第5章3節の逐次推定法によるロール偏心制御システムの特徴と効果は以下のとおりである。

逐次推定アルゴリズムの特徴は以下の3点である。

(1) 数値演算上の誤差に起因する偏心パラメータ値の発散を防止し、収束性を保証するために平方根フィルタを適用している。

(2) 観測雑音の分散があらかじめわかる場合には、カルマンフィルタの適用により、推定精度の保証と推定時間の短縮を図っている。

(3) ロールの熱膨張などに起因して荷重オフセット値や偏心パラメータがゆるやかに変化する場合には、指数荷重型最小自乗法として機能させ、推定精度を向上させる。

制御システムとしての特徴は以下の2点である。

- (1) ロール固有の幾何学的な偏心と圧延中に発生する付加的な偏心に対応するため、オフライン推定法とオンライン推定法を組み合わせたシステムとしている。
- (2) オフライン推定法では、推定を効率的に実施するために誤差共分散行列の固有値の減少にともない、偏心パラメータの収束を自動的に判定する。
制御効果としては、冷延タンデムミルに適用した結果、ロール偏心に起因する荷重変動および板厚変動が $1/2$ 以下に減少することが確認できた。

第5章の参考文献

- 1) 北村, 内藤, 小西: 冷延タンデム圧延機の分散型多変数板厚制御; システム制御情報学会論文誌, 4巻, 4号, pp.140~154 (1991)
- 2) G.F.Bryant: Automation of Tandem Mills, The Metals Society, London (1973)
- 3) W.J.Edwards: Design of Entry Strip Thickness Control for Tandem Cold Mills, Automatica, Vol.14, pp.429~441 (1978)
- 4) 山田, 木村: 冷間圧延機の多変数制御; 計測自動制御学会論文集, 15巻, 5号, pp.647~653 (1979)
- 5) M.Tanuma: Multivariable Control of a Five- Stand Cold Mill; Proc. 4th IFAC/IFIP International Conference on Digital Computer Application to Process Control, Part 2, pp.75~86 (1974)
- 6) 山下, 美坂, 川上, 近藤: 張力・板厚制御; 塑性と加工, 14巻, 155号, pp.976~987 (1973)
- 7) 日本鉄鋼協会圧延理論部会編: 板圧延の理論と実際; 日本鉄鋼協会, p.128 (1984)
- 8) 諸岡, 斉藤: タンデム圧延機の予測最小自乗偏差板厚, 張力制御; 電学論 c, 107巻, 3号, pp.276~283 (1987)
- 9) Y.Asada and A.Kitamura: New Feedforward Gauge Control Method for Cold Tandem Mills; IFAC Automation in Mining, Mineral and Metal Processing, pp.279~284 (1986)
- 10) 計測自動制御学会編: 自動制御ハンドブック, 計測自動制御学会, p.162 (1983)
- 11) 北村, 高橋, 能勢, 小西, 菊地: 逐次推定法による圧延のロール偏心制御; システム制御情報学会論文誌, 2巻, 9号, pp.287~300 (1989)
- 12) A.Kitamura, T.Takahashi, K.Nose, M.Konishi, K.Tani and T.Nakada: Recursive

- Identification Technique for Roll Eccentricity Control; IFAC 10th World Congress on Automatic Control, Proceedings Vol.2, pp.113~118 (1987)
- 13) 今井,鈴木: 圧延におけるロール偏心影響除去制御装置 (FARE) の実用化; 石川島播磨技法,13巻,2号,pp.189~198 (1973)
- 14) 大井,近藤: ロール偏心波形の同定; 第29回システムと制御研究発表講演会予稿集,pp.21~22 (1985)
- 15) 橋本,阿部,葉山,花浦: 圧延機ロール偏心制御装置 (MARECS) の開発と実用化; 三菱重工技法,18巻,2号,pp.248~253 (1981)
- 16) B.Schmit: Aufbau der Regelkreise Einer Modernen Zahlregerung; Stahl und Eisen,Vol.97,No.9,pp.450~455 (1977)
- 17) A.Sage & I.Melsa: Estimation Theory with Applications to Communications and Control; McGraw Hill (1971)
- 18) P.Kaminski,A.Bryson and F.Schmidt: Discrete Square Root Filtering: A Survey of Current Techniques; IEEE Transactions on Automatic Control,Vol.AC-16,No.6,pp.727~736 (1971)
- 19) T.Söderström,L.Ljung and I.Gustavsson: A Theoretical Analysis of Recursive Identification Methods; Automatica,Vol.14,pp.231~244 (1978)
- 20) 中溝: 線形離散システムの同定手法; システムと制御,125巻,8号,pp.476~489 (1981)
- 21) I.D.Landau,富塚: 適応制御システムの理論と実際; オーム社,p.58 (1981)

第5章の付録

付録5.1

第5章2.4項の図5.2.4の各変動 (外乱) を具体的に示す。

図5.2.4の変動 (外乱) ΔP_{di} , ΔV_{di} , Δf_{di-1} , Δg_{di} は、下式で求められる。

$$\Delta P_{di} = \left(\frac{M \cdot \partial P / \partial H}{M+Q} \right)_i \Delta H_i + \left(\frac{M \cdot \partial P / \partial \sigma_f}{M+Q} \right)_i \Delta \sigma_{fi} \quad (\text{付5.1.1})$$

$$\Delta V_{di} = (1 - g_i) \Delta V_{Ri} \quad (\text{付5.1.2})$$

$$\Delta f_{di-1} = \left(\frac{\partial f}{\partial \sigma_b} \right)_{i-1} \Delta \sigma_{fi-2} + \left(\frac{\partial f}{\partial H} \right)_{i-1} \Delta H_{i-1} + \left(\frac{\partial f}{\partial h} \right)_{i-1} \Delta h_{i-1} \quad (\text{付5.1.3})$$

$$\Delta g_{ai} = \left(\frac{\partial g}{\partial H} \right)_i \Delta H_i + \left(\frac{\partial g}{\partial \sigma_f} \right)_i \Delta \sigma_{fi} \quad (\text{付5.1.4})$$

付録5.2

第5章2.5項の前置補償器 $G_c(s)$ の要素のうち $A(s)D(s)/B(s)$ と $C(s)B(s)/D(s)$ を具体的に示す。

$$\frac{A(s)D(s)}{B(s)} = \frac{-(\partial P/\partial \sigma_f) \{T_0 s^2 + s + K(1-k')\} (I+f)E}{MK [T_m L s^2 + \{L + T_m E ((\frac{\partial g}{\partial \sigma_f})_i V_{Ri} + (\frac{\partial g}{\partial \sigma_b})_{i-1} V_{Ri-1})\} s + E ((\frac{\partial g}{\partial \sigma_f})_i V_{Ri} + (\frac{\partial g}{\partial \sigma_b})_{i-1} V_{Ri-1})]} \quad (\text{付5.2.1})$$

$$\frac{C(s)B(s)}{D(s)} = \frac{(\partial g/\partial h)_i V_{Ri} MK (1+T_m s)}{(I+f) [(M+Q) T_0 s^2 + (M+Q) s + K \{M + (1-k') Q\}]} \quad (\text{付5.2.2})$$

付録5.3

第5章3.3項(2)の(5.3.26)式を導出する。

(5.3.25)式の右辺を展開すると下式となる。

$$I - 2\gamma_R(j+1) Z_R(j+1) f(j+1) f^T(j+1) + \gamma_R(j+1)^2 Z_R(j+1)^2 f(j+1) f^T(j+1) \\ \times f(j+1) f^T(j+1) \quad (\text{付5.3.1})$$

ここで、(5.2.24)式の関係を用いて(付5.3.1)式から $f^T(j+1)f(j+1)$ を消去して整理すると下式となる。

$$I - \left\{ 2\gamma_R(j+1) Z_R(j+1) - \gamma_R(j+1)^2 Z_R(j+1)^2 \left(\frac{1}{Z_R(j+1)} - \lambda_1 \right) \right\} f(j+1) f^T(j+1) \quad (\text{付5.3.2})$$

(5.3.25)式より、本式の $\{ \}$ の部分が $Z_R(j+1)$ に等しくなるように $\gamma_R(j+1)$ を定め

る。すなわち、 $\{ \} = Z_R(j+1)$ として整理すると、

$$(1 - \lambda_1 Z_R(j+1)) \gamma_R(j+1)^2 - 2\gamma_R(j+1) + 1 = 0 \quad (\text{付5.3.3})$$

となり、本式を解いて $\gamma_R(j+1)$ を求めると (5.2.26) 式となる。

付録 5.4

第5章3.4項(4)の汎用推定アルゴリズムを導出する。

(1) パラメータ修正式は基本となる (5.3.18) 式である。

$$\hat{\mathbf{x}}(j+1) = \hat{\mathbf{x}}(j) + \mathbf{g}_R(j+1) \{ \Delta P_e(j+1) - \mathbf{a}(j+1) \hat{\mathbf{x}}(j) \} \quad (5.3.18)$$

(2) ゲインベクトル $\mathbf{g}_R(j+1)$ は、(5.3.19) 式に (5.3.23) 式を代入し、 λ_1 を σ_e^2 (観測雑音の分散) と設定すれば、カルマンフィルタに、また、 δ と設定すれば、指数荷重型最小自乗法となる。

$$\mathbf{g}_R(j+1) = \frac{S_R(j) \mathbf{f}(j+1)}{\lambda_1 + \mathbf{f}^T(j+1) \mathbf{f}(j+1)} \quad (\text{付5.4.1})$$

(3) 誤差共分散行列の平方根行列 $S_R(j+1)$ については、カルマンフィルタの場合、(5.3.27) 式に (5.3.26) 式を代入して、 $\lambda_1 = \sigma_e^2$ と設定した式となる。

$$S_R(j+1) = S_R(j) - \frac{Z_R(j+1)}{1 + \sqrt{\lambda_1 Z_R(j+1)}} S_R(j) \mathbf{f}(j+1) \mathbf{f}^T(j+1) \quad (\text{付5.4.2})$$

ただし、

$$Z_R(j+1) = \frac{1}{\lambda_1 + \mathbf{f}^T(j+1) \mathbf{f}(j+1)} \quad (\text{付5.4.3})$$

一方、指数荷重型最小自乗法の場合、誤差共分散行列の平方根行列 $S_R(j+1)$ は下式となる。

$$S_R(j+1) = \frac{1}{\sqrt{\delta}} \left\{ S_R(j) - \frac{Z_R(j+1)}{1 + \sqrt{\delta Z_R(j+1)}} S_R(j) \mathbf{f}(j+1) \mathbf{f}^T(j+1) \right\} \quad (\text{付5.4.4})$$

ただし、

$$Z_R(j+1) = \frac{1}{\delta + \mathbf{f}^T(j+1) \mathbf{f}(j+1)} \quad (\text{付5.4.5})$$

である。そこで、 λ_2, λ_3 を用いて、

$$S_R(j+1) = \frac{1}{\sqrt{\lambda_2}} \left\{ S_R(j) - \frac{Z_R(j+1)}{1 + \sqrt{(\lambda_2/\lambda_3)} Z_R(j+1)} S_R(j) \mathbf{f}(j+1) \mathbf{f}^T(j+1) \right\} \quad (\text{付5.4.6})$$

ただし、

$$Z_R(j+1) = \frac{1}{\lambda_2/\lambda_3 + \mathbf{f}^T(j+1) \mathbf{f}(j+1)} \quad (\text{付5.4.7})$$

とし、 λ パラメータを表5.3.1のように設定すれば、(付5.4.2)式、(付5.4.3)式(カルマンフィルタ)と(付5.4.4)式、(付5.4.5)式(指数荷重型最小自乗法)を使い分けることができる。また、 λ パラメータをすべて1とすると、最小自乗推定となることは明らかである。

第6章 総括および結論

本研究は、多変数制御などのシステム制御手法を応用することにより、タンデムミルにおける高精度の寸法制御技術を開発することを目的とした。本論文は、この目的を達成するために行ってきた研究をまとめたものである。すなわち、熱間や冷間のタンデム圧延において、多変数制御や最適化手法を用いた板厚や板幅制御の方法と、デジタル信号処理技術を用いた動特性の診断技術を開発した。また、これらの方法や技術を実機に適用して有用性を確認して、製品の品質や歩留りの向上に寄与した。以下では、本研究を総括し、残された課題について述べる。

第1章では、本研究の背景と目的を述べた。このなかで、寸法制御の分野におけるシステム制御手法の応用研究の経緯を示した。とくに、1980年以降に本格的に適用された理由を、寸法精度に対する要求ニーズが厳格化したこと、計算機ハードウェアが発達したこと、実機に適用するための工夫が提案されだしたこと、と分析した。

システム制御手法を活用する際には、状態方程式の構成や評価関数の設定などを、理論の枠組みにに沿っていかに定式化するかが主要な課題である。また、実機調整を容易にするために制御系をいかに低次元化するか、あるいは、オンライン制御用計算機で実現するために、いかに高速かつ安定な計算アルゴリズムとするか、などといった実機化のための工夫が重要な課題となっている。本研究では、定式化の方法や実機化するための工夫が大きな特徴となっている。

第2章では、熱冷延のタンデムミルの設備構成を示すとともに、制御項目が寸法（板厚と板幅）、形状（平坦度）、材料温度であることを具体的に述べた。また、本研究で用いたタンデム圧延の数式モデルを示し、タンデム圧延が多くの変数で構成された大規模システムであることを具体的に説明した。さらに、多変数制御などの線形制御理論を適用するために、自動板厚制御用の数式モデルについて詳しく述べた。

第3章では、タンデムミルを構成する各圧延機のゲージメータ AGC や絶対値 AGC による板厚制御系の動特性の最適化とその維持に関する研究結果について述べた。本研究では動特性の最適化を最適制御ゲインの設計という観点でとらえ、最適な動特性の維持については、油圧圧下系動特性の最適性の維持と材料硬度などの圧延特性の変化に対応した適応制御という2つの観点でとらえた。

(1) 油圧圧下 AGC の最適制御ゲインの設計に関する研究では、最適レギュレータを応用して最適制御ゲインを解析的に導出する方法を検討した。この結果、各 AGC の最適制御

ゲインを圧延材の塑性係数 Q やミル定数 M といった圧延特性のパラメータと電気油圧サーボ系の動特性を記述するパラメータの関数として表すことができた。ゲージメータ AGC の最適制御ゲインは、安定限界のゲインに対して $1/4$ の関係にあり、実機システムの調整に際して有効な知見を得た。本方法を厚板仕上げ圧延機の板厚制御に適用し、従来のゲインテーブル方式に比べて板厚変動を約 35% 改善できた。

(2) パラメータ推定に基づく電気油圧サーボ系動特性のオンライン診断技術の研究では、厚板圧延向けに周波数領域における動特性パラメータの推定方法を考案した。また、冷延向けには、時間領域における逐次型パラメータ推定法を提案した。本方法の実機化のポイントは、動特性診断用の特別な信号を用いないことである。すなわち、厚板圧延ではスラブの噛み込み信号を利用し、冷延では定常圧延時の AGC 信号を用いている。本技術を厚板仕上げ圧延機や冷延レバースミルに適用し、電気油圧サーボ系の動特性の劣化を的確にとらえることを確認した。また、推定結果に基づいて動特性を適正化したところ、板厚ハンチングが解消し、板厚制御系の安定性を確保できた。

(3) 板厚 AGC の STR システムに関する研究では、ゲージメータ AGC の最適制御ゲインに適応制御の手法を応用した新しい板厚制御技術を開発した。本技術では、塑性係数 Q の変化やミル定数の設定誤差をオンライン推定し、AGC ゲイン K が上記(1)で導出した最適制御ゲイン \hat{K}_g になるように適応修正する。また、電気油圧サーボ系の動特性の経時変化については上記(2)の結果を反映させている。これは、STR システムの推定機構の低次元化に寄与している。冷延レバースミルに適用した結果、適応制御によって制御系が安定化され、板厚制御精度が改善できることを確認した。

第4章では、熱延タンデムミルの板厚と板幅の最適制御について述べた。本研究では、タンデムミルのパススケジュールの設計と自動板幅制御技術を取り上げた。パススケジュールの設計は、生産性やコストを決定する上でタンデムミルの重要な開発課題である。スタンド間張力の操作による板幅制御技術は、熱延工程の歩留りを向上させる技術として注目されている。

(1) ファジィ多目的計画法による最適パススケジュールの設計に関する研究では、パススケジュールの設計を板厚、材料温度、形状、生産性、生産コストの各目的間の競合関係を考慮した多目的計画問題として定式化し、ファジィ多目的計画法によってパレート最適解を求める方法を考案した。数値計算によって検討した結果、実操業では、パススケジュールの設計を一目的問題としてではなく、多目的問題として取り扱っていることが明らかになった。

(2) 多変数制御による板幅制御に関する研究では、オンライン板幅モデルに基づく、スタ

ンド間張力の干渉を考慮した多変数板幅制御方法を考案した。また、本多変数制御方法と最適レギュレータによる板幅制御の等価性について論じた。また、本多変数制御方法を実機に適用した結果、ミル出側板幅変動の平均値が 1mm 減少することを確認した。多変数制御によって張力目標値修正量を各スタンド間に分散させたため、ミル全体の板幅制御量が大きくなったことが効果の原因である。

第5章では、冷延タンデムミルの高精度板厚制御技術について述べた。冷延タンデムミルでは、要求される板厚変動の許容値が薄物材で $10\mu\text{m}$ 以下のものもあり、熱延以上に高精度の板厚制御が必要である。本研究では、圧下操作と張力目標値修正による多変数板厚制御技術とロール偏心制御技術の開発を取り上げた。

(1)分散型多変数板厚制御に関する研究では、タンデム圧延の干渉を静的な干渉と動的な干渉に分けて考慮することを特徴とする板厚制御方法を考案した。干渉を分けたことによって制御系の低次元化が可能となった。本制御方法では、静的干渉を考慮した多変数最適制御による全スタンド AGC 技術を開発した。また、動的干渉を考慮した板厚・張力制御サブシステムを考案した。本技術は、圧下操作と張力制御系の非干渉化と張力による板厚制御の動特性の改善を可能にした。これらの技術からなる分散型多変数板厚制御システムを実機に適用した結果、オフゲージ長が従来に比べて 20% 以上改善されることを確認した。

(2)逐次推定によるロール偏心制御に関する研究では、圧延機の全ロールの偏心量と位相角を単一のモデルで記述し、各パラメータを逐次推定法により、効率的かつ短時間に推定することを特徴とする偏心パラメータの推定方法を考案した。実機化のための工夫として、安定な推定結果を得るために、平方根フィルタを用いた。本方法に基づくロール偏心制御システムを冷延タンデムミルの No.1 スタンドに適用したところ、偏心に起因する板厚変動が半減することが確認できた。

最後に、板圧延の寸法制御に関して残された課題と今後の展望について述べる。

自動板厚制御の分野では、一定速度で圧延される定常部において、本研究の成果などで板厚精度が大きく改善された。一方、冷延の圧延速度の加減速部に代表される、いわゆる圧延の非定常部の板厚精度の向上は、今後に残された大きな課題である。

圧延の非定常部は、摩擦や潤滑の状態が大きく変化することから、第2章で示した線形化されたモデルに基づく線形制御系では、制御精度に限界がある。実操業では、加減速補償として圧延速度 V_R に応じてロール間隙 S を変更している。また、操業オペレータが手動制御で対応する場合もあるが、十分な制御精度は得られていない。この問題を解決するために、次のような方策が考えられる。

(1) 非定常部における状態の変化を定常部の圧延モデルに対する誤差として定量化し、 H_{∞} などのロバスト制御手法を適用する方法がある。本論文でも述べたように、塑性力学を中心とした圧延特性の解析が進んでおり、非定常部も含めた圧延の基本モデルが確立している。したがって、理論的検討と実験データの解析から、モデルの誤差を定量化することは可能であろう。

(2) 経験的に得られた制御則をノウハウとして、ファジィ制御やルールベース型の制御手法の導入が考えられる。加減速部などの非定常部ではファジィ制御を用い、定常部では多変数制御に切り換える、いわゆるカスケードに知識工学的手法と制御理論を結合した方法が有効であろう。

自動板幅制御の分野でも、一層の制御精度の向上が課題として残っている。本研究では、他に先駆けて熱延タンデムミルの多変数板幅制御技術を提案したが、板幅精度の向上にはオンライン板幅モデルの精度向上が不可欠である。このためには、スタンド間の板幅以外の情報が必要である。例えば、圧延中のスタンド間の材料温度を用いて、板幅モデルの影響係数を時々刻々修正することが考えられる。スタンド間の材料温度、板速度、板厚、板幅を同時に、かつ高精度で計測できるコンパクトな多機能センサの開発が待たれる。

以上で述べたように、タンデム圧延ではシステム制御技術の活用によって高精度の寸法制御技術が開発され、品質、歩留りの向上が達成されてきた。今後とも、日本がより高精度の製品を世界に供給し、リードしてゆくためには、これらシステム制御技術を核として、ロバスト制御やインテリジェント制御を加えた新しい方法と高精度センサ技術を組み合わせた計測制御システムの開発が不可欠である。

謝 辞

本論文を完成するにあたり、御高見と懇切なご指導を賜りました大阪大学基礎工学部教授 坂和愛幸先生、須田信英先生、宮崎文夫先生に謹んで感謝の意を表します。

本研究をまとめる機会を与えていただき、御高見を賜わった(株)神戸製鋼所電子技術研究所長 藤井克彦博士に深く感謝いたします。

また、本研究を進めるにあたり、上司として直接ご指導を賜り、励ましをいただきました電子技術研究所副所長 小西正躬博士、旧浅田研究所次席研究員 森田徹氏（現コベルコシステム(株)副事業部長）、そして有益な助言をいただいた電子技術研究所主任研究員 能勢和夫博士に心から感謝いたします。

さらに、本研究の推進にご尽力いただいた、加古川製鉄所電気計装技術室長 中田隆正氏、同室主任部員 内藤雪夫氏、圧延計電室長 中島繁紀氏、そして操業サイドから貴重な意見をいただいた圧延技術室主任部員 谷清博氏、システム室主任部員 平田清氏に厚くお礼申し上げます。

