

This document contains a post-print version of the paper

Modellbasierte Dicken- und Ebenheitsregelung in Grobblechwalzwerken

authored by **T. Kiefer, R. Heeg, and A. Kugi**

and published in *at – Automatisierungstechnik*.

The content of this post-print version is identical to the published paper but without the publisher's final layout or copy editing. Please, scroll down for the article.

Cite this article as:

T. Kiefer, R. Heeg, and A. Kugi, "Modellbasierte dicken- und ebenheitsregelung in grobblechwalzwerken", *at – Automatisierungstechnik*, vol. 56, no. 8, pp. 416–426, 2008. DOI: [10.1524/auto.2008.0720](https://doi.org/10.1524/auto.2008.0720)

BibTex entry:

```
% This file was created with JabRef 2.8.1.  
% Encoding: Cp1252
```

```
@ARTICLE{acinpaper,  
  author = {Kiefer, T. and Heeg, R. and Kugi, A.},  
  title = {Modellbasierte Dicken- und Ebenheitsregelung in Grobblechwalzwerken},  
  journal = {at -- Automatisierungstechnik},  
  year = {2008},  
  volume = {56},  
  pages = {416--426},  
  number = {8},  
  doi = {10.1524/auto.2008.0720}  
}
```

Link to original paper:

<http://dx.doi.org/10.1524/auto.2008.0720>

Read more ACIN papers or get this document:

<http://www.acin.tuwien.ac.at/literature>

Contact:

Automation and Control Institute (ACIN)
Vienna University of Technology
Gusshausstrasse 27-29/E376
1040 Vienna, Austria

Internet: www.acin.tuwien.ac.at
E-mail: office@acin.tuwien.ac.at
Phone: +43 1 58801 37601
Fax: +43 1 58801 37699

Copyright notice:

This is an authors' accepted manuscript of the article T. Kiefer, R. Heeg, and A. Kugi, "Modellbasierte dicken- und ebenheitsregelung in grobblechwalzwerken", *at – Automatisierungstechnik*, vol. 56, no. 8, pp. 416–426, 2008. DOI: [10.1524/auto.2008.0720](https://doi.org/10.1524/auto.2008.0720) published in *at – Automatisierungstechnik*, copyright © Taylor & Francis Group, LLC, available online at: <http://dx.doi.org/10.1524/auto.2008.0720>

Modellbasierte Dicken- und Ebenheitsregelung in Grobblechwalzwerken

Model-based Control of Thickness and Flatness in Heavy Plate Mills

Thomas Kiefer, Roland Heeg und Andreas Kugi

Der Beitrag beschäftigt sich mit der Dicken- und Ebenheitsregelung warmgewalzter Grobbleche. Nach einer kurzen Beschreibung der industriellen Anlage wird zunächst eine neue Regelungsstrategie zur Verbesserung der Dickenhomogenität über die Walztafellänge vorgestellt. Bei dieser modellbasierten Strategie werden Informationen aus vorhergehenden Stichen zusammen mit genauen mathematischen Modellen für den Umformvorgang genutzt, um im Rahmen einer Störgrößenaufschaltung die existierende Dickenregelung zu verbessern. Im Weiteren wird eine Ebenheitsregelung für die Blechenden entwickelt, wobei im Speziellen der sogenannte Skieffekt, welcher aufgrund von Asymmetrien beim Walzvorgang auftreten kann, behandelt wird. Das Regelungskonzept beruht dabei auf einem Modell für asymmetrisches Walzen, welches zusammen mit einer verbesserten Antriebsregelung zur Vermeidung dieser Skienden genutzt wird.

This paper deals with the thickness and flatness control problem in heavy plate mills. After a short description of the industrial plant the first part of the paper is concerned with a new control strategy for the improvement of the thickness homogeneity over the plate length. This model-based concept takes into account valuable information from previous passes which, together with accurate mathematical models of the deformation process, can be used to calculate a disturbance feedforward as an add-on to the existing thickness controller. In the second part a control strategy for the flatness of the plate-ends is derived. In this context, the so-called ski-effect, which results from asymmetries during the rolling process, is investigated in more detail. Thereby, the control concept is based on a model for asymmetrical rolling, which in combination with an improved speed controller of the drive train is used to avoid the occurrence of such ski-ends.

Schlagwörter: Warmwalzen, Skienden, Ebenheitsregelung, Dickenregelung, Geschwindigkeitsregelung, Störgrößenaufschaltung

Keywords: heavy plate mill, ski-ends, flatness control, thickness control, speed control, disturbance feedforward

1 Einleitung

Die Kundenanforderungen an die Ebenheits- und Dickenqualität gewalzter Grobbleche sind im ständigen Steigen begriffen. Dabei ist die Produktqualität vornehmlich durch die Walzung der Walztafeln am Fertigerüst bestimmt, an welchem sie in mehreren sogenannten Stichen auf ihre Enddicke gewalzt werden. Daher ist die Verbesserung der eingesetzten Steuerungs-

und Regelungsstrategien Gegenstand vieler aktueller Forschungs- und Entwicklungsarbeiten, siehe [22]. Neben dem Einsatz von datengetriebenen Strategien, siehe z. B. [15], [18], hat sich in den letzten Jahren der Einsatz physikalischer Modelle als Grundlage für die Systemoptimierung und die Entwicklung moderner Steuerungs- und Regelungskonzepte als besonders vorteilhaft erwiesen, siehe z. B. [14]. Thema dieses Beitrages ist die Entwicklung solcher Modelle für den Walzprozess der AG

der Dillinger Hüttenwerke sowie der darauf aufbauende Steuerungs- und Regelungsentwurf.

Im ersten Teil des Beitrages wird zunächst die Industrieanlage beschrieben und der Einsatz modellbasierter Regelungen motiviert. Im Speziellen liegt dabei ein Hauptaugenmerk auf der Beschreibung des plastischen Materialverhaltens im Walzspalt.

Im zweiten Teil des Beitrages wird eine Regelungsstrategie zur Verbesserung der Dickenhomogenität über die Walztafellänge vorgestellt. Aufgrund von Inhomogenitäten im Temperatur- und Einlaufdickenprofil kommt es zu unerwünschten Dickenschwankungen, welche mit den klassischen Verfahren der Dickenregelung nicht eliminiert werden können. In diesem Beitrag wird gezeigt, wie Informationen aus vorhergehenden Stichen genutzt werden können, um ausgehend von angepassten mathematischen Modellen eine Störgrößenaufschaltung so zu berechnen, dass die Dickenschwankungen wesentlich reduziert werden. Diese Störgrößenaufschaltung kann als Zusatz zur klassischen Dickenregelung implementiert werden, ohne diese komplett zu ersetzen. Die Ergebnisse der neuen Regelungsstrategie werden mit den Resultaten klassischer Verfahren verglichen und durch Messungen validiert.

Der dritte Teil des Beitrages befasst sich mit der Modellierung des sogenannten Skieffektes und der Entwicklung einer Regelungsstrategie zu seiner Vermeidung. Es handelt sich dabei um einen unerwünschten Ebenheitsdefekt an den Walztafelenden, welcher von Asymmetrien im Walzspalt wie unterschiedlichen Walzenumfangsgeschwindigkeiten, unterschiedlichen Reibungsverhältnissen an oberer und unterer Arbeitswalze sowie Temperaturunterschieden über die Walztafeldicke herrührt. Neben der Beeinträchtigung der Walztafel-ebenheit an sich können solche Skienden zu Problemen in den weiteren Prozessschritten führen. Aufbauend auf einem speziellen Modell für asymmetrisches Walzen wird eine Regelungsstrategie zur Vermeidung von Skienden entworfen. Der Reglerentwurf ist in zwei Schritte gegliedert: Im ersten Schritt ist es notwendig, die klassische Antriebsregelung zu verbessern, welche in diesem Fall den einzig effektiven Stelleingang zur Skivermeidung zur Verfügung stellt. Dazu wird aufbauend auf einem mathematischen Modell des Antriebsstranges eine Regelung entwickelt, welche die direkte Beeinflussung der Differenzdrehzahl der Arbeitswalzen ermöglicht. Unter der Annahme keiner weiteren Asymmetrien ist es damit möglich, Drehzahlunterschiede, welche beim Stichbeginn beispielsweise auf Grund unterschiedlicher Reibverhältnisse zwischen Walztafel und oberer bzw. unterer Arbeitswalze auftreten können und zur Entstehung von Skienden führen, zu eliminieren. Weiterhin ist es im zweiten Schritt notwendig, den Einfluss weiterer Asymmetrien in Form von Temperaturunterschieden über die Walztafeldicke mit Hilfe einer gezielten Einstellung einer Differenzdrehzahl zwischen den Arbeitswalzen zu beseitigen. Dazu wird mit Hilfe des mathematischen Modells

eine optimale Differenzdrehzahl berechnet, welche den Temperatureinfluss auf die Entstehung der Skienden genau kompensiert. Diese optimale Differenzdrehzahl wird dann als Sollgröße für die Antriebsregelung vorgegeben. Abschließend wird die Funktionalität der Zusammenschaltung der beiden Teilkonzepte in der Simulation gezeigt.

2 Beschreibung des Umformvorganges

Der Fertigungsprozess, bei welchem die Walztafeln bei Umformtemperaturen zwischen etwa 700 °C – 1150 °C in mehreren Stichen auf ihre Enddicke gewalzt werden, findet in vielen Fällen an zwei Gerüsten (Vor- und Fertigerüst) statt. In den folgenden Untersuchungen wird das Fertigerüst der AG der Dillinger Hüttenwerke nach Bild 1 näher betrachtet, da an diesem die Walztafel auf ihre Endmaße (Längen bis zu 50 m, Breiten bis zu 4,7 m und Dicken bis zu 400 mm) gewalzt wird. Der Umformvorgang erfolgt zwischen den beiden Arbeitswalzen, die durch je eine Stützwalze unterstützt werden. Als Aktoren für die Regelungsaufgaben stehen einerseits hydraulische Anstellzylinder, mit denen die unteren Walzen in vertikaler Richtung verschoben werden können, und andererseits zwei Gleichstrommotoren, welche die Arbeitswalzen antreiben, zur Verfügung.

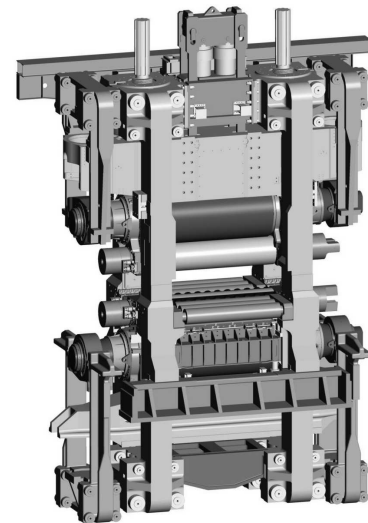


Bild 1: Quarto-Reversiergerüst in Dillingen/Saar; Quelle: SMS Demag AG (2002).

Die Problematik bei der Entwicklung geeigneter Regelungsstrategien zur Dicken- und Ebenheitsregelung liegt darin, dass es durch den Einsatz von Entzunderungsanlagen zu starker Dampfbildung kommt, welche die Verwendung verlässlicher optischer Messeinrichtungen am Walzgerüst erschwert. So ist es zwar möglich, die Drücke und Auslenkungen der Hydraulikzylinder sowie die Drehzahlen der Arbeitswalzen sehr exakt zu messen,

allerdings ist die Messung von Größen, die für die Regelung wesentlich sind, direkt im Walzspalt nicht möglich. Im Speziellen fehlen Messeinrichtungen für das Dicken-, Ebenheits- und Temperaturprofil im Walzspalt sowie eine gerüstnahe Messeinrichtung für die Auslaufgeschwindigkeit der Walztafeln. Dies verdeutlicht, warum Modelle für den Umformprozess einen wesentlichen Bestandteil der Regelungsstrategien darstellen. Neben den Modellen für den mechanischen Aufbau des Gerüsts (siehe Abschnitt 3.1.2) sowie für die Aktoren (siehe Abschnitt 4.2.1) liegt ein besonderer Schwerpunkt der Modellierung in diesem Beitrag auf der Beschreibung des plastischen Materialverhaltens im Walzspalt, welche sowohl für die Dicken- als auch die Ebenheitsregelung von besonderem Interesse ist. Die Grundgleichungen für die Modellierung des Materialverhaltens im Walzspalt sollen deshalb an dieser Stelle angegeben werden, spezielle Lösungen dieser Gleichungen werden anschließend in den Abschnitten 3.1.1 und 4.1 besprochen.

Unter Vernachlässigung der Breitung der Walztafeln kann der Umformvorgang in einem zweidimensionalen Euklidischen Raum mit den Koordinaten $x = (x^1, x^2)$ beschrieben werden. Hier beschreibt x^1 die horizontale Walzrichtung und x^2 die vertikale Richtung (Walztafelstärke). Mit u sei das (räumliche) Geschwindigkeitsfeld mit seinen Komponenten $u^j = \partial x^j / \partial t$, $j = 1, 2$, gegeben. Zusätzlich kann die Vereinfachung getroffen werden, dass der Einfluss der Gravitation vernachlässigt und das Material als inkompressibel betrachtet wird. Unter diesen Annahmen lassen sich als Grundgleichungen die Massen- und Impulsbilanz in Euklidischen Koordinaten in der Form

$$\frac{\partial u^1}{\partial x^1} + \frac{\partial u^2}{\partial x^2} = 0, \quad \frac{\partial \sigma^{1j}}{\partial x^1} + \frac{\partial \sigma^{2j}}{\partial x^2} = 0, \quad j = 1, 2, \quad (1)$$

angeben [23]. Dabei bezeichnen $\sigma^{ij} = \sigma^{ji}$ die Komponenten des Cauchyschen Spannungstensors. In der Literatur wird die erste Gleichung auch als Kontinuitätsgleichung und die zweite als Kräftegleichgewicht bezeichnet. Zusätzlich zu diesen beiden Bilanzgleichungen wird noch eine Konstitutivgleichung benötigt. Im Allgemeinen folgt diese Konstitutivgleichung aus dem Fließgesetz, siehe z. B. [5]. Damit ist es möglich, einen funktionalen Zusammenhang zwischen dem Cauchyschen Spannungstensor σ und dem Tensor d der Deformationsgeschwindigkeiten mit den Komponenten

$$d_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u^i}{\partial x^j} + \frac{\partial u^j}{\partial x^i} \right) \quad (2)$$

als Konstitutivgleichung herzuleiten. Die genaue Wahl dieser Konstitutivgleichung hängt von der entsprechenden Problemstellung und der benötigten Genauigkeit ab und wird im Laufe des Beitrages präzisiert. Das resultierende System partieller Differentialgleichungen ist unter gegebenen Randbedingungen zu lösen. Im Allgemeinen ist es nicht möglich, eine geschlossene analytische Lösung zu finden. Deshalb werden unterschiedliche Ansätze zum Auffinden von vereinfachten Lösungen

oder Näherungslösungen vorgeschlagen, siehe Abschnitt 3.1.1 und 4.1.

3 Dickenregelung

Ziel der hier beschriebenen Dickenregelung ist die Verbesserung der Dickenhomogenität über die Walztafellänge. In Bild 2 ist der typische Verlauf eines gemessenen Auslaufdickenprofils h_{ex} zu sehen, bei welchem Schwankungen der Dicke um den Sollwert h_{ex}^* zu erkennen sind. Diese Schwankungen resultieren aus inhomogenen Walztafeleigenschaften wie inhomogenen Einlaufdicken h_{en} oder Temperaturschwankungen¹. Solche Inhomogenitäten können mit den klassischen Dickenregelungsstrategien nicht vollständig eliminiert werden.

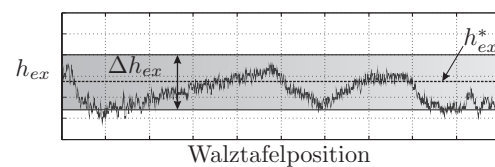


Bild 2: Gemessenes Dickenprofil über die Walztafellänge.

In [3] und [4] wurde deshalb eine neue Regelungsstrategie vorgeschlagen, welche Informationen aus vorhergehenden Stichen in Form des Einlaufdickenprofils sowie des Temperaturprofils der Walztafeln verwendet, um im Rahmen einer Störgrößenaufschaltung diese Dicken Schwankungen gezielt zu beseitigen und damit engere Toleranzen Δh_{ex} zu ermöglichen. Essentielle Bestandteile dieser Regelungsstrategie sind Modelle für die Walzkraft und das elastische Verhalten des Gerüsts unter Last. Deshalb ist Abschnitt 3.1 zunächst der Herleitung dieser Modelle gewidmet, bevor in Abschnitt 3.2 die Regelungsstrategie besprochen und die Ergebnisse der Implementierung vorgestellt werden.

3.1 Modellierung

3.1.1 Walzkraftmodell

Zur Berechnung der Walzkraft wird die sogenannte Streifenmethode zur Lösung des Systems von partiellen Differentialgleichungen nach (1) verwendet. Bei der Streifenmethode wird davon ausgegangen, dass der Walzspalt in Streifen der infinitesimalen Länge dx zerlegt wird, die während des Umformvorganges eben bleiben, siehe Bild 3. Diese Annahme führt zur wohlbekannteren von Kármán Differentialgleichung, siehe [6], [13], welche unter gewissen vereinfachenden Annahmen zu einem geschlossenen analytischen Modell für die Walzkraft führt.

¹ Diese Temperaturschwankungen treten einerseits als sogenannte skid-marks, welche aus der Lagerung der Brammen in den Öfen resultieren, oder aber als kalte Walztafelenden zufolge der dort schnelleren Abkühlung auf.

mit den entsprechenden Zylinder-, Walz-, Dämpfungs-, Feder- und Reibungskräften $F_{i,j}$ sowie der Gravitationskonstanten g beschrieben werden, siehe [3]. Die Auslaufdicke h_{ex} der austretenden Walztafel berechnet sich zu

$$h_{ex} = LWS - (\xi_H - \xi_{H,0}) + s(F_R) , \quad (10)$$

wobei $LWS = \xi_{3,0} - \xi_{1,0}$ die Größe des Leerwalzspaltes² und $\xi_{H,0} = \xi_{1,0} - \xi_{2,0}$ die Auslenkung des Anstellzylinders im unbelasteten Fall bezeichnen. Die Gesamtauffederung $s(F_R)$ des Gerüsts ergibt sich aus der Summe der Auffederungen der Walzen und Ständerelemente, deren funktionaler Zusammenhang mittels Finite Elemente (FE) Simulationen und Versuchen angepasst wurde.

3.2 Neue Dickenregelungsstrategie

3.2.1 Herleitung

Die klassische Dickenregelungsstrategie besteht aus einer kaskadierten Struktur mit einem unterlagerten Regler (HGC – Hydraulic Gap Control) für die Auslenkung ξ_H der Anstellzylinder sowie einem überlagerten Regler (AGC – Automatic Gage Control) für die Walztafeldicke, siehe Bild 5. Im Gegensatz zur Anwendung in Bandstraßen, siehe z. B. [20], ist es in diesem Fall nicht möglich, eine Dickenmessung der Walztafel zu verwenden, weshalb der überlagerte Regler auf dem Modell (10) zur Schätzung der Auslaufdicke beruht. Da diese Regelungsstrategie die Dickenschwankungen über die Walztafellänge nicht gänzlich unterdrücken kann, soll sie um eine Störgrößenaufschaltung erweitert werden, mit der Informationen aus den vorhergehenden Stichen gezielt genutzt werden.

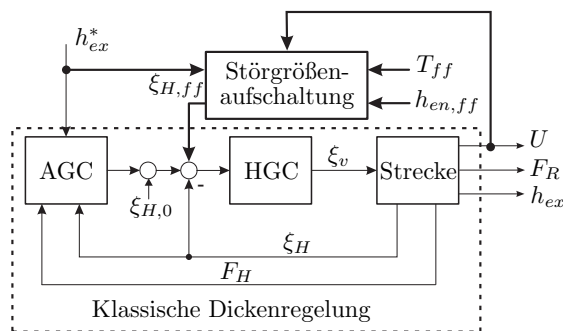


Bild 5: Strukturschaltbild der neuen Dickenregelungsstrategie.

Als Ausgangspunkt der neuen Strategie dienen die Messungen der Zylinderauslenkungen und -drücke aus den vorhergehenden beiden Stichen ($i - 2$) und ($i - 1$). Aus den Zylinderdrücken lassen sich – zumindest quasistationär – die Walzkraftprofile $F_R^{(i-2)}$ und $F_R^{(i-1)}$ als Funktion der Walztafelposition $x_{ex}^{(i-2)}$ bzw. $x_{ex}^{(i-1)}$ berechnen.

² Der Index 0 bezieht sich hier und im Folgenden auf die entsprechende Größe des Gerüsts im unbelasteten Fall.

Damit folgen mit Hilfe von Gleichung (10) die Auslaufdickenprofile $h_{ex}^{(i-2)}$ und $h_{ex}^{(i-1)}$. Das entsprechende Einlaufdickenprofil in Stich ($i - 1$) kann mittels der Zuordnung

$$h_{en}^{(i-1)}(x_{ex}^{(i-1)}(t)) = h_{ex}^{(i-2)}\left(\frac{x_{ex}^{(i-1)}(t)l^{(i-2)}}{l^{(i-1)}}\right) \quad (11)$$

mit den entsprechenden Walztafellängen $l^{(i-2)}$ und $l^{(i-1)}$ gefunden werden. Aus der Messung der Walzenumfangsgeschwindigkeiten $U^{(i-1)}$ und mit Hilfe des Walzkraftmodells (8) ist es dann möglich, das nicht messbare Temperaturprofil über die Walztafelposition

$$T^{(i-1)} = k_T^{-1} \left(\frac{F_R^{(i-1)}}{b_m l_d^{(i-1)} k_{mat}^{(i-1)} k_{\varphi}^{(i-1)} k_{\varphi_m}^{(i-1)} Q_f^{(i-1)}} \right) \quad (12)$$

am Ende von Stich ($i - 1$) zumindest näherungsweise zu bestimmen³. Analog zu (11) lassen sich das Einlaufdickenprofil $h_{en,ff}^{(i)}$ und das Temperaturprofil $T_{ff}^{(i)}$ für den aktuellen Stich (i) berechnen⁴. Mit Hilfe der Messung der aktuellen Walzenumfangsgeschwindigkeit $U^{(i)}$ sowie des Walzkraftmodells (8) ist es schließlich möglich, die erwartete Walzkraft

$$f_{FR}(F_{R,ff}^{(i)}, h_{en,ff}^{(i)}, h_{ex,d}^{(i)}, T_{ff}^{(i)}, U^{(i)}) = 0 \quad (13)$$

für den aktuellen Stich (i) zu berechnen. Eine zusätzliche Aufgabe ist die Zuordnung des im Stich (i) gemessenen (zeitlichen) Walzkraftprofils nach (13) zu der entsprechenden Walztafelposition $x_{ex}^{(i)}$. Dieser Prozess wird auch als Produktverfolgung bezeichnet und ist aufgrund der nicht messbaren Auslaufgeschwindigkeit der Walztafel eine weitere anspruchsvolle Aufgabe, welche im Rahmen dieses Beitrages nicht näher betrachtet werden soll. Der interessierte Leser ist auf die Arbeiten [7] und [8] verwiesen.

Aus der Walzkraft $F_{R,ff}^{(i)}$ lässt sich die erwartete Auffederung

$$s_{ff}^{(i)} = s_{ff}^{(i)}(F_{R,ff}^{(i)}) \quad (14)$$

berechnen und damit folgt der Zusatzsollwert für die Zylinderauslenkung im Rahmen der Störgrößenaufschaltung zu

$$\xi_{H,ff}^{(i)} = LWS + \xi_{H,0} - h_{ex,d}^{(i)} + s_{ff}^{(i)} . \quad (15)$$

³ Da zur Berechnung dieser Profile die Messdaten aus zwei vorherigen Stichen einer Walztafel benötigt werden, kann die Störgrößenaufschaltung erst nach dem zweiten Stich erfolgen. Allerdings werden für die Fertigstellung einer Walztafel bis zu 30 Stiche benötigt, weshalb dies keinen limitierenden Faktor darstellt.

⁴ Der Index ff kennzeichnet hier und im Folgenden Signale der Störgrößenaufschaltung, um diese von den gemessenen Größen unterscheiden zu können.

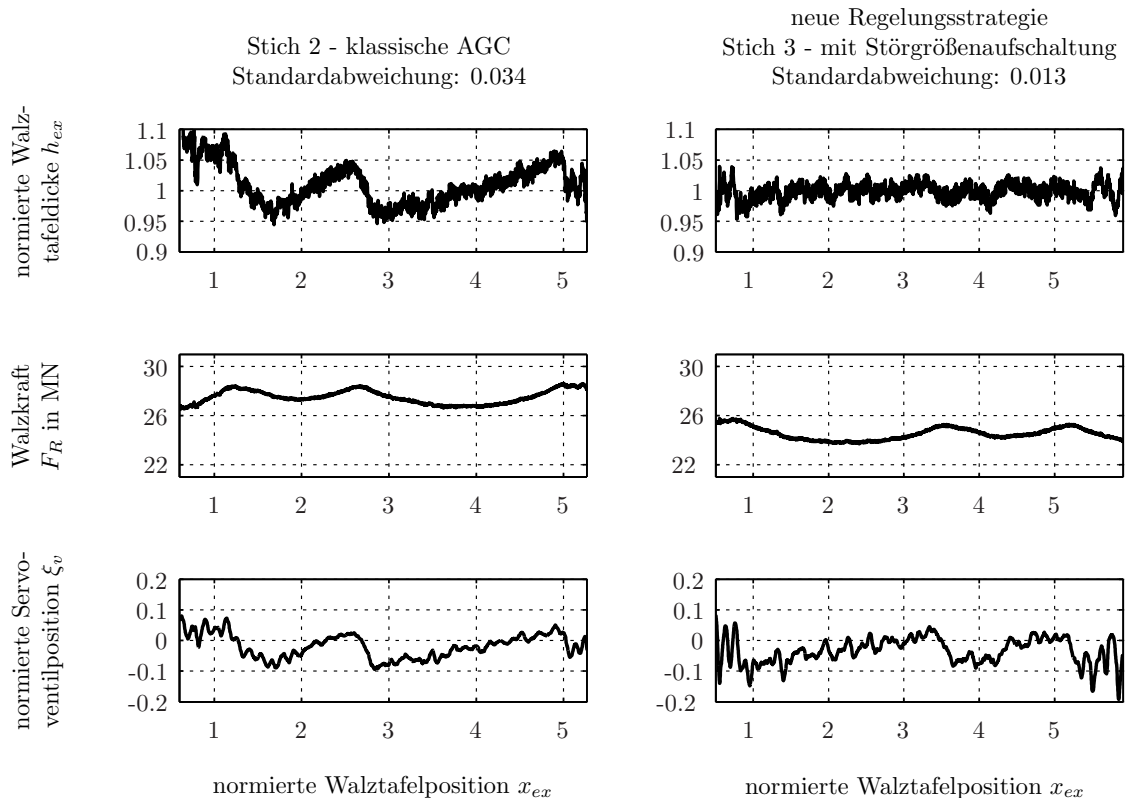


Bild 6: Messergebnisse zur neuen Dickenregelungsstrategie.

Das zugehörige Strukturschaltbild in Bild 5 verdeutlicht den großen Vorteil dieser Strategie, da bei der industriellen Implementierung lediglich ein Zusatzsollwert im inneren Regelkreis aufgeschaltet werden muss, während die bestehende Regelungsstruktur erhalten bleibt.

3.2.2 Ergebnisse

Die Ergebnisse einer testweisen Implementierung der neuen Dickenregelungsstrategie sind in Bild 6 dargestellt. Dabei sind auf der linken Seite die Signale für die normierte Auslaufdicke h_{ex} , die Walzkraft F_R und die normierte Servoventilposition ξ_v als zugehörige Stellgröße für den zweiten Stich einer Testwalztafel gezeigt, in welchem mit der klassischen Regelung gewalzt wurde. Im dritten Stich wurde dann mit Hilfe der neuen Dickenregelungsstrategie der Zusatzsollwert auf den inneren Regelkreis aufgeschaltet. Es zeigt sich sehr deutlich, dass die Dickenhomogenität über die Walztafellänge (rechtes oberes Bild) wesentlich verbessert wird. Die Ergebnisse von Bild 6 zeigen lediglich die Vorteile dieser Strategie im mittleren Bereich der Walztafel (sog. Filetbereich). Eine erweiterte Vorgehensweise ermöglicht auch eine deutliche Verbesserung der Dickenqualität an den Walztafelenden, siehe [3]. Im nächsten Schritt ist die dauerhafte Implementierung und Einbindung der Strategie in die bestehende Automatisierung geplant. Für eine dauerhafte Nutzung der Strategie ist im Hinblick auf sich ändernde mechanische Konfigurationen des Gerüstes ei-

ne entsprechende Anpassung der Anlagenparameter im Gerüstmodell notwendig, wobei im Rahmen aktueller Forschungsarbeiten auch hier einfach zu parametrierende physikalische Modelle entwickelt werden.

4 Ebenheitsregelung

Neben der Regelung der Walztafelstärke wird in diesem Beitrag die Regelung der Walztafelplanheit an den Walztafelenden näher betrachtet. Im Speziellen soll eine Strategie zur Vermeidung sogenannter Skienden (siehe Bild 7) entwickelt werden.



Bild 7: Skieffekt an den Walztafelenden.

Die Ursache dieses Skieffektes sind Asymmetrien im Walzspalt wie unterschiedliche Walzenumfangsge-

schwindigkeiten, unterschiedliche Reibungsverhältnisse an oberer und unterer Arbeitswalze sowie Temperaturunterschiede über die Walztafeldicke. Das Problem bei der mathematischen Beschreibung des Skieffektes liegt in der Tatsache, dass neben diesen Asymmetrien zusätzlich die Walzspaltgeometrie einen erheblichen Einfluss auf die Form der Skienden hat, siehe [7], [10], [11], [16]. Dies äußert sich beim Walzen mit unterschiedlichen Walzenumfangsgeschwindigkeiten darin, dass sich für kleine relative Stichabnahmen die Walztafel von der schnelleren Walze weg biegt, während sie sich für größere relative Stichabnahmen zur schnelleren Walze hin biegt. Dieses Phänomen muss durch ein geeignetes mathematisches Modell beschrieben und in der Ebenheitsregelung der Walztafelenden mitbetrachtet werden.

4.1 Modell für asymmetrisches Walzen

Das Modell für das asymmetrische Walzen beruht auf der Beschreibung des Materialverhaltens im Walzspalt nach Gleichung (1). Die Streifenmethode aus Abschnitt 3.1.1 hat sich im Zusammenhang mit asymmetrischen Walzen als nicht zielführend erwiesen. Da man für die Ebenheitsregelung trotzdem ein echtzeitfähiges Modell benötigt, kommt hier alternativ die sogenannte Upper Bound Methode (UBM) zum Einsatz, mit deren Hilfe Näherungslösungen des zugrundeliegenden Systems von partiellen Differentialgleichungen gefunden werden können, siehe [12]. Als Konstitutivgleichung wird in diesem Fall ideal-plastisches Materialverhalten in der Form

$$\bar{\sigma}^{ij} = \sigma^{ij} - \delta^{ij} \sum_{l=1}^2 \frac{\sigma^{ll}}{3} = \frac{k_f}{\sqrt{3}} \frac{1}{\sqrt{J_{2,d}}} d_{ij} \quad (16)$$

betrachtet, wobei k_f die (temperaturabhängige) Fließspannung beschreibt, siehe auch (6), und $\bar{\sigma}$ den deviatorischen Spannungstensor mit dem Kroneckerdelta $\delta^{ij} = 1$ für $i = j$ und $\delta^{ij} = 0$ für $i \neq j$ bezeichnet, siehe auch [5]. Zusätzlich ergibt sich die zweite Invariante $J_{2,d}$ des Tensors d der Deformationsgeschwindigkeiten nach (2) in der Form $J_{2,d} = \sum_{i,j=1}^2 \frac{1}{2} d_{ij} d_{ij}$.

Bei der Anwendung der UBM geht man dabei wie folgt vor: Der erste und essentielle Schritt ist die Herleitung eines sogenannten kinematisch zulässigen Geschwindigkeitsfeldes \tilde{u} , welches die Kontinuitätsgleichung aus (1) und die Geschwindigkeitsrandbedingungen erfüllt. Die Komponenten \tilde{u}^i , $i = 1, 2$, dieses Geschwindigkeitsfeldes enthalten dabei einige freie Parameter für eine spätere Optimierung. Ausgehend von diesem Geschwindigkeitsfeld ist es möglich, ein Funktional für die Umformleistung zu formulieren, siehe [12], [17]. Das zentrale Theorem der UBM besagt dann, dass die aus einem kinematisch zulässigen Geschwindigkeitsfeld resultierende Umformleistung eine obere Schranke für die tatsächliche Umformleistung darstellt, siehe [5]. Daher ermöglicht die Minimierung dieses Funktionals für die Umformleistung

hinsichtlich der freien Parameter die Berechnung einer Näherungslösung für das tatsächliche Geschwindigkeitsfeld, aus welchem wiederum die Form der auslaufenden Walztafel bestimmt werden kann.

Zur mathematischen Formulierung der UBM muss das Funktional für die Umformleistung im Walzspalt aufgestellt werden. Nimmt man an, dass das Material im gesamten Umformgebiet V plastisch verformt wird, so setzt sich die Umformleistung aus drei Anteilen zusammen. Als erster Anteil kann die innere Umformleistung mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung aus (1) und des Materialgesetzes (16) in der Form

$$P_V = \int_V \sum_{i,j=1}^2 \sigma^{ij} d_{ij} dv = \sqrt{\frac{2}{3}} \int_V k_f \sqrt{\sum_{i,j=1}^2 d_{ij} d_{ij}} dv \quad (17)$$

mit dem Volumenelement dv angegeben werden. Die verbleibenden beiden Anteile resultieren aus Diskontinuitäten $|\Delta u_S|$ in den Tangentialkomponenten des Geschwindigkeitsfeldes an Flächen S . Einerseits ist dies die Scherleistung

$$P_{S_d} = \int_{S_d} \frac{k_f}{\sqrt{3}} |\Delta u_{S_d}| ds \quad (18)$$

mit dem Flächenelement ds an der Fläche S_d , wo Unstetigkeiten der tangentialen Geschwindigkeitskomponenten direkt im vorgegebenen Geschwindigkeitsfeld auftreten. Andererseits führt eine Geschwindigkeitsdifferenz $|\Delta u_{S_w}|$ zwischen den Arbeitswalzen und dem Material zu der Reibleistung

$$P_{S_w} = \int_{S_w} \tau_f |\Delta u_{S_w}| ds. \quad (19)$$

Hier bezeichnet τ_f die Reibspannung an der Kontaktfläche S_w . Die Extremalprinzipien der Plastizitätstheorie (siehe z. B. [12], [17]) besagen in diesem Zusammenhang, dass die Ungleichung⁵

$$P_{ext} \leq \tilde{P}_{UBM} = \tilde{P}_V + \tilde{P}_{S_d} + \tilde{P}_{S_w} \quad (20)$$

für die extern eingebrachte Leistung P_{ext} gilt. Die rechte Seite von (20) wird nun im Rahmen der UBM bezüglich der freien Parameter minimiert und aus dem optimierten Geschwindigkeitsfeld lässt sich die Krümmung κ der auslaufenden Walztafel berechnen, welche im Allgemeinen zur Charakterisierung der Skienden gebraucht wird, siehe [9], [16]. Im Rahmen dieses Beitrages soll auf die genaue Herleitung des Geschwindigkeitsfeldes verzichtet werden. Der interessierte Leser sei auf [10] verwiesen, wo ein polynomialer Ansatz für das kinematisch zulässige Geschwindigkeitsfeld gewählt wird.

Die Ergebnisse des Modells sind in Bild 8 dargestellt und werden dort mit FE-Simulationen verglichen, welche mit der kommerziellen FE-Software ANSYS durchgeführt wurden. Die Walzspaltgeometrie wird in diesem

⁵ Hier werden die entsprechenden Größen in den Ausdrücken (17) – (19) ausgewertet für ein kinematisch zulässiges Geschwindigkeitsfeld \tilde{u} jeweils mit einer Tilde gekennzeichnet.

Fall wiederum durch den shape factor l_d/h_m beschrieben, vgl. Abschnitt 3.1.1. Es wurde angenommen, dass Walztafeln mit einer konstanten Einlaufdicke h_{en} von 60 mm den Walzspalt erreichen. Die Asymmetrie rührt in diesem Fall von einer schnelleren unteren Arbeitswalze ($U_u > U_o$) her und die Auslaufdicke h_{ex} wurde in gleichen Schritten um 6 mm verringert. Die entsprechenden Werte für die Krümmung κ wurden aus der FE-Simulation extrahiert, als Punkte in Bild 8 eingetragen und mit der UBM verglichen. Die Ergebnisse unterstreichen die hervorragende Qualität des Modells bei wesentlich geringeren Rechenzeiten unter einer Sekunde.

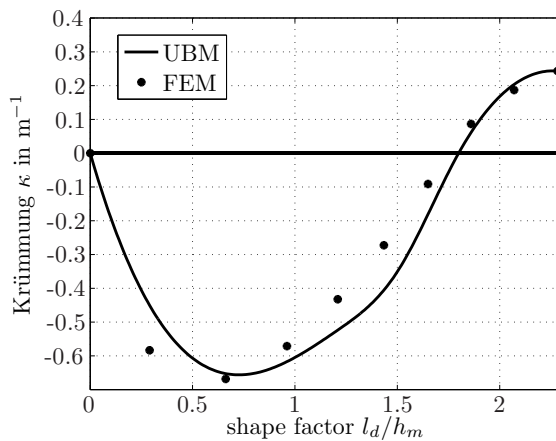


Bild 8: Vergleich des UBM-Modells mit FE-Simulationen.

Zusätzlich wird das Modell anhand von Testmessungen verifiziert. Dazu wurden bei der AG der Dillinger Hüttenwerke manuell Differenzdrehzahlen zwischen den Arbeitswalzen eingestellt, welche im hier betrachteten Fall als Hauptursache für die Entstehung der Skienden gesehen werden können, und das Profil der auslaufenden Walztafeln wurde mit Hilfe einer CCD-Kamera aufgenommen. Die Ergebnisse dieser Messkampagne sind in Bild 9 für zwei charakteristische Walztafeln dargestellt. Das linke Bild zeigt eine Walztafel mit einem großen shape factor l_d/h_m , welche zu der schnelleren Walze hin biegt, während für einen kleineren shape factor im rechten Bild die Walztafel von der schnelleren Walze weg biegt.

4.2 Regelungsstrategie

Die Entwicklung der Regelungsstrategie zur Vermeidung von Skienden erfolgt in zwei Schritten: Im ersten Schritt ist es notwendig, die existierende Drehzahlregelung des Antriebsstranges der Arbeitswalzen dahingehend zu verbessern, dass es direkt möglich ist, auf eine gewünschte Differenzdrehzahl hin zu regeln. Liegen keine weiteren Asymmetrien vor, so ermöglicht diese Antriebsregelung die Vermeidung von drehzahlbedingten Skienden, welche aufgrund unterschiedlicher Greif- und Reibungsbe-

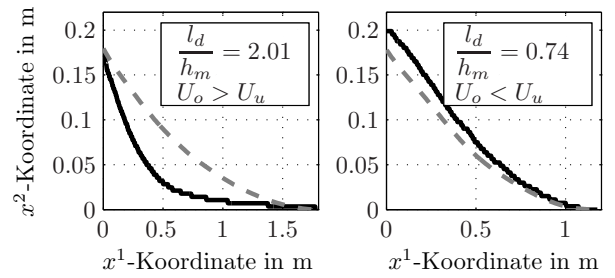


Bild 9: Walztafelprofile: Vergleich von Messung (durchgezogene Linie) mit den Resultaten der UBM (gestrichelte Linie).

dingungen an den beiden Arbeitswalzen beim Stichbeginn auftreten können. Im zweiten Schritt können temperaturbedingte Skienden dadurch eliminiert werden, dass mit Hilfe des UBM-Modells eine geeignete Differenzdrehzahl zur Kompensation dieses Einflusses berechnet wird, welche dann zu Beginn des darauffolgenden Stiches als Sollgröße für die neue Antriebsregelung dient.

4.2.1 Antriebsregelung

Die Antriebsregelung der fremderregten Gleichstrommaschinen beruht auf einem vereinfachten mathematischen Modell des mechanischen Aufbaus des Antriebsstranges. Fasst man die Trägheiten der einzelnen Komponenten des Antriebs in einer Ersatzträgheit $J_{m,k}$, $k \in \{o, u\}$ zusammen, so können die Bewegungsgleichungen für die Drehzahl ω_k in der Form

$$\frac{d}{dt}\omega_k = \frac{1}{J_{m,k}} (c_m \psi_{f,k} i_{a,k} - d_{m,k} \omega_k - \tau_{r,k}) \quad (21)$$

angegeben werden, wobei c_m die Motorkonstante, $d_{m,k}$ die viskose Dämpfung, $\psi_{f,k}$ den Feldfluss und $\tau_{r,k}$ das unbekannte Walzmoment für jeweils den oberen ($k = o$) und den unteren ($k = u$) Teil darstellen. Die klassische Antriebsregelung besteht aus einer kaskadierten Regelungsstruktur mit unterlagertem Ankerstromregler und überlagertem Drehzahlregler, siehe [7]. Diese klassische Regelungsstrategie ist separat für den oberen und den unteren Antrieb implementiert, die Kopplung der beiden Regelungen erfolgt lediglich über die Drehzahlswerte. Die Dynamik der unterlagerten Regelung hat sich dabei als hinreichend schnell erwiesen, so dass die Motorströme $i_{a,k}$, $k \in \{o, u\}$ als Stelleingänge für die zu entwickelnde Antriebsregelung gesehen werden können. Da die Regelung der Differenzdrehzahl das Ziel der neuen Antriebsregelung ist, wird für (21) eine reguläre Zustandstransformation

$$\omega_\Sigma = \omega_o + \omega_u \quad \text{und} \quad \omega_\Delta = \omega_o - \omega_u \quad (22)$$

durchgeführt, wodurch man jeweils eine Differentialgleichung für die Summen- und die Differenzdrehzahl erhält. Ersetzt man in der Differentialgleichung für die Summendrehzahl ω_Σ durch die Sollsummendrehzahl ω_Σ^* , in der Differentialgleichung für die Differenzdrehzahl ω_Δ

durch die Solldifferenzdrehzahl ω_{Δ}^* und erweitert die linken Seiten der Differentialgleichungen um die Ausdrücke

$$\Lambda_l = -\lambda_{1,l}(\omega_l - \omega_l^*) - \lambda_{2,l} \int (\omega_l - \omega_l^*) dt \quad (23)$$

mit den Reglerparametern $\lambda_{1,l}$ und $\lambda_{2,l}$, $l \in \{\Sigma, \Delta\}$, so erhält man zwei Gleichungen, welche nach den gesuchten Stelleingängen $i_{a,o}$ und $i_{a,u}$ aufgelöst werden können. Damit erhält man den neuen Drehzahlregler in der Form, siehe [7],

$$\begin{aligned} i_{a,o} &= f_o(\omega_{\Sigma}, \omega_{\Sigma}^*, \dot{\omega}_{\Sigma}^*, \omega_{\Delta}, \omega_{\Delta}^*, \dot{\omega}_{\Delta}^*, \tau_{r,k}, \psi_{f,o}) \\ i_{a,u} &= f_u(\omega_{\Sigma}, \omega_{\Sigma}^*, \dot{\omega}_{\Sigma}^*, \omega_{\Delta}, \omega_{\Delta}^*, \dot{\omega}_{\Delta}^*, \tau_{r,k}, \psi_{f,u}), \end{aligned} \quad (24)$$

wobei eine genaue Kenntnis der auftretenden Walzmomente $\tau_{r,k}$ angenommen wurde. Setzt man (24) in das transformierte System ein, so erhält man die Fehlerdynamiken für Summen- und Differenzdrehzahl in der Form

$$\begin{aligned} \ddot{e}_{\Sigma} + (\lambda_{1,\Sigma} + \varpi) \dot{e}_{\Sigma} + \lambda_{2,\Sigma} e_{\Sigma} &= 0 \\ \ddot{e}_{\Delta} + (\lambda_{1,\Delta} + \varpi) \dot{e}_{\Delta} + \lambda_{2,\Delta} e_{\Delta} &= 0 \end{aligned} \quad (25)$$

mit $\varpi = \frac{1}{2} \left(\frac{d_{m,o}}{J_{m,o}} + \frac{d_{m,u}}{J_{m,u}} \right)$ und den Regelfehlern

$$e_{\Sigma} = \omega_{\Sigma} - \omega_{\Sigma}^* \quad \text{and} \quad e_{\Delta} = \omega_{\Delta} - \omega_{\Delta}^*. \quad (26)$$

Da die Walzmomente an der oberen und der unteren Arbeitswalze a priori unbekannt sind, wird zusätzlich ein Beobachter für die Walzmomente $\hat{\tau}_{r,k}$ entworfen⁶. Nimmt man die Walzmomente als konstant aber unbekannt an, so ist es möglich, das Modell (21) um ein externes Störmodell der Form

$$\dot{\hat{\tau}}_{r,k} = 0 \quad (27)$$

zu erweitern, d. h.

$$\begin{bmatrix} \dot{\hat{\tau}}_{r,k} \\ \dot{\omega}_k \end{bmatrix} = \frac{1}{J_{m,k}} \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -1 & -d_{m,k} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tau_{r,k} \\ \omega_k \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} c_m \psi_{f,k} i_{a,k} \quad (28a)$$

$$y_k = \omega_k, \quad k \in \{o, u\}. \quad (28b)$$

Da (28) bereits in Sensorkoordinaten vorliegt, ist es direkt möglich, einen reduzierten Luenberger-Beobachter in der Form

$$\begin{aligned} \dot{\zeta}_k &= -\lambda_{r,k} \zeta_k + (\lambda_{r,k}^2 J_{m,k} - \lambda_{r,k} d_{m,k}) y_k + \lambda_{r,k} \tau_{m,k} \\ \hat{\tau}_{r,k} &= \zeta_k - \lambda_{r,k} J_{m,k} y_k \end{aligned} \quad (29)$$

mit den Beobachterzuständen ζ_k , den Motormomenten $\tau_{m,k} = c_m \psi_{f,k} i_{a,k}$ und den Beobachterverstärkungen

⁶ Auf den ersten Blick scheint die Schätzung eines konstanten aber unbekanntes Walzmomentes durch einen Beobachter redundant zu sein, da das Regelgesetz (24) bereits einen Integralanteil beinhaltet und damit stationäre Genauigkeit bei konstanten Störungen sicherstellt. Es hat sich allerdings gezeigt, dass mit der vorliegenden Konfiguration eine gezielte Einstellung des dynamischen Verhaltens wesentlich einfacher möglich ist und dadurch insbesondere auch die Inbetriebnahme an der Anlage erleichtert wird.

$\lambda_{r,k} > 0$, $k \in \{o, u\}$ anzugeben, siehe z. B. [1], [2]. Die Fehlerdynamik

$$e_{r,k} = \tau_{r,k} - \hat{\tau}_{r,k} \quad (30)$$

des Beobachters ergibt sich schließlich zu

$$\dot{e}_{r,k} + \lambda_{r,k} e_{r,k} = 0. \quad (31)$$

Die Stabilität des geschlossenen Regelkreises bestehend aus Drehzahlregler (24) und Lastbeobachter (29) kann durch geeignete Wahl der Reglerparameter $\lambda_{1,l}$ und $\lambda_{2,l}$, $l \in \{\Sigma, \Delta\}$ sowie der Beobachterverstärkungen $\lambda_{r,k}$, $k \in \{o, u\}$ gewährleistet werden.

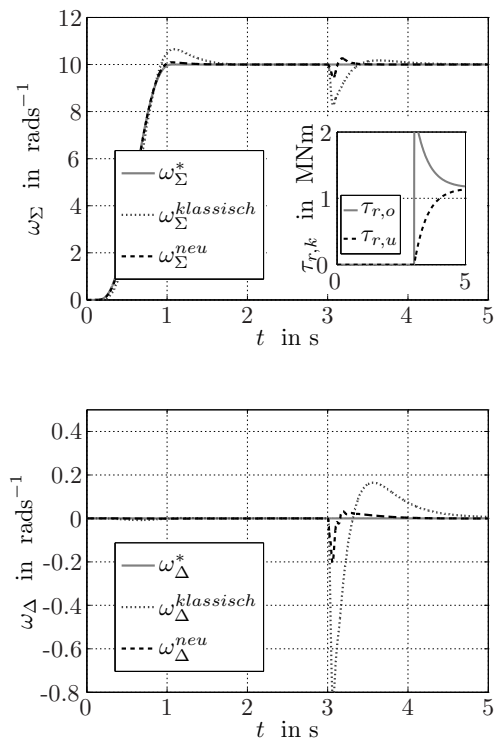


Bild 10: Simulationsergebnisse zur Antriebsregelung.

Die Simulationsergebnisse der neuen Antriebsregelung sind in Bild 10 zusammen mit den Simulationsergebnissen der klassischen Antriebsregelung für Summen- und Differenzdrehzahl (ω_{Σ} und ω_{Δ}) für die Hochlaufphase ($t = 0 \dots 1$ s) sowie den Beginn der Walzung ($t = 3 \dots 5$ s) dargestellt. Es wird angenommen, dass die resultierenden Walzmomente zum Zeitpunkt $t = 3$ s asymmetrisch angreifen (siehe Detailbild von Bild 10). Die erste Verbesserung der neuen Antriebsregelung liegt in der Vermeidung des Überschwingens in der Summendrehzahl ω_{Σ} . Der eigentliche Vorteil der Strategie kann in der unteren Abbildung in Bild 10 für die Differenzdrehzahl ω_{Δ} gesehen werden. Offensichtlich ist eine Verminderung der auftretenden Differenzdrehzahl zu Stichbeginn ($t = 3$ s) mit Hilfe der neuen Antriebsregelung wesentlich besser möglich im Vergleich zur klassischen Regelung.

4.2.2 Skivermeidungsregelung

Die Strategie zur Vermeidung temperaturbedingter Skienden basiert auf dem Modell aus Abschnitt 4.1 und ist in Bild 11 dargestellt. Es handelt sich dabei um einen Algorithmus, mit dem nach einem Stich n eine optimale Differenzdrehzahl ω_{Δ}^* zur Kompensation temperaturbedingter Skienden berechnet wird, welche dann zu Beginn des darauffolgenden Stiches $n + 1$ als Solldifferenzdrehzahl für die Antriebsregelung aus Abschnitt 4.2.1 dient.

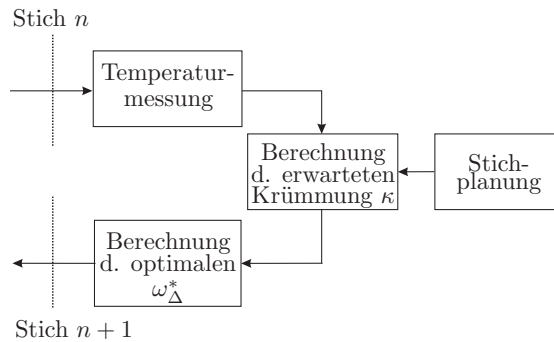


Bild 11: Algorithmus zur Vermeidung temperaturbedingter Skienden.

Für den Algorithmus werden gerüstnahe pyrometrische Temperaturmessungen der Walztafelober- und unterseite benutzt, aus denen ein vertikaler Temperaturunterschied bestimmt werden kann⁷. Zusammen mit dem Stichplan, welcher die erwartete Walzspaltgeometrie sowie die erwartete Summendrehzahl enthält, und dem UBM-Modell wird die erwartete Krümmung im nächsten Stich $n + 1$ berechnet. Überschreitet der Wert der erwarteten Krümmung eine vorgebbare Schranke, so kann durch Iteration des UBM-Modells die optimale Differenzdrehzahl ω_{Δ}^* zur Vermeidung eines temperaturbedingten Skiendes bestimmt werden.

Als Startpunkt für den Algorithmus zur Berechnung von ω_{Δ}^* dient eine maximal einstellbare Differenzdrehzahl ω_{Δ}^{max} , die aus prozesstechnischen Gründen gegeben ist⁸. Mit dem Algorithmus werden die zugehörigen Krümmungen $\kappa^+ = \kappa(\omega_{\Delta}^{max})$ und $\kappa^- = \kappa(-\omega_{\Delta}^{max})$ berechnet. Tritt ein Vorzeichenwechsel zwischen beiden Werten auf, so ist es möglich, die optimale Differenzdrehzahl ω_{Δ}^* zu berechnen, welche eine Nullkrümmung $\kappa = 0$ mit sich bringt. Es handelt sich dabei um eine klassische Nullstellensuche, welche z. B. mittels eines Bisektionsalgorithmus durchgeführt werden kann. An dieser Stelle sei nochmals auf die kurze Rechenzeit der

⁷ Mit den installierten Pyrometern können im Allgemeinen nur die Temperaturen der Walztafelenden vermessen werden, da aus prozesstechnischen Gründen während des Reversiervorganges die Walztafeln nicht in voller Länge unter dem Pyrometer durchgeföhren werden. Ein Einsatz im Rahmen der neuen Dickenregelungsstrategie nach Abschnitt 3.2 ist damit nicht möglich.

⁸ Diese liegt in etwa bei 5 % der Summendrehzahl.

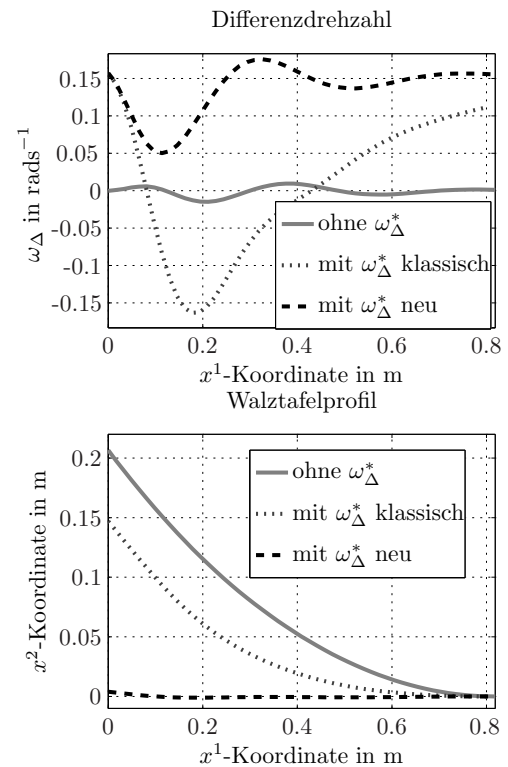


Bild 12: Simulationsergebnisse zur Skivermeidungsregelung.

UBM hingewiesen, welche für eine praktische Implementierung des Algorithmus in der Anlage unumgänglich ist.

Die Resultate aus der Kombination der neuen Antriebsregelung und der Vorgabe von ω_{Δ}^* sind in Bild 12 in Form der Differenzdrehzahl sowie des daraus resultierenden Walztafelprofils für eine Temperaturdifferenz von $\Delta T = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ zu sehen. Die durchgezogene Linie zeigt die Entstehung eines temperaturbedingten Skiendes bei Vorgabe einer Differenzdrehzahl $\omega_{\Delta}^* = 0$. Die gepunktete Linie zeigt die Ergebnisse bei Anlegen der berechneten optimalen Differenzdrehzahl ω_{Δ}^* an die klassische Antriebsregelung. Es ist offensichtlich, dass es zu einem starken Einbruch der Differenzdrehzahl kommt, wodurch wiederum die Skienden nur wenig vermindert werden. Erst die Kombination aus der neuen Antriebsregelung und der Vorgabe der Differenzdrehzahl (gestrichelte Linie) erlaubt die Elimination der Skienden, so dass die Weiterverarbeitung in den folgenden Prozessschritten (z. B. an der Richtmaschine) unproblematisch verlaufen kann.

5 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurden Strategien zur Regelung der Walztafelstärke sowie der Walztafelgleitfähigkeit beim Walzen von Grobblech vorgestellt. Beide Strategien basieren auf mathematischen Modellen für den Umformvorgang

am Fertiggerüst der AG der Dillinger Hüttenwerke, wobei insbesondere die Beschreibung des Materialverhaltens im Walzspalt einen wesentlichen Anteil der Regelungsstrategien darstellt. Die Regelungsstrategien wurden durch Simulations- und Messergebnisse erfolgreich validiert.

Literatur

- [1] K.J. Åström and B. Wittenmark, "Computer Controlled Systems", *Prentice-Hall, London, 1997*.
- [2] G.F. Franklin, J.D. Powell and M.L. Workman, "Digital Control of Dynamic Systems", *Addison-Wesley, Menlo Park, Dritte Auflage, 1998*.
- [3] R. Heeg, "Modellierung und Dickenregelung beim Warmwalzen", *Dissertation, Universität des Saarlandes, Saarbrücken, Juni 2007*.
- [4] R. Heeg, T. Kiefer, A. Kugi, O. Fichet und L. Irastorza, "Feedforward control of plate thickness in reversing plate mills", *IEEE Transactions on Industry Applications, Volume 43(2), Seiten 386–394, März/April 2007*.
- [5] R. Hill, "The mathematical theory of plasticity", *Oxford University Press, Oxford, 1986*.
- [6] R. Hinkfoth, "Massivumformung – Bulk forming process", *Verlag Mainz, Aachen, 2003*.
- [7] T. Kiefer, "Modeling and control of the hot rolling process of heavy plates in view of the elimination of ski-ends", *Schriftenreihe Modellierung und Regelung komplexer dynamischer Systeme, Shaker Verlag, Aachen, 2008*.
- [8] T. Kiefer, R. Heeg und A. Kugi, "Feedforward control strategies for hot rolling in a reversing plate mill", *PAMM Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics, Volume 5(1), Seiten 165–166, Dezember 2005*.
- [9] T. Kiefer und A. Kugi, "Modeling and control of front end bending in heavy plate mills", *in Proceedings of the 12th IFAC Symposium on Automation in Mining, Mineral and Metal Processing (IFAC MMM'07), Seiten 231–236, Québec, August 2007*.
- [10] T. Kiefer und A. Kugi, "An analytical approach for modelling asymmetrical hot rolling of heavy plates", *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems, Volume 14(3), Seiten 249–267, 2008*.
- [11] T. Kiefer und A. Kugi, "Model-based control of front-end bending in hot rolling processes", *erscheint in Proceedings of the 17th IFAC World Congress, Seoul, July 2008*.
- [12] S. Kobayashi, S. Oh und T. Altan, "Metal forming and the Finite-Element method", *Oxford University Press, Oxford, 1989*.
- [13] R. Kopp und H. Wiegels, "Einführung in die Umformtechnik", *Verlag Mainz, Aachen, Zweite Auflage, 1999*.
- [14] A. Kugi, K. Schlacher und R. Novak, "Nonlinear control in rolling mills: a new perspective", *IEEE Transactions on Industry Applications, Volume 37(5), Seiten 1394–1402, 2001*.
- [15] L. Nolle, D.A. Armstrong, A.A. Hopgood und J.A. Ware, "Simulated annealing and genetic algorithms applied to finishing mill optimisation for hot rolling of wide steel strip", *International Journal of Knowledge-Based Intelligent Engineering Systems, Volume 6(2), Seiten 104–111, 2002*.
- [16] M. Philipp, W. Schwenzfeier, F.D. Fischer, R. Wödlinger und C. Fischer, "Front end bending in plate rolling influenced by circumferential speed mismatch and geometry", *Journal of Materials Processing Technology, Volume 184(1–3), Seiten 224–232, 2007*.
- [17] W. Prager und P.G. Hodge, "Theory of perfectly plastic solids", *Chapman and Hall, London, 1951*.
- [18] M. Schlang, B. Lang, T. Poppe, T. Runkler und K. Weinzierl, "Current and future development in neural computation in steel processing", *Control Engineering Practice, Volume 9(9), Seiten 975–986, 2001*.
- [19] W. Schwenzfeier, "Walzwerktechnik – Ein Leitfaden für Studium und Praxis", *Springer, Wien, 1979*.
- [20] K. Sekiguchi, Y. Seki, N. Okitani, M. Fukuda, C. Critchley, W.G. Habib, D. Hartman und K. Shaw, "The advanced set-up and control system for Dofasco's tandem coldmill", *IEEE Transactions on Industry Applications, Volume 32(3), Seiten 987–993, 2001*.
- [21] R. Sims, "The calculation of roll force and torque in hot rolling mill", *in Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Volume 168, Seiten 191–200, 1954*.
- [22] R. Takahashi, "State of the art in hot rolling process control", *Control Engineering Practice, Volume 9(91), Seiten 987–993, 2001*.
- [23] H.C. Wu, "Continuum Mechanics and Plasticity", *Chapman and Hall, Boca Raton, 2004*.

Manuskripteingang: 20. Mai 2008.



Dr. techn. Thomas Kiefer ist wissenschaftlicher Assistent am Institut für Automatisierungs- & Regelungstechnik an der TU Wien. Hauptarbeitsgebiete: Modellierung und Regelung mechatronischer Systeme mit Anwendungen in der Walzwerksautomatisierung.

Adresse: TU Wien, Institut für Automatisierungs- & Regelungstechnik, Gruppe für komplexe dynamische Systeme, Gußhausstr. 27–29, 1040 Wien, Österreich, E-Mail: kiefer@acin.tuwien.ac.at



Dr.-Ing. Roland Heeg ist Gruppenleiter Walzprozesstechnik in der Technologischen Abteilung des Walzwerkes der Dillinger Hüttenwerke. Hauptarbeitsgebiete: Analyse, Modellierung und Regelung des Walzprozesses

Adresse: AG der Dillinger Hüttenwerke, Abteilung Technologie Walzwerke, Werkstr. 1, 66748 Dillingen/Saar, Deutschland, E-Mail: roland.heeg@dillinger.biz



Univ.-Prof. Dr. techn. Andreas Kugi ist Institutsvorstand am Institut für Automatisierungs- & Regelungstechnik an der TU Wien. Hauptarbeitsgebiete: Modellierung, Simulation und Regelung nichtlinearer sowie infinit-dimensionaler mechatronischer Systeme mit Anwendungen in der hydraulischen Aktorik, der Walzwerksautomatisierung, in der Automobilindustrie sowie für mikromechanische Systeme.

Adresse: TU Wien, Institut für Automatisierungs- & Regelungstechnik, Gruppe für komplexe dynamische Systeme, Gußhausstr. 27–29, 1040 Wien, Österreich, E-Mail: kugi@acin.tuwien.ac.at