20. AALE-Konferenz
Bielefeld, 06.–08. März 2024

Modellierung des Antriebsstrangs einer Textilmaschine zum Zweck der modellbasierten Steuerung

J. Sauer[1], F. Hoppe[2], H. Bruhm[3]

Zusammenfassung

Zur Produktion von gewirkten Textilien werden mehrere Nadeln auf eine Legebarre gesetzt, die durch Servoantriebe positioniert werden. Aufgrund der erzwungenen Bewegung kann der Antriebsstrang bei hohen Drehzahlen zur Schwingung angeregt werden. Die richtige Wahl der Steuerkurven ist daher eine sehr wichtige und anspruchsvolle Aufgabe, die durch ein Antriebsstrangmodell unterstützt werden soll. Dafür wird am Beispiel eines Teststands ein Modell des Antriebsstranges in MATLAB/Simulink® entwickelt. Für das Antriebsstrangmodell müssen eine geeignete Modellordnung und Modellparameter gewählt werden. Die unbekannten Modellparameter werden durch eine Parameteridentifikation ermittelt. Mit einer Validierung wird ein geeignetes Anregungsspektrum für die Bestimmung der Modellordnung und die Parameteridentifikation ermittelt.

Stichwörter

Grey-Box-Modell, Parameteridentifikation, MATLAB/ Simulink®. Inverses Modell, Input Shaping

1 Einführung

Zur Herstellung von Textilien mit Wirkmaschinen werden hochdynamische (Beschleunigungen bis 100 m/s^2) und präzise (Genauigkeit < 0,1 mm) Nadelbewegungen benötigt (1). Mehrere Nadeln werden auf einer Barre geführt, um parallele Nadelbewegungen zu gewährleisten.

Es werden mehrere Barren zur Textilproduktion benötigt. Der Fokus liegt auf der Bewegungssteuerung der Legebarren, durch die das Muster der Textilien erzeugt wird. Die Nadeln auf den Legebarren werden auf vordefinierten Bewegungsbahnen geführt, um kollisionsfrei durch Gassen zwischen Nadeln auf einer weiteren Barre zu schwingen. Die Positionierung der Legebarren erfolgt elektromechanisch mit Servoantrieben, die gegenüber rein mechanischen Lösungen den Vorteil bieten, dass die Bewegungsbahnen mit geringerem Aufwand an die Maschinendynamik angepasst werden können. Die kinematische Kette aus Getriebe, Kupplung, Spindel und Legebarre wird open-loop geführt.

1.1 Problemstellung

Eine Legebarre kann eine Länge von über 7,5 m haben und kann daher trotz mechanischer Optimierung nicht mehr als ideal steif angesehen werden. Besonders durch unvorteilhafte Anregung bei hohen Hauptwellendrehzahlen weicht die Nadelposition am Barrenanfang, dem Krafteinleitpunkt, von der Nadelposition am Barrenende ab. Die Legebarre wird zum Schwingen angeregt, wodurch Nadeln kollidieren. Um dies zu vermeiden, wird die Drehzahl begrenzt, was die Produktivität der

[1] TH Aschaffenburg, jonas-s@outlook.de
[2] Karl Mayer Stoll R&D GmbH, florian.hoppe@karlmayer.com
[3] TH Aschaffenburg, hartmut.bruhm@th-ab.de

Open Access. © 2024 J. Sauer, F. Hoppe, H. Bruhm
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 License. +

Textilmaschine einschränkt. Durch Optimierung der Steuerkurve kann in vielen Fällen eine höhere Drehzahl erreicht und somit die Produktivität verbessert werden.

Die richtige Wahl der Steuerkurven ist daher eine sehr wichtige und anspruchsvolle Aufgabe. Oftmals kann die Berechnung und Optimierung nur durch Experten iterativ an Testmaschinen durchgeführt werden. Dabei müssen Gütekriterien wie Positionsgenauigkeit, Antriebsleistung und Ruck sowie Maschinencharakteristika, wie Eigenfrequenzen, berücksichtigt werden.

Ein Modell des Antriebsstranges der Wirkmaschine soll die Nadelposition bestimmter Abschnitte der Legebarre simulieren, sodass es im Entwicklungsprozess genutzt werden kann, um Steuerkurven zu entwerfen und zu testen. Kritische Kurven können experimentell erprobt werden, ohne dass Kollisionen und resultierende Schäden an einer Maschine verursacht werden. Auftretende Schwingungen können bereits in der Simulation erkannt werden. Die aufwendige Steuerkurvenwahl kann mit dem Simulationsmodell unterstützt und beschleunigt werden. Außerdem kann mit dem Modell das Systemverständnis gesteigert werden.

1.2 Vorgehensweise

Zur Abstraktion und Vereinfachung der Problemstellung werden grundlegende Untersuchungen des Legebarrenantriebes an einem skalierten Teststand vorgenommen. Am Teststand müssen keine weiteren Maschineneffekte und -schwingungen berücksichtigt werden, die durch andere bewegte Maschinenelemente entstehen, sodass keine Störungen eingekoppelt werden. Außerdem können am Teststand Schwingungsparameter (Masse und Federsteifigkeiten) schnell und unkompliziert verändert werden. Das Vorgehen an Teststand und Wirkmaschine beinhaltet die gleichen Schritte, wodurch es möglich ist die Untersuchungen und Ergebnisse des Teststandes später auf die Maschine zu übertragen. Das Vorgehen ist angelehnt an das bekannte V-Modell (siehe Abbildung 1).

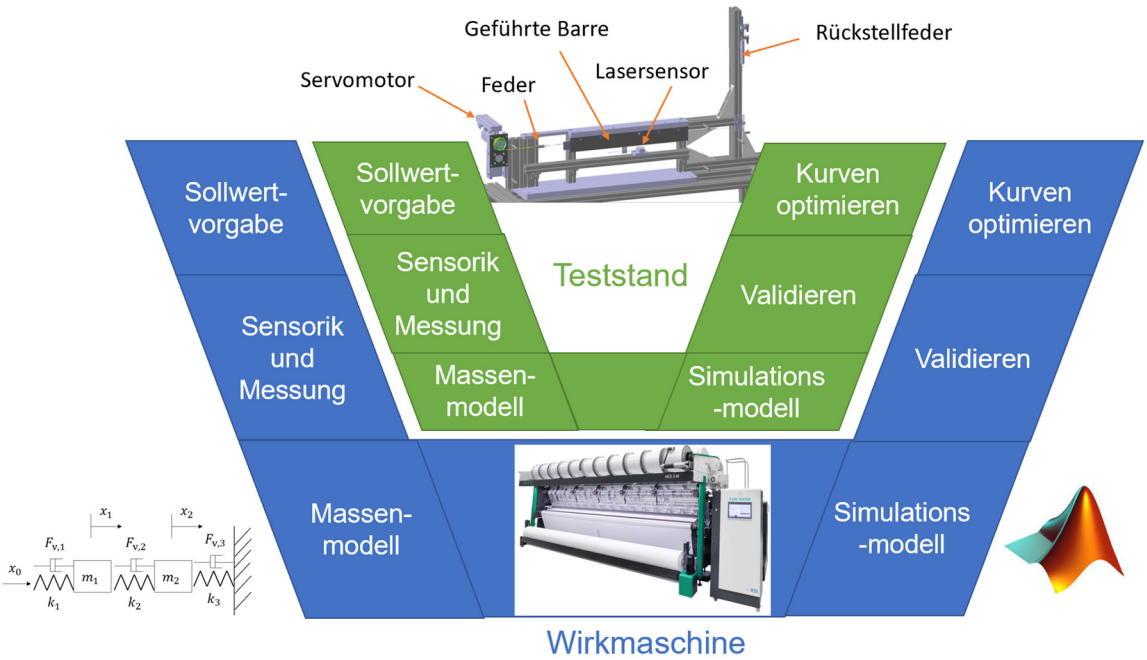

Abbildung 1: Vorgehensweise für die Modellierung

Für den Antriebsstrang kann ein reibungsbehaftetes Mehrmassenmodell hergeleitet werden, das in MATLAB/Simulink® zur Simulation der Legebarrenposition aufgebaut werden kann. Das identifizierte Modell muss validiert werden, um es für die Steuerkurvenoptimierung zu nutzen.

Open Access. © 2024 J. Sauer, F. Hoppe, H. Bruhm
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 License. +

Der Teststand besteht aus einem Servomotor, dem über die Steuerung Sollpositionen vorgegeben werden. Es ist eine Legebarre mit einer Länge von 0,68 m eingebaut. Da die Barre am Teststand deutlich kürzer ist als Barren in einer Wirkmaschine, wird zwischen Barre und Motor eine Feder eingesetzt, um die Nachgiebigkeit der Barre nachzubilden. Eine Rückstellfeder sorgt dafür, dass das mechanische System auf Spannung gehalten wird. Mit einem Lasersensor wird die Position der Barre gemessen.

2 Modellbildung

Für die Modellbildung können grundsätzlich verschiedene Ansätze in Betracht gezogen werden, nämlich einerseits die theoretische und andererseits die datengetriebene Modellbildung. Diese führen zu White- bzw. Black-Box-Modellen bzw. Modellanteilen.

Für die theoretische Modellbildung ist eine sehr hohe Systemkenntnis erforderlich, denn Modellstruktur und -parameter müssen bekannt sein. Damit können **White-Box-Modelle** hergeleitet werden, mit denen systeminterne Teilprozesse beschrieben werden können. (2)

Bei geringer Systemkenntnis, aber messbaren Ein- und Ausgangsgrößen, können datengetriebene **Black-Box-Modelle** genutzt werden. Damit kann nur der Zusammenhang zwischen Ein- und Ausgangsgrößen beschrieben werden. Innere Prozesse können nicht nachvollzogen werden. (2)

Grey-Box-Modelle sind eine Kombination aus White- und Black-Box-Modellen, mit denen die physikalischen und datengetriebenen Systemkenntnisse kombiniert werden.

Bei der Grey-Box-Modellierung wird zunächst ein möglichst exaktes White-Box-Modell aufgestellt, das alle relevanten und gut bekannten physikalischen Zusammenhänge und Parameter beinhaltet. Weniger gut bekannte und beschreibbare Effekte werden durch Black-Box-Teilmodelle dargestellt, bzw. müssen Parameter anhand gemessener Ein- und Ausgangsdatenverläufen identifiziert werden. Es hat sich gezeigt, dass dies für die vorliegende Aufgabenstellung der beste Ansatz ist.

Für den Teststand wird ein reibungsbehaftetes Mehrmassenmodell des Legebarrenantriebsstranges hergeleitet. Das Legebarrenersatzmodell ist ein Feder-Masse-Schwinger. Zur Modellierung von viskoser Reibung werden Dämpfer genutzt. Die Modellparameter der Federsteifigkeiten und Massen sind bekannt. Die Reibungsparameter sind unbekannt und müssen durch eine Parameteridentifikation ermittelt werden. Für die Systemstruktur (Feder-Dämpfer-System) muss eine sinnvolle Systemordnung, also wie viele Massenelemente verwendet werden, ermittelt werden. Im Folgenden ist ein 5-Massenschwinger für die Modellbildung gezeigt.

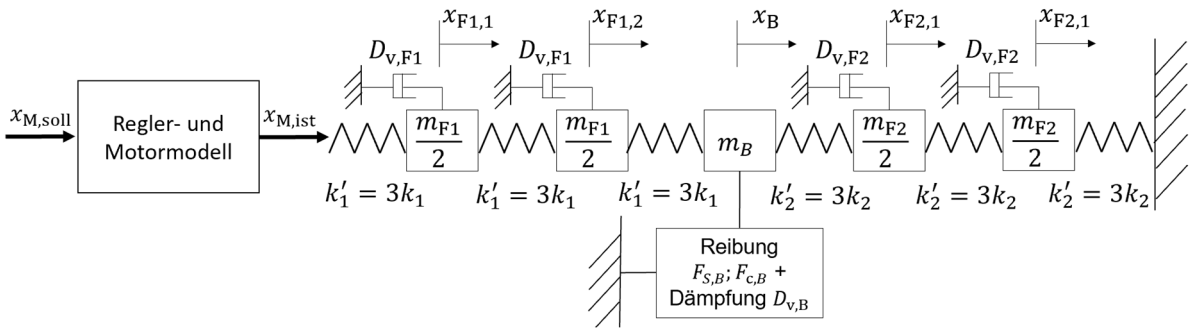

Abbildung 2: Barrenmodell als 5-Massenschwinger

Open Access. © 2024 J. Sauer, F. Hoppe, H. Bruhm
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 License. +

Die Sollposition $x_{\mathrm{M,soll}}$ wird dem Regler vorgegeben. Als Stellgröße gibt der Regler einen Sollstrom aus, mit dem der Motor beaufschlagt wird. Daraus resultiert die Istposition des Motors $x_{\mathrm{M,ist}}$, mit der die Verbindungsfeder F1 zwischen Motor und Barre bewegt wird. Diese Bewegung wirkt sich auf die Barre und die Rückstellfeder F2 aus. Die beiden Federn werden jeweils als 2-Massenschwinger modelliert. Die Federmassen m_{F1} und m_{F2} werden symmetrisch auf zwei Ersatzmassen verteilt. Die Federsteifigkeiten k_1 und k_2 werden symmetrisch auf drei in Reihe geschaltete Federn k_1' aufgeteilt. Die Gesamtfedersteifigkeit der Reihenschaltung muss gleich der ursprünglichen Federsteifigkeit sein.

$$\frac{1}{k_1} = \frac{1}{k_1'} + \frac{1}{k_1'} + \frac{1}{k_1'} = \frac{3}{k_1'} \rightarrow \boldsymbol{k_1' = 3 \cdot k_1} \tag{1}$$

An jedem Massenelement wird viskose Reibung mit einem Dämpfer modelliert, damit das System in der Simulation nicht in eine Dauerschwingung übergeht. Die Barre sitzt in einer Führung, weshalb auch Haft- und Gleitreibung modelliert werden. Dafür wird die Stribeck-Kurve verwendet (3).

Die Modellparameter werden in bekannte und unbekannte Modellparameter unterschieden. Als bekannte Modellparameter werden solche Parameter betrachtet, die durch eine separate Messung oder ein Datenblatt hinreichend genau beschrieben werden können. Durch die begrenzte Systemkenntnis treten auch unbekannte (insbesondere Reibungs-) Parameter auf, die mit einer Parameteridentifikation ermittelt werden müssen.

Tabelle 1: Bekannte und unbekannte Modellparameter

Modellparameter	**Bekannt / Unbekannt**
Barrenmasse	Bekannt: $m_{\mathrm{B}} = 49{,}5\ \mathrm{g}$
Federmassen	Bekannt:$m_{\mathrm{F1}} = 20{,}3\ \mathrm{g}; m_{\mathrm{F2}} = 81{,}5\ \mathrm{g}$
Federsteifigkeiten	Bekannt: $k_1 = 2060\,\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}}; k_2 = 470\,\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}}$
Viskose Reibungsparameter	Unbekannt: $\boldsymbol{D_{\mathrm{v,F1}}; D_{\mathrm{v,F2}}; D_{\mathrm{v,B}}}$
Haft- und Gleitreibungskoeffizient	Unbekannt $\boldsymbol{F_{\mathrm{S,B}}; F_{\mathrm{c,B}}}$

Zur Vereinfachung der Parameteridentifikation wird nur der viskose Reibungsparameter $D_{\mathrm{v,B}}$ an der Barre identifiziert. Die beiden viskosen Reibungsparametern an den Federn ($D_{\mathrm{v,F1}}; D_{\mathrm{v,F2}}$) müssen nicht durch eine Parameteridentifikation ermittelt werden. Sie dienen zur Stabilisierung des Simulationsmodelles und werden auf einen möglichst kleinen Wert von $D_{\mathrm{v,F1}} = D_{\mathrm{v,F2}} = 0{,}1\,\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}$ eingestellt.

Mit einem synthetischen Kraftansatz nach dem D'Alembertschen Prinzip wird das Gesamtsystem in Teilsysteme zerteilt, indem alle angreifenden Verbindungen aufgetrennt werden und durch die am Teilkörper angreifenden Schnittkräfte ersetzt werden. (4)

Mit $F_{\mathrm{inert,i}} = m \cdot \ddot{x}_i$ werden die Kräfte zur Überwindung der Trägheit der Massenelemente beschrieben. Die Federkräfte sind abhängig von der Federsteifigkeit und der Positionsdifferenz. Für jedes muss die Summe aller am Körper angreifenden Kräfte Null sein. Durch Aufstellen der Gleichgewichtsbedingung kann eine Bewegungsgleichung hergeleitet werden, die alle Massenträgheiten sowie dissipative und eingeprägte Kräfte beinhaltet. (4)

Teilsystem I: $$\boldsymbol{0 = -\frac{m_{\mathrm{F1}}}{2} \cdot \ddot{x}_{\mathrm{F1,1}} + 3k_1(x_{\mathrm{M,ist}} - x_{\mathrm{F1,1}}) - 3k_1 \cdot (x_{\mathrm{F1,1}} - x_{\mathrm{F1,2}}) - F_{\mathrm{vis,1}}} \tag{2}$$

Teilsystem II: $$0 = -\frac{m_{\mathrm{F1}}}{2} \cdot \ddot{x}_{\mathrm{F1,2}} + 3k_1(x_{\mathrm{F1,1}} - x_{\mathrm{F1,2}}) - 3k_1 \cdot (x_{\mathrm{F1,2}} - x_{\mathrm{B}}) - F_{\mathrm{vis,1}} \tag{3}$$

Teilsystem III: $$0 = -m_{\mathrm{B}} \cdot \ddot{x}_{\mathrm{B}} + 3k_1 \cdot (x_{\mathrm{F1,2}} - x_{\mathrm{B}}) - 3k_1 \cdot (x_{\mathrm{B}} - x_{\mathrm{F2,1}}) - F_{\mathrm{Stri,B}} \tag{4}$$

Teilsystem IV: $$0 = -\frac{m_{F2}}{2} \cdot \ddot{x}_{\mathrm{F2,1}} + 3k_2(x_{\mathrm{B}} - x_{\mathrm{F2,1}}) - 3k_2 \cdot (x_{\mathrm{F2,1}} - x_{F2,2}) - F_{\mathrm{vis,2}} \tag{5}$$

Teilsystem V: $$0 = -\frac{m_{F2}}{2} \cdot \ddot{x}_{\mathrm{F2,2}} + 3k_2(x_{\mathrm{F2,1}} - x_{\mathrm{F2,2}}) - 3k_2 \cdot x_{\mathrm{F2,2}} - F_{\mathrm{vis,2}} \tag{6}$$

Open Access. © 2024 J. Sauer, F. Hoppe, H. Bruhm
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 License. +

Mit den Bewegungsgleichungen kann ein Wirkungsplan zur Beschreibung des schwingungsfähigen Systems in MATLAB/Simulink® erstellt werden.

3 Parameteridentifikation

Zur Ermittlung der unbekannten Modellparameter wurden Messungen am Teststand vorgenommen, die zur Identifikation der Reibungsparameter mit der MATLAB Funktion *fminsearch(@myfun,Param_0,options)* genutzt wurden. Die selbstgeschriebene Funktion *myfun* berechnet den RMSE (Root Mean Squared Error) der Barrenposition und des Motordrehmoments als Gütefunktion für die Abweichung zwischen Simulation und Messung.

$$\begin{aligned} RMSE_{\mathrm{ges}} &= RMSE_{\mathrm{x,B}} + \ RMSE_{\mathrm{M,Mot}} \\ &= \frac{\sqrt{\frac{1}{n}\sum(x_{\mathrm{B,sim,i}} - x_{\mathrm{B,mess,i}})^2}}{\max(x_{\mathrm{B,mess,i}})} + \frac{\sqrt{\frac{1}{n}\sum(M_{\mathrm{sim,i}} - M_{\mathrm{mess,i}})^2}}{\max(M_{\mathrm{mess},i})} \end{aligned} \tag{7}$$

Mit dem RMSE wird die Summe der Fehlerquadrate alle Datenpunkte beschrieben. Indem durch den Maximalwert geteilt wird, werden beide Fehleranteile normiert, sodass sie trotz unterschiedlicher physikalischer Dimensionen addiert werden können.

Mit der Funktion *fminsearch* werden die Modellparameter so eingestellt, dass der $RMSE_{\mathrm{ges}}$ minimiert wird. Nach Abschluss der Identifikation sollen die Simulations- und Messdaten möglichst genau übereinstimmen. (5)

4 Modellvalidierung

Zur Ermittlung der Modellgenauigkeit und des Geltungsbereiches muss das Modell validiert werden. Die Leave-Out-Validierung ist eine aufwendige, aber sehr zuverlässige Methode zur Modellvalidierung sowie zur Identifikation und Vermeidung von Overfitting (6). Dabei ist es wichtig, einen oder mehrere Datensätze für die Identifikation und die restlichen Datensätze für das Testen zu nutzen. Damit lässt sich feststellen, wie gut die einzelnen Datensätze für die Identifikation geeignet sind.

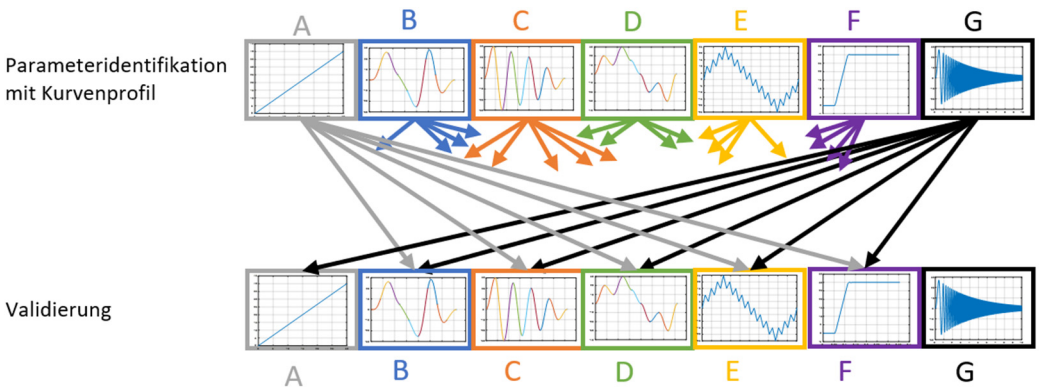

Abbildung 3: Leave-Out-Validierung mit verschiedenen Anregungsprofilen

Die hier genutzten Datensätze wurden unter Verwendung verschiedener Anregungsprofile gewonnen. Die Anregungsprofile wurden mit Fokus auf Abdeckung des gesamten relevanten Frequenzbereiches definiert, indem unterschiedliche Frequenzspektren genutzt werden (siehe Abbildung 4). Es

Open Access. © 2024 J. Sauer, F. Hoppe, H. Bruhm
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 License. +

sollen stets Beschleunigungs- und Abbremsvorgänge erfolgen, um Be- und Entlastungsvorgänge zu berücksichtigen.

Anregungsprofil A ist eine Positionsrampe. Die Profile B, C und D sind Schwingungen mit unterschiedlichen Frequenzspektren. Mit Kurvenprofil E wird eine Sägezahnkurve vorgegeben. Kurvenprofil F ist ein Positionssprung von 0 auf 30 mm. Mit Kurvenprofil G wird die Schwingungsfrequenz bei einem Sweep von 0 auf 36 Hz erhöht. Die Amplitude wird mit steigender Frequenz kleiner, um die Motorlimitierungen nicht zu überschreiten. Jedes Kurvenprofil hat ein anderes Anregungsspektrum.

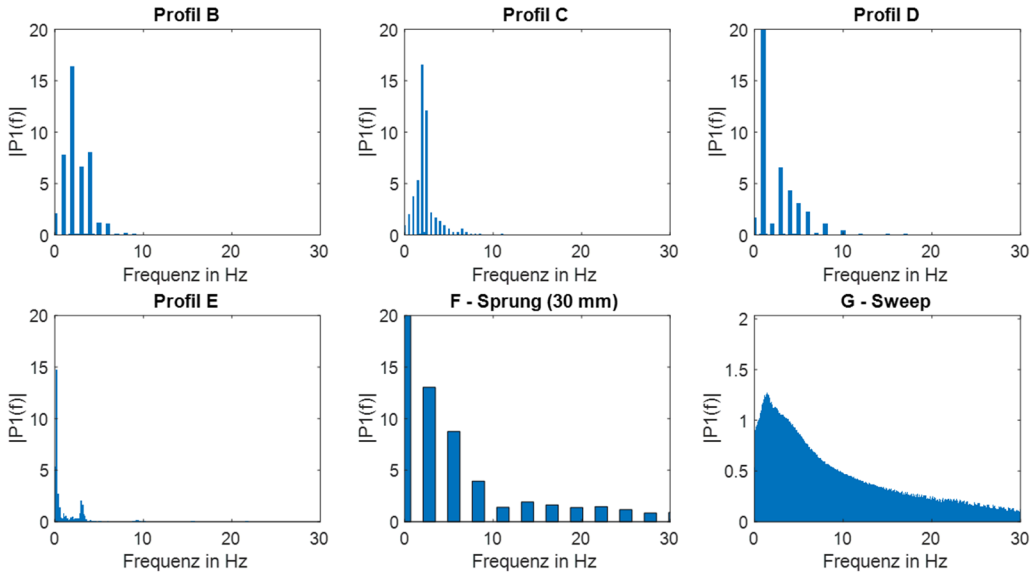

Abbildung 4: Frequenzspektren der verschiedenen Anregungsprofile

Um die optimale Modellordnung zu ermitteln, wird für alle in Betracht gezogenen Modelle eine Parameteridentifikation durchgeführt und die jeweils erzielte Modellierungsgüte ermittelt. Die Modellordnung wird variiert, indem ein 1-, ein 3- und ein 5-Massenschwinger verglichen werden. Außerdem wurde im Sinne der Leave-Out-Validierung die Zuordnung der Anregungsprofile für die Identifikation variiert. Die in Tabelle 2 aufgeführten, ausgewählten Modelle werden nachfolgen bzgl. Ihrer Modellgüte miteinander verglichen.

Tabelle 2: Modell- und Identifikationsvarianten

Modellordnung	Kurvenprofil(e) für Parameteridentifikation	Bezeichnung
1-Massenschwinger	A	Modell I-A
3-Massenschwinger	B, C, E	Modell III-BCE
3-Massenschwinger	B, C, E (k_1; k_2)	Modell III-BCE(k_1; k_2)
5-Massenschwinger	B, C, F (k_1; k_2)	Modell V-BCF(k_1; k_2)
5-Massenschwinger	G (k_1; k_2)	Modell V-G(k_1; k_2)

Die zusätzliche Kennzeichnung der Modelle III-BCE(k_1; k_2), V-BCF(k_1; k_2) sowie V-G(k_1; k_2) mit den Federsteifigkeiten k_1 und k_2 zeigt, dass auch die Federsteifigkeiten identifiziert wurden. Die Werte können zwar aus dem Datenblatt entnommen werden, aber die angegebenen Federsteifigkeiten unterliegen Toleranzen. Damit wird getestet, ob die Modellgenauigkeit durch Identifikation der Federsteifigkeiten verbessert werden kann.

Open Access. © 2024 J. Sauer, F. Hoppe, H. Bruhm
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 License. +

Zur Bewertung der Modellierungsgüte bei den verschiedenen Modellordnungen und Identifikationsvarianten werden die mittlere quadratische Positionsabweichung $RMSE_{x,B}$ sowie der entsprechende Maximalwert $\max(x_{Diff})$ genutzt und in einem Box-Plot gegenübergestellt.

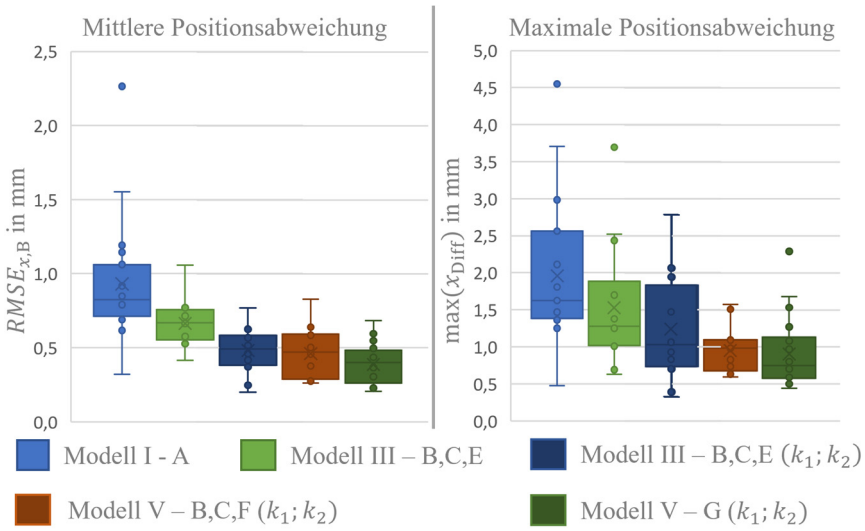

Abbildung 5: Mittlere und maximale Positionsabweichung für 1- ; 3- und 5-Massenschwinger

Die Identifikation des Modell I-A (hellblau) weist die schlechteste mittlere und maximale Positionsgenauigkeit auf. Durch Erhöhung der Systemordnung mit dem Modell III-BCE (hellgrün) und Veränderung der Identifikationsprofile wird die maximale Positionsabweichung verbessert. Zum Testen der Auswirkung auf die Genauigkeit werden zusätzlich zu den Reibungsparametern auch die Federsteifigkeiten identifiziert (dunkelblau). Dadurch sinken der mittlere und der maximale Fehler. Die Identifikation der Federsteifigkeiten ist demnach hilfreich bei der Verbesserung der Modellgenauigkeit, weshalb für den 5-Massenschwinger ebenfalls die Federsteifigkeiten identifiziert werden.

Bei Modell V-BCF$(k_1; k_2)$ wird ein 5-Massenschwinger verwendet und Kurvenprofil F ersetzt Kurvenprofil E, da ein deutlich größeres Frequenzspektrum angeregt wird. Der Median des $RMSE_{\mathrm{x,B}}$ wird nur minimal verbessert. Die Verbesserung ist besonders bei der Streuung der maximalen Positionsabweichung deutlich zu erkennen. Mit Modell V-G$(k_1; k_2)$ können die mittlere und maximale Positionsabweichung gegenüber Modell V-BCF$(k_1; k_2)$ verbessert werden, da Median und Streuung reduziert werden können.

Für die Parameteridentifikation ist es von Vorteil, wenn der Sweep (Kurvenprofil G) genutzt wird, weil damit der größte Frequenzbereich abgedeckt wird. Im Vergleich zum Sprung liegt der Vorteil des Sweeps darin, dass der Frequenzbereich besser abgetastet wird.

Bei der Identifikation der Modellparameter ist es besonders wichtig darauf zu achten, dass im Anregungsprofil Frequenzanteile enthalten sind, mit denen der Resonanzbereich der realen Strecke abgedeckt wird. Nur so kann gewährleistet werden, dass das Modell auch im Resonanzbereich valide ist. Für den Teststand liegt der Resonanzbereich zwischen 20 und 28 Hz.

Die beste Modellierungsgüte konnte mit dem 5-Massenschwinger (Modell V-G$(k_1; k_2)$) erzielt werden. Dieses Modell hat im Median eine mittlere Genauigkeit von $RMSE_{\mathrm{x,B}} = 0{,}4\ \mathrm{mm}$ und eine maximale Positionsabweichung von $x_{\mathrm{max.diff}} = 0{,}6\ \mathrm{mm}$. Die identifizierten Modellparameter sind:

- Federsteifigkeiten: $k_1 = 2516\,\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}}$ und $k_2 = 520\,\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}}$
- Reibungsparameter: $F_{\mathrm{s,B}} = 1{,}95\ \mathrm{N}$; $F_{\mathrm{c,B}} = 1{,}55\ \mathrm{N}$ und Dämpfung an der Barre $D_{\mathrm{v,B}} = 10{,}54\,\frac{\mathrm{kg}}{s}$

Open Access. © 2024 J. Sauer, F. Hoppe, H. Bruhm
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 License. +

5 Modellbasierte Steuerkurvenoptimierung

Eine wichtige Anwendung des entwickelten Modells ist die modellbasierte Steuerkurvenoptimierung. Mit dem validierten Modell V-G$(k_1; k_2)$ wurden verschiedene Ansätze am Teststand erprobt.

5.1 Input Shaping

Das Input Shaping ist eine Methode zur resonanzfreien Positionierung eines schwingungsfähigen Systems, indem anregende Frequenzen durch Faltung aus dem Bewegungsprofil eliminiert werden. (7)

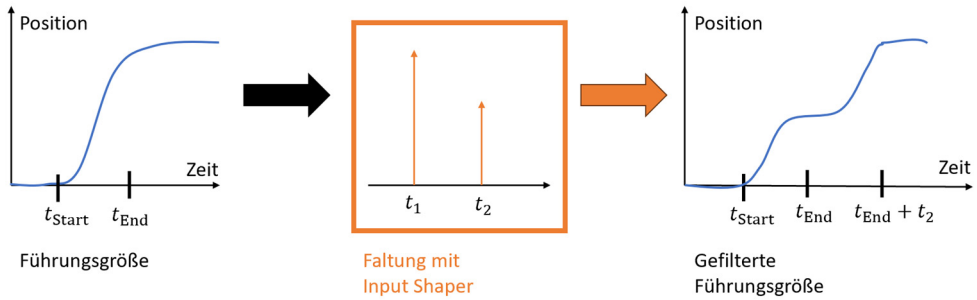

Abbildung 6: Faltung der Führungsgröße mit einem ZV-Input-Shaper (7)

Beim Input-Shaping wird die Führungsgröße mit mehreren Impulsen mit definierten Amplituden zu definierten Zeitpunkten gefaltet. Die Anzahl der Impulse ist abhängig von der Art des Input-Shapers. Die Amplituden und Zeitpunkte sind abhängig von der Dämpfung D und der Periodendauer T_D der zu eliminierenden Schwingung. (8)

Es existieren zwei Basis-Input-Shaper-Typen. Der ZV-Input-Shaper (Zero Vibration) ist der einfachste und schnellste Input-Shaper Typ. Beim ZVD-Input-Shaper (Zero Vibration and Derivative) wird der Endwert später erreicht, aber er ist dafür robuster. Durch Kombination der Basis-Input-Shaper können beliebige Varianten gebildet werden, die sich in Robustheit und Geschwindigkeit unterscheiden. Je mehr Impulse zur Faltung verwendet werden, desto robuster ist der Input Shaper. Dafür wird der Endwert erst später erreicht. (7)

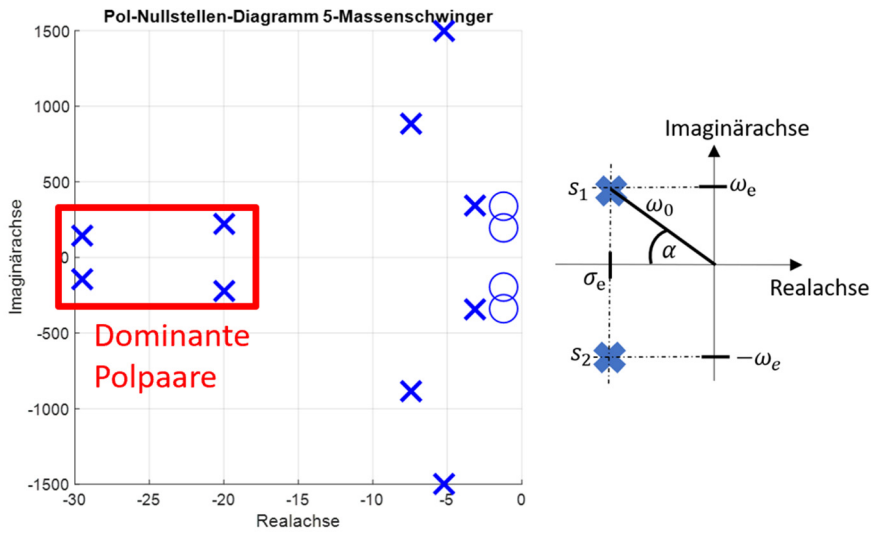

Abbildung 7:Pol-Nullstellen-Diagramm des 5-Massenschwinger-Modells

Open Access. © 2024 J. Sauer, F. Hoppe, H. Bruhm
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 License. +

Für die Auslegung der verschiedenen Input-Shaper-Typen müssen die Eigenfrequenz und die Dämpfung des Systems bekannt sein. Zur Ermittlung kann mit den identifizierten Modellparametern das Pol-Nullstellen-Diagramm des Systems genutzt werden, indem Frequenz und Dämpfung aus der Lage der Pole berechnet werden. (9)

Das dominante Polpaar ist immer das am nächsten zum Ursprung gelegene Polpaar. In Abbildung 7 haben (unter Betrachtung der stark unterschiedlich skalierten Achsen) die beiden am weitesten links gelegenen Polpaare den kleinsten Abstand zum Ursprung, sodass sie dominant sind. Die Berechnung der Eigenfrequenz und der Dämpfung führen zu folgenden Ergebnissen für die beiden dominanten Polpaare.

- Polpaar 1: $f_{0,1} = 24\ \mathrm{Hz}$ und $D_1 = 0{,}2007\,\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}$
- Polpaar 2: $f_{0,2} = 35\ \mathrm{Hz}$ und $D_2 = 0{,}0896\,\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}$

Am Teststand wird eine beispielhafte Messung zur Vorgabe einer Steuerkurve durchgeführt. Dabei werden Positionssprünge zu den geforderten Nadelgassen vorgegeben. Es werden das einfache ZV-Shaping bei $f_{0,1} = 24\ \mathrm{Hz}$ und das ZV-ZV-Shaping bei zusätzlich $f_{0,2} = 35\ \mathrm{Hz}$ miteinander verglichen. Das geshapte Motorkurvenprofil wird auf den Teststand gegeben, an dem die resultierenden Schwingungen an der Barre mit dem Lasersensor gemessen werden. Die Amplitude der Motorsollpositionen wird durch eine Vorsteuerung größer gewählt, um die statische Abweichung von Motor- und Barrenposition auszugleichen, die durch die Federsteifigkeiten entsteht.

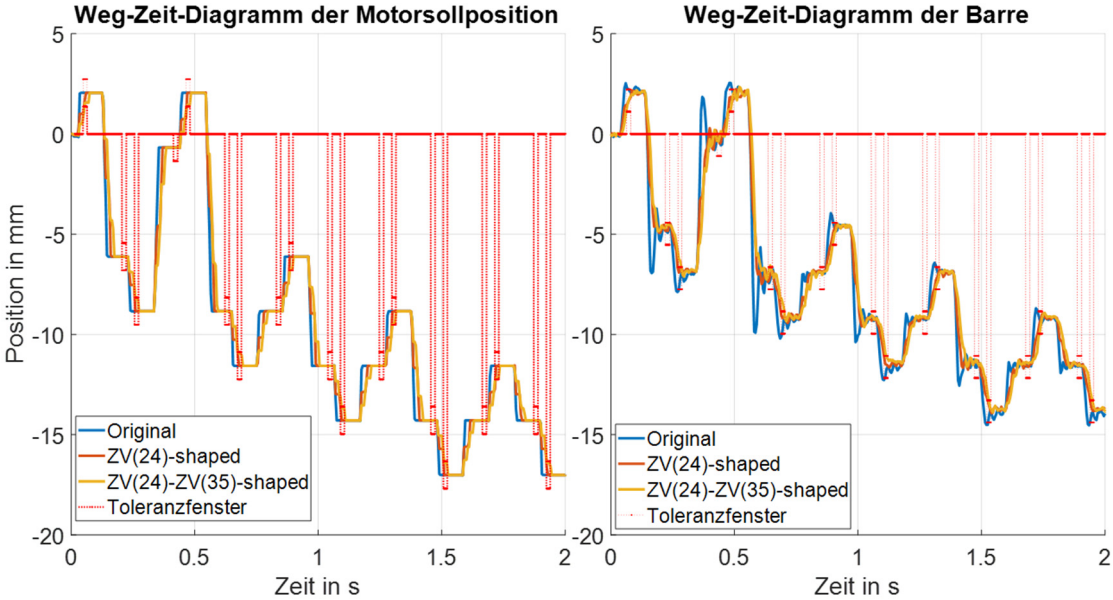

Abbildung 8: Motorsollkurve (links) und Barrenposition (rechts) für verschiedene Input-Shaper-Varianten

Durch die ungeshapten Motorsprünge schwingt die Legebarre teilweise stark über, sodass die Nadelgassen nicht getroffen werden. Mit diesen Sprüngen wird im Resonanzbereich angeregt. Mit dem ZV-Shaping (orange) wird das Überschwingen reduziert, weil keine Frequenzen im Bereich um $f_{0,1} = 24\ \mathrm{Hz}$ angeregt werden. Durch den zusätzlichen ZV-Input-Shaper bei $f_{0,2} = 35\ \mathrm{Hz}$ wird das Schwingen der Barre kaum messbar, weil auch die zweite Resonanzfrequenz nicht mehr angeregt wird. Diese Shaping-Methode sorgt für die Kompensation des Überschwingens und ist dennoch schnell genug am neuen Endwert.

Das Input Shaping funktioniert bei der Positionierung der Legebarre am Teststand, da Überschwingen unterdrückt werden kann. Die Entscheidung, welche Input-Shaper Variante genutzt werden sollte, ist abhängig von der Kenntnis der Resonanzfrequenzen und dem Anregungsprofil der Kurve. Je ungenauer das Modell ist, desto höher muss die Robustheit des Input-Shapers gewählt werden. Au-

Open Access. © 2024 J. Sauer, F. Hoppe, H. Bruhm
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 License. +

ßerdem können nur Kurven mit dem Input Shaping bearbeitet werden, deren Anregungsspektrum keine Hauptmaxima im Bereich der zu kompensierenden Resonanzfrequenzen aufweisen.

5.2 Steuerkurvenoptimierung mit inversen Modellen

Damit die Barrenistposition der Barrensollposition besser entspricht wird die Motorsollkurve angepasst, indem die geforderte Barrensollposition mit dem inversen Streckenmodell $\tilde{G}^{-1}(s)$ multipliziert wird. Das Streckenmodell hat die Übertragungsfunktion $\tilde{G}(s)$, die näherungsweise der Übertragungsunktion $G(s)$ der realen Strecke entspricht.

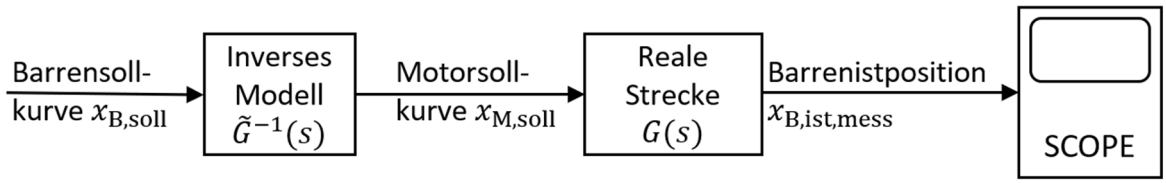

Abbildung 9: Verwendung eines inversen Modells

Die Übertragungsfunktion des inversen Modells hat einen Nullstellenüberschuss und ist deshalb physikalisch nicht realisierbar. Dafür muss ein Vorfilter mit zusätzlichen rezessiven Polen ergänzt werden, um den Nullstellenüberschuss auszugleichen. (10)

Mit einem perfekten Modell können Schwingungen auch perfekt kompensiert werden. Weicht das Modell jedoch minimal von der realen Strecke ab, werden die Schwingungen nicht mehr kompensiert, sondern verstärkt. Für den Antriebsstrang liegen keine perfekten Modelle vor, sodass die Steuerkurvenoptimierung mit einem inversen Model an einer Wirkmaschine potenzielle Gefahren bietet und nicht genutzt werden sollte.

6 Nutzen an der Wirkmaschine

Die am Teststand erzielten Ergebnisse konnten auf die Maschine übertragen werden. Das Modell der Wirkmaschine beinhaltet weitere Teilmodelle, da durch andere bewegte Maschinenelemente Bewegungen eingekoppelt werden. Die Erkenntnisse für Herleitung und Validierung des Modells am Teststand, sowie die Identifikationsprogramme konnten an der Wirkmaschine genutzt werden. Zur Ermittlung eines geeigneten Anregungsprofils wurden Hochlaufmessungen an der Wirkmaschine durchgeführt. Durch den Hochlauf wird ein Sweep nachgebildet. Bei der Validierung war auffällig, dass nicht der gesamte Sweep die besten Identifikationsergebnisse liefert. Die Hochlaufmessung dauert sehr lange, wodurch die entscheidenden Daten im Resonanzbereich nicht stark genug gewichtet werden. Die besten Identifikationsergebnisse können erzielt werden, wenn der Frequenzbereich des Identifikationsdatensatzes mit dem Resonanzbereich übereinstimmt.

7 Fazit

Zur Modellierung des Teststandes wurde ein Grey-Box-Ansatz genutzt, mit dem ein reibungsbehaftetes Modell eines Mehrmassenschwingers hergeleitet werden konnte. Bekannte Systemanteile wurden mit einem White-Box-Ansatz beschrieben und unbekannte Modellparameter mussten durch eine Parameteridentifikation bestimmt werden.

Bei den Untersuchungen mit verschiedenen Anregungsprofilen im Rahmen der Validierung zeigte sich sehr deutlich, dass Profile mit möglichst vielen Frequenzen besonders gut als Identifikationsdatensatz geeignet sind. Wichtig ist dabei, dass der Frequenzbereich des Identifikationsprofils den Re-

Open Access. © 2024 J. Sauer, F. Hoppe, H. Bruhm
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 License. +

sonanzbereich der Strecke abdeckt, sodass in den Identifikationsdaten tatsächlich auch Informationen über die Eigenfrequenzen des Systems enthalten sind. Am Teststand wurde deshalb ein Sweep für die Identifikation des Modells genutzt. Außerdem konnte mit der Validierung ermittelt werden, dass ein Modell mit fünf Massenelementen bessere Ergebnisse erzielt als eines mit nur drei Massenelementen.

Das Simulationsmodell bietet die Möglichkeit der schnellen und einfachen Erprobung von beliebigen Steuerkurven. Mit den Simulationsergebnissen können die Kurven angepasst werden, sodass eine aufwendige Optimierung durch Messungen an einer realen Maschine eingespart werden kann. Dadurch können erhebliche Kosten- und Zeiteinsparungen erreicht werden.

Mit den Untersuchungen am Teststand konnte gezeigt werden, dass das Input Shaping eine geeignete Methode zur Reduktion von Schwingungen ist. Dafür muss die Steuerkurven mit geeigneten Input-Shapern verändert werden.

8 Acknowledgements

Die Untersuchungen zur Modellierung und Steuerkurvenoptimierung am Teststand und an der Wirkmaschine wurden im Rahmen der Masterarbeit „Modellierung und Steuerung der Barrenbewegung von Wirkmaschinen“ an der TH Aschaffenburg in Kooperation mit der Karl Mayer Stoll R&D GmbH durchgeführt.

9 Literaturverzeichnis

[1] *Covering a Wide Range of Requirements in Warp Knitting Machines with Modular Actuator Systems and Model-Based System Design.* **Hoppe, F., Kraus, G. und Arnold, C.** Mannheim : VDE, 2022. ACTUATOR 2022; International Conference and Exhibition on New Actuator Systems and Applications.

[2] **Isermann, Rolf.** *Mechatronische Systeme: Grundlagen.* Heidelberg : Springer. 2. Auflage, 2008.

[3] *A survey of models, annalysis tools and compensation methods for the control of machines with friction.* **Armstrong-Hélouvry, A.** 1994, Automatica, Volume 30, isue 7, S. 1083-1138.

[4] **Pietruszka, W. D.** *MATLAB und Simulink in der Ingenieurspraxis: Modellbildung, Berechnung und Simulation.* Wiesbaden : Springer. 5. Auflage, 2021.

[5] **Bohn, C.** *Identifiaktion dynamsicher Systeme: Methoden zur experimentellen Modellbildung aus Messdaten.* Wiesbaden : Springer. 1. Auflage, 2016.

[6] **Berrar, D.** *Cross-Validation.* Tokio : Data Science Laboratory, Tokio Institute of Technology, 2018.

[7] *Slosh-free positioning of containers with liquids and flexible conveyor belt.* **Hubinský, P.** 2010, Journal of Electrical Engineering.

[8] **Grün, G.** *Optimierung von Geschwindigkeitsprofilen für den Transport von Flüssigkeiten.* Darmstadt : Masterarbeit Hochschule Darmstad, 2018.

[9] **Adamy, Jürgen.** *Systemdynamik und Regelungstechnik II.* Darmstadt : Shaker, 2010.

[10] **Buchholz, J.** *Inversion dynamsicher Systeme mit Matlab.* Bremen : Hochschule Bremen, 2007.

Open Access. © 2024 J. Sauer, F. Hoppe, H. Bruhm
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 License. +