

Modellierung des dynamischen Systemverhaltens von Objektiven für die EUV-Mikrolithographie

Dipl.-Math. techn. **Bernhard Geuppert**, Dr.-Ing. **Marwène Nefzi**, Carl Zeiss SMT GmbH, Oberkochen;
Dr.-Ing. **Falk Wagner**, ICS Engineering GmbH, Dreieich

Kurzfassung

In diesem Beitrag werden anhand von vereinfachten optomechanischen Ersatzsystemen die Vorzüge der aus der Mehrkörperdynamik bekannten Verfahren aufgezeigt. Zuerst wird gezeigt, wie eine Dynamikarchitektur vorteilhaft geändert werden kann, um höhere Schwingungsunterdrückungen zu erreichen. Die für die Auslegung eines gedämpften Tilgers notwendige Identifikation von Modellparametern wird dann angegangen. Anschließend werden experimentelle Ergebnisse vorgestellt, um die Auslegung zu validieren.

Im dritten Kapitel werden die aus der Fachliteratur bekannten Gleichungen für die modale Berechnung aufgegriffen, um die Herangehensweise bei der Analyse von elastischen optomechanischen Mehrkörpersystemen zu erläutern.

1. Objektive für die EUV-Mikrolithographie

Mikrolithographie ist das Standardverfahren zur Herstellung von Computerchips. Dabei werden die Strukturen, aus denen die elektronischen Bauelemente wie Transistoren oder Kondensatoren bestehen, von einem sogenannten Reticle mithilfe eines Objektivs auf eine mit Photolack beschichtete Siliziumscheibe, den Wafer, projiziert. Schnellere Prozessoren und größere Speicherkapazität bedingen eine größere Packungsdichte der elektronischen Bauelemente und damit immer kleinere Strukturgrößen. Um die in den nächsten Jahren geplanten Strukturgrößen von 22 bis 16 nm ausreichend scharf abbilden zu können, arbeiten moderne Lithographiesysteme mit extremen Ultraviolett-Licht (EUV) mit einer Wellenlänge von 13.5 nm (siehe auch [1]). Abbildung 1 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines solchen EUV-Scanners. Das in der Quelle (1) erzeugte EUV-Licht beleuchtet über das Beleuchtungssystem (2) das Reticle (3). Die dort vorhandene Struktur wird mithilfe der Spiegel im Objektiv (4) auf den Wafer (5) abgebildet.

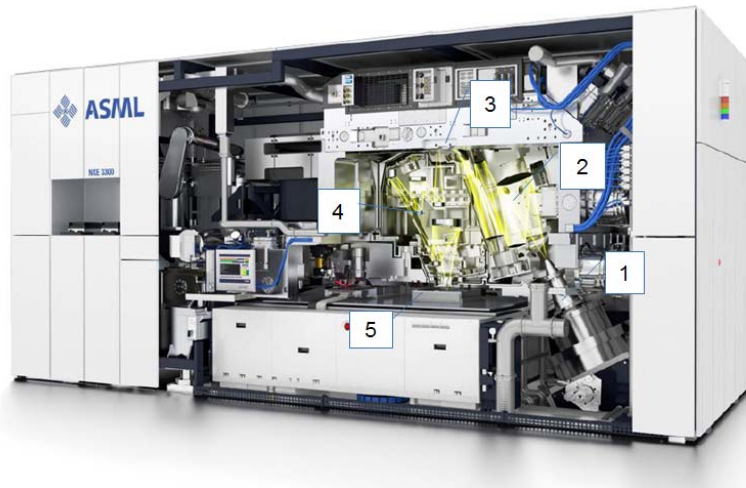


Abbildung 1: Prinzipieller Aufbau eines EUV Lithographie-Scanner: ASML NXE 3300 mit Optik von Carl Zeiss. Quelle: www.asml.com

EUV-Objektive, die für eine realistische Serienfertigung von Chips ausgelegt sind, sind typischerweise 1 bis 2 m groß und 1 t schwer. Die abzubildenden Strukturen sind jedoch im Nanometerbereich. Der Fehler in der Abbildung darf davon nur einen Bruchteil betragen. Damit sind die zulässigen Schwingungsamplituden kleiner als 1 nm. Darum muss das ganze System und insbesondere das Objektiv bezüglich der Dynamik optimiert werden. Verschärfend wirkt sich hier aus, dass Spiegelsysteme deutlich sensitiver sind als Linsensysteme, wie sie zum Beispiel in [2] beschrieben werden.

Auf der anderen Seite zeigt das Verhältnis von zulässigen Schwingungsamplituden und Objektivgröße, dass das Objektiv als lineares System beschrieben werden kann. Da sich die Systemeigenschaften auch über die Zeit nicht ändern, kann die ganze Methodik, die es für die linearen, zeitinvarianten Systeme (LTI) gibt, verwendet werden.

2. Methoden zur Verringerung der Schwingungsamplituden der Spiegel im EUV-Objektiv

Optomechanische Systeme lassen sich oft als elastische Mehrkörpersysteme modellieren. Diese Betrachtungsweise ermöglicht es, die dynamischen Eigenschaften eines vorgegebenen Systems bestehend aus geregelten Spiegeln und Tragstrukturen rechnerisch zu ermitteln. Hierbei stehen sowohl Kennwerte wie Eigenfrequenzen und Dämpfungsgrade als auch Übertragungsfunktionen wie die dynamische Nachgiebigkeit eines optischen Elements im Vordergrund. Erst wenn man in der Lage ist, ein System dynamisch zu charakterisieren, kann man weitere optomechanische Größen bestimmen. Hierfür müssen

optische Sensitivitäten herangezogen werden, um aus einer mechanischen Abweichung Abbildungsfehler berechnen zu können (siehe auch [2]).

In diesem Zusammenhang werden oft höhere Schwingungsunterdrückungen insbesondere bei höheren Frequenzen angestrebt, um die Regelstabilität zu gewährleisten und Abbildungsfehler zu minimieren. Anhand eines Beispiels wird im Folgenden kurz erläutert, wie eine Strukturänderung ausgehend von einer vorgegebenen Dynamikarchitektur¹ vorteilhaft vorgenommen werden kann, um höhere Schwingungsunterdrückungen zu erreichen. Das Beispiel wurde gegenüber einem realen Objektiv stark vereinfacht, um die Übersichtlichkeit zu wahren und die Kernaussage zu verdeutlichen. Dazu soll es die prinzipielle Herangehensweise in der Optomechanik verdeutlichen.

Die (linearen) Schwingungs-Differentialgleichungen der in Abbildung 2a dargestellten optischen Elemente können mit Hilfe der Laplace Transformation in algebraische Gleichungen umgewandelt werden. Das resultierende lineare Gleichungssystem lässt sich folgendermaßen schreiben

$$\begin{pmatrix} m_0s^2 + (d_0 + d_1 + d_2)s + c_0 + c_1 + c_2 & -d_1s - c_1 & -d_2s - c_2 \\ -d_1s - c_1 & m_1s^2 + d_1s + c_1 & 0 \\ -d_2s - c_2 & 0 & m_2s^2 + d_2s + c_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_0 \\ X_1 \\ X_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (\text{Gl. 1})$$

wobei $m_{0...2}$ die Massen der optischen Elemente, $c_{0...2}$ die Steifigkeiten der Verbindungen zwischen diesen Elementen und $d_{0...2}$ die viskosen Dämpfungen dieser Verbindungen sind. Darüber hinaus ist s die Laplace Variable; $X_{0...2}$ entsprechen den Laplace-Transformierten der absoluten Wege der betrachteten optischen Elemente. F ist die Laplace-Transformierte der Anregungskraft. Aus (1) lassen sich die jeweiligen Übertragungsfunktionen bestimmen (siehe Abbildung 2b).

Eine Strukturänderung der in Abbildung 2a dargestellten Dynamikarchitektur entsprechend Abbildung 2c führt zu dem folgenden Gleichungssystem

$$\begin{pmatrix} m_0s^2 + (d_0 + d_1 + d_3)s + c_0 + c_1 + c_3 & -d_1s - c_1 & 0 & -d_3s - c_3 \\ -d_1s - c_1 & m_1s^2 + d_1s + c_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_2s^2 + d_2s + c_2 & -d_2s - c_2 \\ -d_3s - c_3 & 0 & -d_2s - c_2 & m_3s^2 + (d_2 + d_3)s + c_2 + c_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_0 \\ X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (\text{Gl. 2})$$

¹ Dynamikarchitektur bezeichnet in diesem Beitrag die Anordnung und Anzahl der optischen Elemente und Tragstrukturen sowie deren Verbindungen, die zusammen die gesamte mechanische Struktur bilden.

Die daraus resultierenden Übertragungsfunktionen können **Abbildung 2d** entnommen werden. Die Einführung einer zusätzlichen Masse hat dazu geführt, dass die Schwingungen der Masse m_2 ab einer bestimmten Frequenz stärker unterdrückt werden. Die Amplitudenverstärkung nimmt stärker ab. Dieses Beispiel verdeutlicht, wie man eine Strukturänderung eines optomechanischen Systems vorteilhaft vornehmen kann.

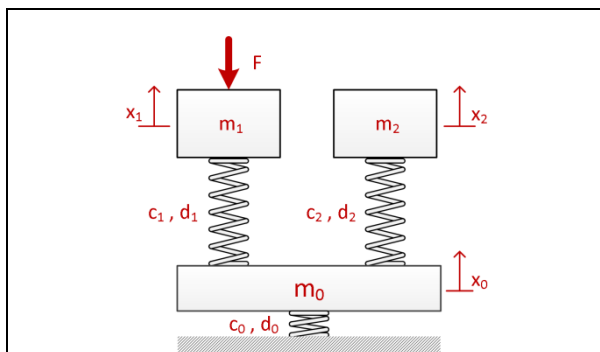


Abbildung 2a: Ausgangssystem

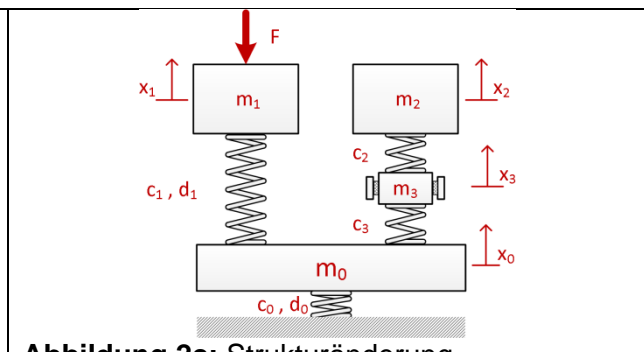


Abbildung 2c: Strukturänderung

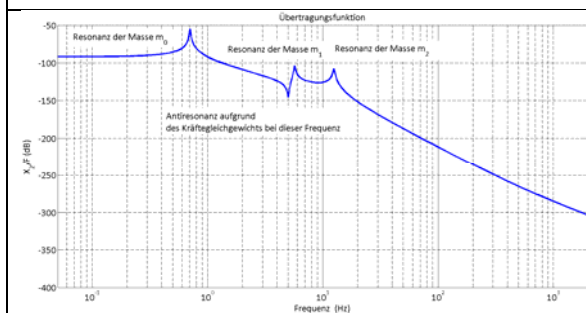


Abbildung 2b: Amplitudenfrequenzgang des Ausgangssystems

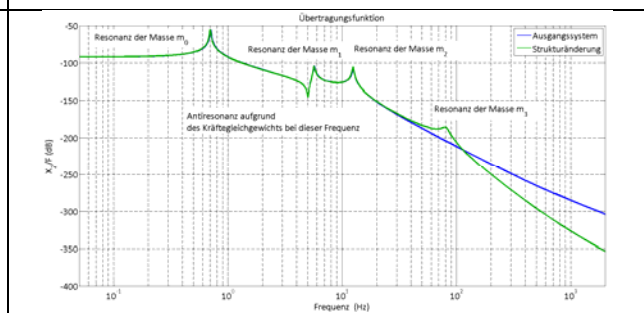


Abbildung 2d: Amplitudenfrequenzgang des um eine Masse erweiterten Ausgangssystems

Darüber hinaus ist eine Dämpfung der neu eingeführten Masse erwünscht. Dies könnte mit Hilfe von gedämpften Tilgern realisiert werden, die aus zusätzlichen kleineren Massen und Dämpfungselementen bestehen. Die Anordnung der zusätzlichen Massen sollte so vorgenommen werden, dass die Dämpfung in die gewünschten Richtungen wirksam ist.

Elastomerwerkstoffe weisen sehr gute Dämpfungseigenschaften auf und eignen sich sehr gut als Dämpfungselemente. Zur Auslegung und Validierung dieser gedämpften Tilger empfiehlt es sich, parallel zur FEM-Simulation eine Identifikation der Material- und Modellparameter durchzuführen. Auf diese Weise lässt sich mit relativ geringem Aufwand eine gute Übereinstimmung zwischen der Simulation und den Messungen erreichen.

Gegebenenfalls sind verschiedene Diskretisierungen notwendig, um die Abweichungen zu den realen Messungen zu minimieren.

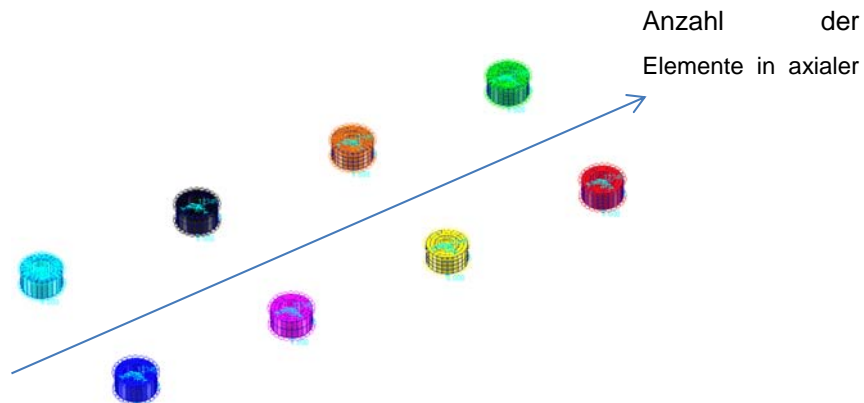


Abbildung 3: Untersuchte Diskretisierungen

Abbildung 3 zeigt acht verschiedene Diskretisierungen der Dämpfungselemente die sich in radialer bzw. axialer Richtung unterscheiden. Auf einem Prüfstand der Firma *ICS Engineering* werden diese Dämpfungselemente ausschließlich auf Schub beansprucht. Für den Versuch wurde der gedämpfte Tilger über eine Adapterplatte auf einem seismischen Block aufgeschraubt. Ein Überblick über den Versuchsaufbau ist in Abbildung 4 gegeben. Der Versuch wurde mit wanderndem Aufnehmer durchgeführt. Die Anregung erfolgte als Impulsanregung mittels Miniaturhammer, um möglichst geringe Schwingwege zu realisieren.

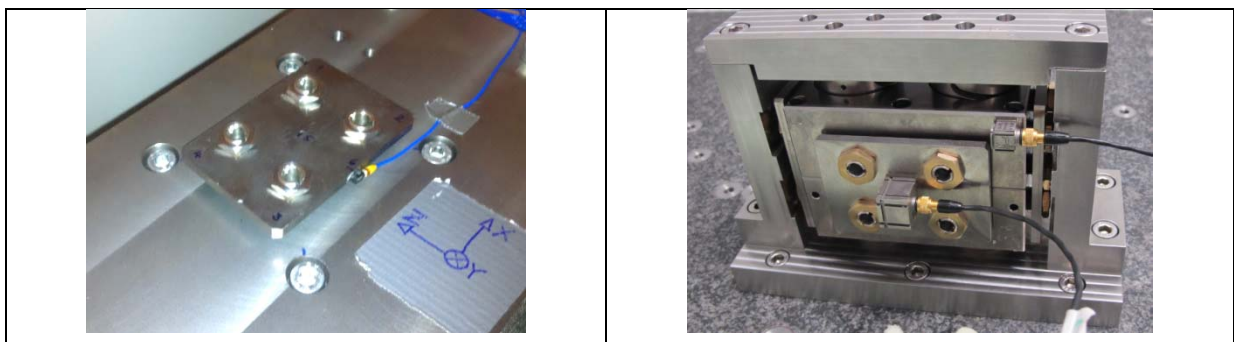


Abbildung 4: Überblick über den Prüfstand

Abbildung 5 zeigt den Frequenzgang einer bestimmten Referenzstelle. Die teilweise zu beobachtende Rauigkeit der Kurven ist auf das geringe Anregungsniveau zurückzuführen. Eine Erhöhung der Anregung könnte zu Nichtlinearitäten führen, was nicht gewünscht ist.

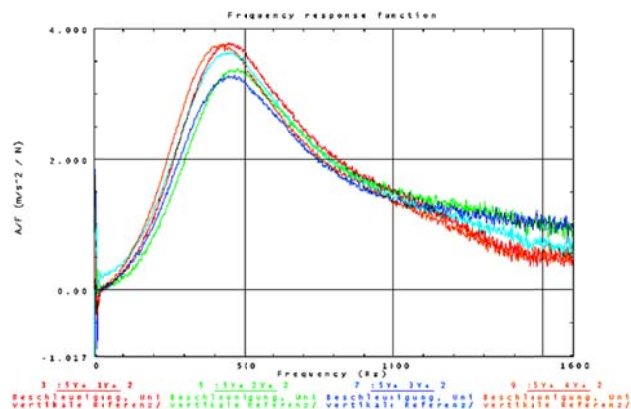


Abbildung 5: Frequenzgang der gedämpften Tilger

3. Modale Reduktion und Zustandsraumdarstellung

Der vorherige Abschnitt hat die Vorteile der Modellierung eines optomechanischen Systems als ein Mehrkörpermodell grob umrissen. Die modale Reduktion hat in diesem Zusammenhang den Vorteil, dass die resultierenden Modelle besser handhabbar sind, vor allem wenn weitere komplexe Berechnungen wie Parameterstudien oder Untersuchung der Regelstabilität durchgeführt werden müssen.

Moderne FEM-Berechnungsprogramme bieten oft die Möglichkeit eine modale Reduktion durchzuführen, so dass der Benutzer lediglich die Vorgehensweise und die daraus resultierenden Größen verstehen muss, um diese zweckgemäß weiterzuverwenden. Im Folgenden werden die allgemein bekannten Gleichungen der modalen Berechnung aufgegriffen und an den Kontext angepasst, so dass der Leser ein besseres Verständnis der Herangehensweise erlangt.

In Anlehnung an [3] weist ein elastisches Mehrkörpersystem typischerweise die folgende Bewegungsgleichung auf

$$M_{ff}\ddot{u}_f + D_{ff}\dot{u}_f + K_{ff}u_f = P_f. \quad (\text{Gl. 3})$$

Die Massenmatrix M_{ff} , die Dämpfungsmatrix D_{ff} und die Steifigkeitsmatrix K_{ff} ergeben sich aus der Geometrie und Materialparametern des implementierten Mehrkörpersystems und weisen die Dimension $f \times f$ auf, wobei f die Anzahl der Freiheitsgrade ist. Für elastische Mehrkörpersysteme hat die Anzahl der Freiheitsgrade eine Größenordnung etwa von fünf Millionen. Darüber hinaus beinhaltet der Koordinatenvektor u_f die generalisierten Koordinaten. Ähnlich könnte der Anregungsvektor P_f als generalisierte Kraft interpretiert

werden, die in Koordinatenrichtung wirkt. Die Indizes der Matrizen und Vektoren weisen auf deren Dimensionen hin, wobei der erste Index als die Anzahl der Zeilen, und der zweite als die Anzahl der Spalten zu verstehen ist.

Die Laplace Transformation der Differentialgleichung (3) führt unter Vernachlässigung von Dämpfung zu einem Eigenwertproblem, dessen Lösung reelle Eigenwerte und Eigenvektoren ergibt, die paarweise sowohl zur Massen- als auch zur Steifigkeitsmatrix im Sinne von [4] orthogonal sind. Diese Eigenschaft der Eigenvektoren ermöglicht die Diagonalisierung der letztgenannten Matrizen. Nimmt man zusätzlich an, dass die Dämpfungsmatrix gemäß der Bequemlichkeitshypothese eine Linearkombination der Massen- und Steifigkeitsmatrix ist, so kann auch diese mit Hilfe der Eigenvektoren diagonalisiert werden. Das Ergebnis dieser Diagonalisierung sind f entkoppelte Differentialgleichungen, die f verschiedene Eigenformen des implementierten Mehrkörpersystems beschreiben.

Die modale Reduktion besteht nun darin, die Anzahl der relevanten Eigenschwingungsformen unter Berücksichtigung der erwünschten Modellgenauigkeit zu reduzieren. Die modale Reduktion nimmt somit die Form

$$u_f \approx \Phi_{fh} \gamma_h = \sum_{i=1}^h \Phi_{fi} \gamma_i, \quad (\text{Gl. 4})$$

wobei Φ_{fi} einen Eigenvektor darstellt, der f Komponenten aufweist. Der Vektor γ_h beinhaltet die Modalkoordinaten γ_i . Diese Gleichung besagt, dass der ursprüngliche Koordinatenvektor u_f durch die Summe von $h < f$ unterschiedlich skalierten Eigenvektoren angenähert werden kann.

Setzt man (4) in (3) ein und multipliziert man letztere mit der Matrix Φ_{fh}^T , die h Eigenvektoren beinhaltet, so erhält man

$$\Phi_{fh}^T M_{ff} \Phi_{fh} \ddot{\gamma}_h + \Phi_{fh}^T D_{ff} \Phi_{fh} \dot{\gamma}_h + \Phi_{fh}^T K_{ff} \Phi_{fh} \gamma_h = \Phi_{fh}^T P_f. \quad (\text{Gl. 5})$$

Entscheidet man sich für eine kompakte Schreibweise, so lauten die entkoppelten Differentialgleichungen

$$m_{hh} \ddot{\gamma}_h + d_{hh} \dot{\gamma}_h + k_{hh} \gamma_h = P_h, \quad (\text{Gl. 6})$$

wobei m_{hh} , d_{hh} , und k_{hh} Diagonalmatrizen sind, die sich aus den modalen Massen, Dämpfungen und Steifigkeiten zusammensetzen. Wenn man nur an den Auswirkungen von

bestimmten m Komponenten (EingangsvARIABLEN) des Anregungsvektors P_h auf bestimmte n Komponenten (AusgangsvARIABLEN) des Koordinatenvektors u_f so bietet sich die Zustandsraumdarstellung, die folgendermaßen formuliert werden kann

$$\begin{aligned} \dot{\zeta}_{2h} &= A_{2h \times 2h} \zeta_{2h} + B_{2h \times m} P_m \\ u_n &= C_{n \times 2h} \zeta_{2h} + D_{n \times m} P_m \end{aligned} \quad (\text{Gl. 7})$$

wobei $\zeta_{2h} = \begin{pmatrix} Y_h \\ \dot{Y}_h \end{pmatrix}$ den Zustandsvektor darstellt. Die Systemmatrix $A_{hh} = \begin{pmatrix} 0_{hh} & E_{hh} \\ -m_{hh}^{-1} k_{hh} & -m_{hh}^{-1} d_{hh} \end{pmatrix}$ setzt sich aus den zuvor eingeführten Matrizen m_{hh} , d_{hh} , und k_{hh} und der Einheitsmatrix E_{hh} zusammen. Ähnlich erhält man die Eingangsmatrix $B_{2h \times m} = \begin{pmatrix} 0_{hm} \\ \Phi_{fh}^T R_{fm} \end{pmatrix}$, die Ausgangsmatrix $C_{n \times 2h} = (S_{nf} \Phi_{fh} \quad 0_{nh})$ und die Durchgangsmatrix $D_{n \times m} = 0_{n \times m}$. Die Matrizen R_{fm} , S_{nf} sind binäre Matrizen, die zur Auswahl der m Eingangs- und n AusgangsvARIABLEN dienen. Auf diese Weise lässt sich das der Gleichung (3) zugrundeliegende FE-Modell mit ca. fünf Millionen Freiheitsgraden auf ein übersichtliches Zustandsraummodell reduzieren, dessen Eingangs- und AusgangsvARIABLEN der gewünschten Anzahl an Aktuatoren, Sensoren und Störgrößenfunktionen entsprechen. Ausgehend von (7) lässt sich die Rückführung einer Ausgangsgröße relativ einfach implementieren, indem diese mit einer Rückführmatrix multipliziert und dem Vektor P_m der Eingangsgrößen aufgeschaltet wird. Auf diese Weise lassen sich nicht nur Regelalgorithmen implementieren sondern auch zusätzliche lokale Dämpfungen, die aufgrund der Bequemlichkeitshypothese nicht berücksichtigt worden sind. In [5] wurde gezeigt, wie ausgehend von der Zustandsraumdarstellung Parameterstudien und Robustheitsanalysen von Regelalgorithmen durchgeführt werden können.

Diese Vorgehensweise bietet den Vorteil, dass die Systemmatrix A_{hh} aufgrund der vorherigen Diagonalisierung der Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrizen, m_{hh} , d_{hh} und k_{hh} , dünn besetzt ist, so dass deren Weiterverarbeitung, etwa bei der Berechnung der Übertragungsfunktionen

$$H_{n \times m}(s) = C_{n \times 2h} (sE_{hh} - A_{hh})^{-1} B_{2h \times m}, \quad (\text{Gl. 8})$$

nicht rechenzeitintensiv ist. Somit lässt sich z.B. der Effektivwert („rms-Wert“) einer Spiegelschwingung auf eine stochastische Anregung mit der spektralen Leistungsdichte $S_{uu}(\omega)$ in der Form

$$rms_x = \sqrt{\int_0^{\infty} |H_{xu}(\omega)|^2 S_{uu}(\omega) d\omega} \quad (\text{Gl. 9})$$

bestimmen. Die bimodale Berechnung entsprechend [6, Kap. 8] würde hingegen zu Matrizen führen, die wesentlich mehr belegte Einträge aufweisen, was zu längeren Rechenzeiten sowie höherem Speicherplatzbedarf führen und die rechnerische Weiterverarbeitung erschweren würde. Dieses Verfahren hat aber den großen Vorteil, dass die Bequemlichkeitshypothese nicht mehr erforderlich ist. Beliebige Dämpfungsmatrizen können somit in die Rechnung einbezogen werden.

4. Zusammenfassung

In diesem Beitrag konnten anhand von einfachen optomechanischen Ersatzsystemen die Vorzüge der aus der Mehrkörperdynamik bekannten Verfahren aufgezeigt werden. Zuerst wurde erläutert, wie eine Dynamikarchitektur vorteilhaft geändert werden kann, um höhere Schwingungsunterdrückungen zu erreichen. Die für die Auslegung eines gedämpften Tilgers notwendige Identifikation von Modellparametern wurde dann angegangen. Anschließend wurden experimentelle Ergebnisse vorgestellt, um die Auslegung zu validieren.

Im dritten Kapitel wurden die aus der Fachliteratur bekannten Gleichungen für die modale Berechnung aufgegriffen, um die Herangehensweise bei der Analyse von elastischen optomechanischen Mehrkörpersystemen zu erläutern.

Danksagung

Die hier vorgestellten Methoden und Lösungen entstanden zum großen Teil im Rahmen der EUV Entwicklung bei der Carl Zeiss SMT GmbH. Die Autoren möchten sich daher beim Projektteam für die Unterstützung bedanken. Ein besonderer Dank gilt den Kollegen Eylem Bektas, Ulrich Schönhoff, Matthias Orth, Rodolfo Rabe und Markus Kern für wertvolle Ideen, Umsetzung und Weiterentwicklung der Algorithmen und Durchführung vieler Analysen.

Teile der Entwicklung wurden vom Bundesministerium für Bildung und Forschung im Rahmen des Projekts "EXEPT" 13N10567 gefördert. Auch hierfür herzlichen Dank.

Literatur

- [1] Tilmann Heil, Martin Lowisch: EUV lithography – the future of chip manufacturing. Photonik international, 2008/2, S. 70-73
- [2] Bernhard Geuppert, Jens Kugler, Falk Wagner: Optimierung des Schwingungsverhaltens bei Objektiven für die Mikrolithographie, VDI-Bericht 2093: Schwingungsanalyse & Identifikation, 2010, Seite 279-286.
- [3] NX Nastran 7 Advanced Dynamic Analysis User's Guide.
- [4] DIN 1311-3 : 2000-02: Schwingungen und schwingungsfähige Systeme (Teil 3: Lineare, zeitinvariante schwingungsfähige Systeme mit endlich vielen Freiheitsgraden)
- [5] Ulrich Schönhoff: Robustness Analysis of Dynamics and Control: A New Method to Support High Performance Optical Manipulator Design. Proceedings of the ASPE 2012 Summer Topical Meeting "Precision Engineering and Mechatronics Supporting the Semiconductor Industry, Berkeley June 24-26, 2012 (to be published)
- [6] Bodo Heinman, Karl Popp: Vorlesungsmanuskript zur Vorlesung Maschinendynamik. Institutsverbund für Mechanik der Universität Hannover. http://www.ids.uni-hannover.de/fileadmin/IDS/ids_lehre/MD/Vorlesung/MD_Vorlesung_Vorlesungsmanuskript_V2.3.pdf