

Dämpfungssimulation bei aktiv geregelten Komponenten in der Halbleiterindustrie

Damping simulation at active controlled components in semiconductor industry

Aufstellung der Zustandsraummodelle für aktiv geregelte mechatronische Systeme mit nichtproportionaler Dämpfung

Dr.-Ing. **A. Kharitonov**, Carl Zeiss SMT GmbH, Oberkochen;
Dipl.-Math. **B. Geuppert**, Carl Zeiss SMT GmbH, Oberkochen;
Dr.-Ing. **F. Wagner**, ICS Engineering GmbH, Dreieich

Kurzfassung

Zur Erzielung der hohen Positionsgenauigkeit von Komponenten, wie etwa optischen Elementen in der Halbleiterindustrie, ist eine Positionsregelung mit hoher Bandbreite erforderlich. Bei beschränkter Steifigkeit solcher Elemente führt dies zur Anregung elastischer Eigenmoden und gefährdet die Stabilität der Regelkreise. Die Hypothese der proportionalen Dämpfung führt bei der Modellierung lokaler Dämpfer mit dem Ziel der Abschwächung der Resonanzpeaks zu falschen Berechnungsergebnissen. Das vorgestellte Verfahren ermöglicht eine genauere Systembeschreibung. Dies wird durch Erweiterung auf nichtproportionale Dämpfung mittels folgender Schritte erreicht: Einsatz speziell entwickelter Softwareroutinen im Rahmen des jeweiligen FE-Programms zur Normierung der komplexen Eigenvektoren, deren Import in MATLAB und Aufbau des modalreduzierten Zustandsraummodells.

1. Projektionsoptik in der EUV-Lithographie

Lithographie ist das Standardverfahren zur Herstellung von Mikrochips für etwa Laptops, Smartphones und sonstige moderne Industrie- und Haushaltstechnik. Die den elektronischen Bauelementen wie Transistoren und Kondensatoren entsprechenden Strukturen werden zunächst auf Masken aufgetragen. Mit Hilfe einer Projektionsoptik werden die Strukturen einer Maske auf der mit Photolack beschichteten Siliziumscheibe, dem Wafer, abgebildet. Getrieben durch den Wunsch nach schnelleren Prozessoren und größerer Speicherkapazität soll eine größere Packungsdichte der elektronischen Bauelemente mit Hilfe noch kleinerer

Strukturgrößen erreicht werden. Das Erreichen der geplanten Strukturgrößen kleiner 16 nm wird erst durch Anwendung in Lithographiesystemen von extremem Ultraviolett-Licht (EUV) mit einer Wellenlänge von 13,5 nm ermöglicht (siehe dazu auch [1]). Auf Bild 1 wird der prinzipielle Aufbau eines solchen EUV-Scanners dargestellt. Das EUV-Licht wird in der Quelle (1) erzeugt und beleuchtet über das Beleuchtungssystem (2) die Maske (3). Die auf der Maske aufgetragenen Strukturen werden über die Projektionsoptik (4) auf den Wafer (5) projiziert.



Bild 1: Aufbauschema eines EUV Lithographie-Scanners: ASML NXE 3300 mit Optik von Zeiss. Quelle: www.asml.com

Da die über Projektionsoptik abzubildenden Strukturen im Nanometerbereich liegen, darf der Abbildungsfehler nur einen Bruchteil davon betragen. Dies resultiert in der Beschränkung der Schwingungsamplituden jeglicher optischer Elemente auf die Größenordnung von weniger als 1 nm. Um sich die erforderliche Kippstabilität eines solchen optischen Elements anschaulich vorstellen zu können, kann das folgende Beispiel herangezogen werden: mit Hilfe solch einer Optik soll ein Punkt auf dem Mond mit einer Positionsungenauigkeit von ca. 10 cm von der Erde getroffen werden.

Erst durch Anwendung von aktiv geregelten Komponenten mit hoher Bandbreite kann die Positionsgenauigkeit von dieser Größenordnung erreicht werden. Zu Hilfe kommt die Tatsache, dass sich diese Komponenten bei dem Verhältnis der Schwingungsamplituden zu deren Baugrößen als lineare zeitinvariante Systeme beschreiben lassen, so dass gut ausgearbeitete regelungstechnische Ansätze sowohl im Zeitbereich als auch im Frequenzbereich angewandt werden können. Die Stabilität eines Regelkreises stellt hohe Anforderungen an die Steifigkeit der zu regelnden Strecke, die etwa aufgrund geringen

Elastizitätsmoduls von zugelassenen Stoffen und/oder engen Bauraums nicht erfüllt werden können. Durch Einsatz von Dämpfung kann die Auswirkung niederfrequenter Resonanzen, verursacht durch die zu geringe Steifigkeit, ausgeglichen werden.

2. Zustandsraumdarstellung für Modelle mit nichtproportionaler Dämpfung

Die hier angestrebte regelungstechnische Analyse setzt eine geeignete Modellbeschreibung der Strecke voraus, die von einer Seite wesentliche dynamische Eigenschaften der Strecke wiedergibt und von der anderen Seite rechentechnisch beherrschbar ist, d.h. die Ordnung der für die Strecke zugrunde gelegten Differentialgleichungen soll in der Regel einige Hunderte nicht übersteigen, sonst ist eine solche Analyse nicht möglich oder dauert so lange, dass keine in der Entwicklungsphase üblichen Optimierungsiterationen mehr in Frage kommen. Wegen hoher Anforderungen an die Genauigkeit und daher an die Bandbreite des Regelkreises ist die Modellierung der Strecke nur als ein Starrkörpersystem nicht mehr angemessen, so dass die Finite-Elemente-Methoden (FEM) zur Modellierung der Strecke als ein elastisches Mehrkörpersystem herangezogen werden müssen. Die FEM-Simulation führt allerdings zu einer Systembeschreibung mit mehreren Millionen von Freiheitsgraden und lässt sich mit wenigen Ausnahmen nicht direkt mit Regelungsaufgaben vereinbaren. Zur Verringerung der Systemordnung wird in der Ingenieurpraxis am häufigsten modale Reduktion angewandt. Des Weiteren setzt die adäquate Anwendung der modalen Reduktion, d.h. ohne wesentliche Vernachlässigung der Systemdynamik, die Erfüllung bestimmter Bedingungen von modalen Daten voraus, insbesondere bei Modellen mit nichtproportionaler Dämpfung. Im Folgenden werden die aus der Strukturdynamik bekannten Ansätze dafür aufgegriffen und an die hier relevanten Aufgaben angepasst.

Die das mechanische System beschreibenden Differentialgleichungen können wie folgt in einer Matrizenschreibweise zusammengefasst werden

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}, \quad (\text{Gl. 1})$$

wobei \mathbf{M} , \mathbf{D} , \mathbf{K} Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrizen sind, \mathbf{f} Vektor der auf System wirkenden (externen) Kräfte und \mathbf{x} Vektor der physikalischen (im Gegensatz zu modalen) absoluten Bewegungen. Im letzteren Vektor sind etwa die translatorischen und rotatorischen Bewegungen einzelner Knoten zusammengefasst, die nach einer Diskretisierung aus der FE-Modellierung resultieren und deren Anzahl weit über mehrere Millionen liegen kann. Daher ist diese Beschreibungsart für die weiteren dynamischen und regelungstechnischen Analysen, wie es schon oben erwähnt, wegen des Rechenaufwands

weniger geeignet. Stattdessen wird in der Regel Gebrauch von der modalen Reduktion gemacht, die je nach der Anzahl beibehaltener Eigenformen N das Systemverhalten im relevanten Frequenzbereich ausreichend genau beschreibt. Darüber hinaus können zur Korrektur des Abbruchfehlers bei niedrigen Frequenzen so genannte Residualvektoren herangezogen werden.

Die hier angestrebte modale Reduktion setzt Diagonalisierung aller in der Differentialgleichung enthaltenen Matrizen voraus. Aus der Mathematik ist bekannt, dass sich zwei reellwertige quadratische Formen durch die gleiche reellwertige Transformation diagonalisieren lassen, wenn zumindest eine von beiden positiv definit ist. Dies entspricht entweder einem konservativen Fall (keine Dämpfung bzw. keine Energiedissipation im System) oder einer proportionalen Dämpfung, d.h. der Dämpfungsmatrix der speziellen Form $\mathbf{D} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K}$, wobei α und β reelle Konstanten sind. Die beiden Matrizen \mathbf{M} und \mathbf{K} sind naturgemäß symmetrisch und die Massenmatrix \mathbf{M} ist stets positiv definit, da ihre quadratische Form der kinetischen Energie entspricht. Die meisten FEM-Programme bieten die modale Analyse an, die die folgende Eigenwertaufgabe löst

$$(\mathbf{M}\lambda_i^2 + \mathbf{D}\lambda_i + \mathbf{K})\varphi_i = \mathbf{0}, \quad (\text{Gl. 2})$$

hier λ_i – Eigenwert, φ_i – Eigenvektor und $\mathbf{0}$ – Nullvektor entsprechender Dimension. Im konservativen Fall $\mathbf{D} = \mathbf{0}$ (Nullmatrix) sind die Eigenvektoren $\mathbf{\Phi} = [\varphi_1, \dots, \varphi_N]$ in Bezug auf die beiden Matrizen \mathbf{M} und \mathbf{K} orthogonal, d.h. $\varphi_i^T \mathbf{M} \varphi_j = 0$ und $\varphi_i^T \mathbf{K} \varphi_j = 0$ für $\forall i \neq j$ und werden so normiert, dass in der modalen (d.h. von Eigenvektoren aufgespannten) Basis die Massenmatrix zur Einheitsmatrix wird und die Steifigkeitsmatrix die Diagonalf orm mit Quadraten der Eigenkreisfrequenzen auf der Hauptdiagonale annimmt:

$$\varphi_i^T \mathbf{M} \varphi_i = 1 \text{ und } \varphi_i^T \mathbf{K} \varphi_i = \omega_i^2 \text{ für } \forall i. \quad (\text{Gl. 3})$$

Somit sind im konservativen Fall die Bewegungen in modalen Koordinaten voneinander entkoppelt und es wird der Weg zur modalen Reduktion und Aufbau eines Zustandsraummodells in modalen Koordinaten mit der einfachen Relation zwischen physikalischen und modalen Koordinaten $\mathbf{x} = \mathbf{\Phi} \mathbf{q}$ eröffnet.

Im allgemeinen Fall mit $\mathbf{D} \neq \mathbf{0}$ ist die Orthogonalität der Eigenvektoren in Bezug auf alle drei Matrizen aus (1) nicht möglich und die Normierung der Eigenvektoren auf die Massenmatrix

ist nicht zielführend, da dadurch keine Diagonalisierung bzw. keine Entkopplung der modalen Freiheitsgrade erreicht wird. Stattdessen wird (1) wie folgt in die so genannte Zustandsgleichung umgeformt [4, 7, 8]

$$\mathbf{X}^{\Delta} = \begin{bmatrix} \mathbf{x} \\ \dot{\mathbf{x}} \end{bmatrix}, \quad \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{D} & \mathbf{M} \\ \mathbf{M} & \mathbf{\Theta} \end{bmatrix}}_{\Delta = \tilde{\mathbf{M}}} \dot{\mathbf{X}} + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{\Theta} \\ \mathbf{\Theta} & -\mathbf{M} \end{bmatrix}}_{\Delta = \tilde{\mathbf{K}}} \mathbf{X} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{f} \\ \mathbf{\theta} \end{bmatrix}}_{\Delta = \tilde{\mathbf{F}}}. \quad (\text{Gl. 4})$$

Im Gegensatz zur oberen Hälfte von (4), die der ursprünglichen Gleichung (1) entspricht, ist die zweite Hälfte mit dem Ausdruck $\mathbf{M}\dot{\mathbf{x}} - \mathbf{M}\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{\theta}$ trivial. Dennoch ist die Wahl der Massenmatrix an dieser Stelle nicht zufällig, sondern sichert die Symmetrie der neu definierten verallgemeinerten Massen- und Steifigkeitsmatrix $\tilde{\mathbf{M}}$ und $\tilde{\mathbf{K}}$. Somit ist die gleichzeitige Diagonalisierung dieser beiden Matrizen mit einer Transformation wiederum möglich. Allerdings, da im allgemeinen Fall keine von beiden Matrizen positivdefinit ist, ist es sowohl mit komplexen Eigenwerten als auch $-$ vektoren zu rechnen. Für die Zwecke der Normierung sollen die Eigenwerte $\lambda_1, \dots, \lambda_N$ und $-$ vektoren $\Phi = [\varphi_1, \dots, \varphi_N]$ aus der Eigenwertaufgabe (2) wie folgt in die Matrizen zusammengefasst werden:

$$\Lambda^{\Delta} = \begin{bmatrix} \lambda_1 & & \\ & \ddots & \\ & & \lambda_N \end{bmatrix}, \quad \Psi = [\Psi_1, \dots, \Psi_N]^{\Delta} = \begin{bmatrix} \Phi \\ \Phi \Lambda \end{bmatrix}.$$

Die Eigenvektoren sind wiederum orthogonal in Bezug auf die Matrizen $\tilde{\mathbf{M}}$ und $\tilde{\mathbf{K}}$, d.h. es gilt unter anderem $\Psi^T \tilde{\mathbf{M}} \Psi = \text{diag}\{\gamma_1, \dots, \gamma_N\} = \Gamma^{\Delta}$. Daraus lässt sich die Normierungsvorschrift wie folgt

$$\Psi^0 = \Psi \Gamma^{-\frac{1}{2}} \quad (\text{Gl. 5})$$

ableiten, d.h. ab jetzt können die verallgemeinerte Massenmatrix $\tilde{\mathbf{M}}$ wie im konservativen Fall in die Einheitsmatrix $\mathbf{I} = \text{diag}\{1, \dots, 1\}$ und die verallgemeinerte Steifigkeitsmatrix $\tilde{\mathbf{K}}$ in die Diagonalmatrix mit (komplexen) Eigenwerten wie folgt transformiert werden

$$\Psi^{0T} \tilde{\mathbf{M}} \Psi^0 = \mathbf{I}, \quad \Psi^{0T} \tilde{\mathbf{K}} \Psi^0 = -\Lambda. \quad (\text{Gl. 6})$$

Sollte das mechanische System (1) Starrkörperbewegungen mit den verschwindenden Eigenwerten aufweisen (tritt im Fall ungefesselter Systeme auf), ist die Normierung nach der eingeführten Vorschrift nicht möglich. Stattdessen müssen die Starrkörperbewegungen isoliert behandelt werden, d.h. die entsprechenden Eigenvektoren sollen wie üblich auf die originale Massenmatrix \mathbf{M} aus (1) normiert werden und der Aufbau dieses Blocks im Zustandsraummodell soll entsprechend dem konservativen Fall durchgeführt werden.

Leider verwenden die meisten kommerziellen FEM-Programme für komplexe Eigenformen nicht die Vorschrift (5) sondern normieren auf eine Maximalamplitude von eins. Da für die gewünschte Normierungsvorschrift die vollständige Massenmatrix \mathbf{M} und die vollständige Dämpfungsmatrix \mathbf{D} verwendet werden müssen und diese, wie oben bereits erwähnt, mehrere Millionen Einträge aufweisen können, ist ein Rausschreiben dieser Systemmatrizen und eine anschließende externe Normierung sehr aufwendig bzw. nicht durchführbar. Aus diesem Grund wird für das hier verwendete FEM-Programm MSC.NastranTM eine DMAP-Routine entwickelt, die im Anschluss an die eigentliche Berechnung die Umnormierung der komplexen Eigenvektoren vornimmt. Da alle notwendigen Systemmatrizen zu diesem Zeitpunkt innerhalb von MSC.Nastran vorliegen, hat dieser zusätzliche Arbeitsschritt kaum Auswirkungen auf die Simulationszeiten und die Größe der Ergebnisdateien bleibt unverändert.

Bei der Normierung eventueller Starrkörpereigenformen ist zum einen die abweichende Normierungsvorschrift zu beachten und zum anderen muss modellseitig sichergestellt sein, dass diese Starrkörpereigenformen rein reell und nicht komplex sind, was mathematisch nicht immer vollständig gegeben ist. Um dies zu gewährleisten, erhalten Modelle mit Starrkörperfreiheitsgraden eine SUPORT-Lagerungsbedingung, die so gewählt wird, dass das FE-Modell statisch bestimmt gelagert ist. Mit dieser zusätzlichen Bedingung ermittelt MSC.Nastran ausschließlich reellwertige Starrkörpereigenformen.

Die so normierten komplexen Eigenformen und die zugehörigen Eigenfrequenzen werden im MSC.NastranTM OP2-Format ausgegeben. Um die Dateigröße zu begrenzen und die anschließende Weiterverarbeitung in einem externen Programm zu erleichtern, wird die Ausgabe auf die FE-Knoten begrenzt, die für die nachgeschalteten regelungstechnischen Aufgabenstellungen relevant sind. Üblicherweise sind dies Sensor- und Aktuatorpositionen sowie Einleitungsstellen für Störgrößen. Hierdurch ergibt sich eine Reduktion pro

Eigenvektor von teilweise mehreren Millionen Freiheitsgraden auf hundert bis einige tausend Freiheitsgrade.

Die Ausdrücke (6) entsprechen dem System von entkoppelten Differentialgleichungen und somit wird jetzt der Weg zur modalen Reduktion und dem Aufbau des Zustandsraummodells auch für Systeme mit nichtproportionaler Dämpfung bzw. komplexen Eigenformen eröffnet. An dieser Stelle möge die Frage erscheinen, warum es sich lediglich um N Eigenwerte und –vektoren handelt, obwohl die verallgemeinerten Massen- und Steifigkeitsmatrix $\tilde{\mathbf{M}}$ und $\tilde{\mathbf{K}}$ die Dimension $2N \times 2N$ haben. In der Tat gibt es $2N$ Eigenwerte und –vektoren für die Eigenwertaufgabe (2). Da aber alle Matrizen in (1) reell sind, kommen alle Eigenwerte und –vektoren als konjugiert-komplexe Paare vor (abgesehen von dem seltenen Fall der überkritischen Dämpfung), so dass man bis jetzt nur die Hälfte der Eigenwerte und –vektoren zu behandeln brauchte. In der Ingenieurpraxis werden in der Regel die Eigenwerte mit positiven imaginären Teilen (entsprechend den technisch realisierbaren positiven Frequenzen) und die dazugehörige Eigenvektoren verwendet. In diesem Format werden die Eigenwerte und –vektoren auch von den meisten FEM-Programmen ausgeschrieben. Darüber hinaus gilt diese Aussage auch für den Fall der Strukturdämpfung mit einer komplexen Steifigkeit bzw. einem nicht verschwindenden Verlustfaktor, wobei hier bei Eigenwerten statt konjugiert-komplexen Paaren komplexe Werte in den Paaren $\pm \lambda_i$ auftreten (der „instabile“ Eigenwert mit dem positiven reellen Teil ist hier ohne Bedeutung und soll für weitere Betrachtungen durch einen mit dem negativen reellen Teil ausgetauscht werden).

Vervollständigt man wie folgt die komplexen Eigenwerte und –vektoren durch ihre konjugiert-komplexen (Index C steht hier für komplexe Darstellung)

$$\mathbf{\Lambda}_C \stackrel{\Delta}{=} \text{diag}\{\lambda_1, \bar{\lambda}_1, \dots, \lambda_N, \bar{\lambda}_N\}, \quad \mathbf{\Psi}_C \stackrel{\Delta}{=} [\mathbf{\Psi}_1^0, \bar{\mathbf{\Psi}}_1^0, \dots, \mathbf{\Psi}_N^0, \bar{\mathbf{\Psi}}_N^0],$$

gelangt man nach der Anwendung der Transformation von modalen in die physikalischen Koordinaten $\mathbf{X} = \mathbf{\Psi}_C \mathbf{q}_C$ sowie der Multiplikation von (4) mit $\mathbf{\Psi}_C^T$ von links sofort zu der folgenden Zustandsraumdarstellung

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{q}}_C &= \mathbf{\Lambda}_C \mathbf{q}_C + \mathbf{\Psi}_C^T \tilde{\mathbf{F}}, \\ \mathbf{X} &= \mathbf{\Psi}_C \mathbf{q}_C. \end{aligned} \tag{Gl. 7}$$

Es liegt klar auf der Hand, dass alle modalen Koordinaten q_{Ci} in (7) entkoppelt sind und die gewünschte modale Reduktion durchgeführt werden kann (in der Praxis soll dieser Schritt bereits in einem FEM-Programm stattfinden, indem man etwa die Anzahl der zu berechnenden Eigenformen beschränkt oder im vornherein die höchste Eigenfrequenz festlegt). Es sei bemerkt, dass in (7) sowohl die Gleichungskoeffizienten als auch die modalen Koordinaten komplex sind und nicht alle Berechnungsprogramme die Behandlung von Differentialgleichungen mit komplexen Koeffizienten unterstützen. Außerdem steigt damit auch der Rechenaufwand, indem man etwa doppelt so viel Speicherplatz und doppelt so viele Operationen zur Behandlung der reellen und imaginären Teile einer komplexen Zahl braucht. Daher wird im Folgenden die Transformation vom (7) in ein Zustandsraummodell mit reellen Koeffizienten betrachtet. Da, wie oben beschrieben, alle komplexen Zahlen in der Matrix $\mathbf{\Lambda}_C$ nur als konjugiert-komplexe Paare auftreten, soll eine solche Transformation immer existieren, die die konjugiert-komplexen Paare auf der Hauptdiagonale in die 2x2-Blöcke mit reellen Zahlen umwandelt. Ein konjugiert-komplexes Paar der Matrix $\mathbf{\Lambda}_C$ lässt sich zunächst als ein Block wie folgt darstellen

$$\begin{bmatrix} \lambda_i & 0 \\ 0 & \bar{\lambda}_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\zeta_i \omega_i + j \omega_i \sqrt{1 - \zeta_i^2} & 0 \\ 0 & -\zeta_i \omega_i - j \omega_i \sqrt{1 - \zeta_i^2} \end{bmatrix} \quad \forall i,$$

wobei ω_i – Eigenkreisfrequenz und ζ_i – Lehrsches Dämpfungsmaß einer Eigenform (hier i) sind. Im nächsten Schritt soll die folgenden Transformation $\mathbf{T}_{C \rightarrow R}$ der komplexen Zustände \mathbf{q}_C durchgeführt werden $\mathbf{q}_{R'} = \mathbf{T}_{C \rightarrow R} \mathbf{q}_C$. Jeder 2x2-Block der Transformation $\mathbf{T}_{C \rightarrow R'}$ hat die

folgende Form $\begin{bmatrix} \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \\ \frac{j}{2} & -\frac{j}{2} \end{bmatrix}$, so dass es gilt

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \\ \frac{j}{2} & -\frac{j}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\zeta_i \omega_i + j \omega_i \sqrt{1 - \zeta_i^2} & 0 \\ 0 & -\zeta_i \omega_i - j \omega_i \sqrt{1 - \zeta_i^2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \\ \frac{j}{2} & -\frac{j}{2} \end{bmatrix}^{-1} = \begin{bmatrix} -\zeta_i \omega_i & \omega_i \sqrt{1 - \zeta_i^2} \\ -\omega_i \sqrt{1 - \zeta_i^2} & -\zeta_i \omega_i \end{bmatrix}.$$

Diese reellwertige Darstellungsform ist allerdings ungünstig, da a) keine einfache physikalische Interpretation der Zustände (Weg, Geschwindigkeit) und b) keine Starrkörperbewegungen mit $\omega_i = 0$ zulässt. Deswegen wird hier eine weitere Transformation

$\mathbf{q}_R = \mathbf{T}_{R' \rightarrow R} \mathbf{q}_{R'}$ angewandt, welche die aufgelisteten Nachteile beseitigt. Ein 2x2-Block dieser Transformation für die Mode i ist von der folgenden Form $\begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\zeta_i \omega_i & \omega_i \sqrt{1-\zeta_i^2} \end{bmatrix}$, so dass es gilt

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\zeta_i \omega_i & \omega_i \sqrt{1-\zeta_i^2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\zeta_i \omega_i & \omega_i \sqrt{1-\zeta_i^2} \\ -\omega_i \sqrt{1-\zeta_i^2} & -\zeta_i \omega_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\zeta_i \omega_i & \omega_i \sqrt{1-\zeta_i^2} \end{bmatrix}^{-1} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_i^2 & -2\zeta_i \omega_i \end{bmatrix}.$$

Fasst man alle Transformationen zusammen, bekommt man die folgende Zustandsraumdarstellung mit reellen Koeffizienten

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{q}}_R &= \mathbf{T}_{R' \rightarrow R} \mathbf{T}_{C \rightarrow R'} \mathbf{\Lambda}_C \mathbf{T}_{C \rightarrow R'}^{-1} \mathbf{T}_{R' \rightarrow R}^{-1} \mathbf{q}_R + \mathbf{T}_{R' \rightarrow R} \mathbf{T}_{C \rightarrow R'} \mathbf{\Psi}_C^T \tilde{\mathbf{F}}, \\ \mathbf{X} &= \mathbf{\Psi}_C \mathbf{T}_{C \rightarrow R'}^{-1} \mathbf{T}_{R' \rightarrow R}^{-1} \mathbf{q}_R. \end{aligned}$$

oder in einer für die Regelungstechnik üblichen Schreibweise mit den Eingangsgrößen $\mathbf{u} = \mathbf{f}$ und Ausgangsgrößen $\mathbf{y} = [\mathbf{x} \quad \dot{\mathbf{x}}]^T$

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{q}}_R &= \mathbf{A} \mathbf{q}_R + \mathbf{B} \mathbf{u}, \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C} \mathbf{q}_R \end{aligned} \quad \text{mit} \quad \begin{aligned} \mathbf{A} &= \mathbf{T}_{R' \rightarrow R} \mathbf{T}_{C \rightarrow R'} \mathbf{\Lambda}_C \mathbf{T}_{C \rightarrow R'}^{-1} \mathbf{T}_{R' \rightarrow R}^{-1}, \\ \mathbf{B} &= \mathbf{T}_{R' \rightarrow R} \mathbf{T}_{C \rightarrow R'} \mathbf{\Psi}_C^T \begin{bmatrix} \mathbf{I} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}, \\ \mathbf{C} &= \mathbf{\Psi}_C \mathbf{T}_{C \rightarrow R'}^{-1} \mathbf{T}_{R' \rightarrow R}^{-1}. \end{aligned}$$

3. Anwendung der Dämpfung bei aktiv geregelten Komponenten der Projektionsoptik

In diesem Kapitel werden die Vorteile der Dämpfung am Beispiel eines einfachen Systems mit elastischen Moden demonstriert. Dieses mechanische System weist die Bewegung in eine Richtung (eindimensional) auf und wird mit einem in der Industrie üblichen PID-Regler geregelt. Zunächst wird das System so modelliert, als hätte sie nur ganz geringe modale Dämpfung (für Metalle ist der Dämpfungsmaß typischerweise kleiner als 0,1%). Wie man aus Bild 2 und insbesondere dem Nyquist-Diagramm ablesen kann, ist das geschlossene System instabil und zwar aufgrund der schwach gedämpften Resonanz und deren ungünstiger Phasenlage. Zur Stabilisierung des Regelkreises kann eine Erweiterung des Reglers um ein schmalbandiges AR₂-Filter (auch als Notch-Filter bekannt) vorgenommen werden [6]. Dieser Ansatz wird am häufigsten in der regelungstechnischen Praxis angewandt. Allerdings

hat diese Methodik die folgenden Nachteile: a) das Filter muss ausreichend genau auf die Resonanzfrequenz abgestimmt werden, wobei sich diese Frequenz in der Realität von solcher in einem FEM-Programm berechneten abweichen kann, d.h. der Regler muss bei der Inbetriebnahme im Feld getunt werden; b) die Anwendung jeglicher Filter, insbesondere beim geringen Abstand zur Durchtrittsfrequenz führt in der Regel zu einem Phasenverlust im relevanten Frequenzbereich. Dies resultiert in der Verringerung der Phasenreserve sowie Verschlechterung der Regelgüte im Sinne der Störverstärkung, die sich über eine Steigerung der Überhöhung bei der Empfindlichkeitsfunktion auf Bild 3 erkennen lässt (zur Berechnung des dynamischen Systemverhaltens bei einer stochastischer Anregung von Objektiven in der EUV-Mikrolithographie siehe auch [3]). Der nächste Ansatz, der eher für die Mechatronik üblich ist, basiert nicht auf der Anpassung des PID-Reglers, sondern der Strecke selber und besteht in der Erweiterung des mechanischen Systems durch einen auf die elastische Eigenform abgestimmten Tilger mit dämpfender Schicht etwa aus Gummi. Die Ergebnisse dieser Anpassung sind Bild 4 zu entnehmen. Die Vorteile dieser Anpassung der Strecke liegen klar auf der Hand: 1) es führt zu keiner Steigerung und sogar zu der Minderung (auf den Frequenzen der elastischen Moden) der Überhöhungen bei der Empfindlichkeitsfunktion; 2) die Wirkung des gedämpften Tilgers ist weniger empfindlich gegenüber der eingestellten Tilgerfrequenz und 3) sonstige elastische Moden werden (wenn auch schwächer) gedämpft, abgesehen von dem Fall, bei dem ein Tilger in der Knotenlinie jeweiliger Mode platziert ist und keine Wirkung auf diese entfaltet. Alle diese Vorteile solcher mechatronischer Anpassung ergeben im Endeffekt mehr Robustheit und Regelgüte.

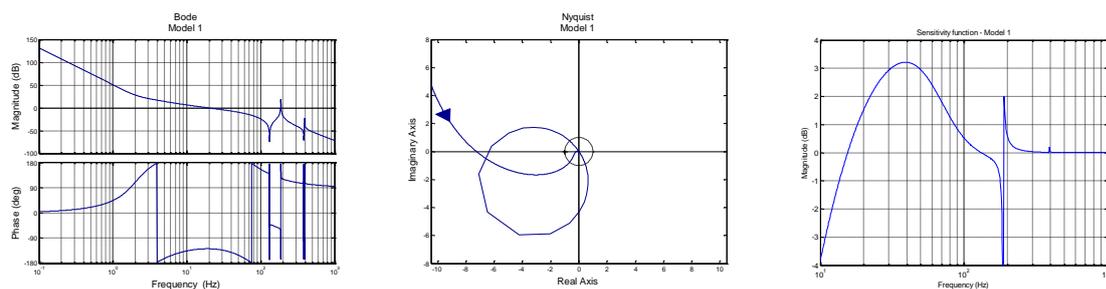


Bild 2: Bode- und Nyquistdiagramm für den offenen Regelkreis, Empfindlichkeitsfunktion des geschlossenen Regelkreises (von links nach rechts) für das schwach gedämpfte System

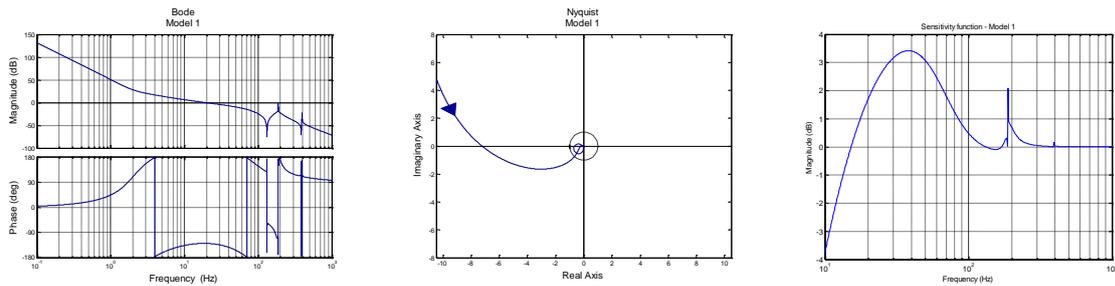


Bild 3: Bode- und Nyquistdiagramm für den offenen Regelkreis, Empfindlichkeitsfunktion des geschlossenen Regelkreises (von links nach rechts) für das schwach gedämpfte System mit einem schmalbandigen Filter

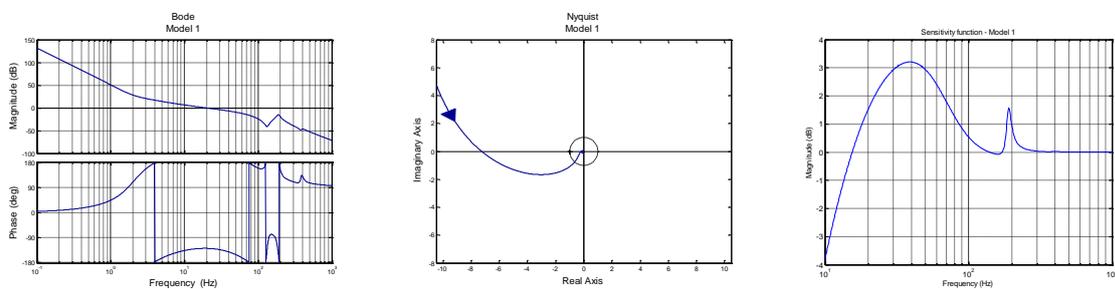


Bild 4: Bode- und Nyquistdiagramm für den offenen Regelkreis, Empfindlichkeitsfunktion des geschlossenen Regelkreises (von links nach rechts) für das System mit einem gedämpften Tilger

4. Zusammenfassung

Der Beitrag befasste sich mit der Zustandsraumdarstellung für Systeme mit nichtproportionaler Dämpfung, die nach einer modalen Analyse in einem FEM-Programm (hier MSC.Nastran™) in Form von komplexen Eigenwerten und -vektoren vorliegen. Es wurde gezeigt, wie die komplexen Eigenvektoren effizient im Sinne des Rechenaufwandes im Rahmen des FEM-Programms normiert werden, damit die Ausgangsdaten in MATLAB® importiert und nachher bei dem Aufbau eines modalreduzierten Systems in der Zustandsraumdarstellung mit reellen Koeffizienten für dynamische und regelungstechnische Analysen verwendet werden können. Die Vorteile der Anwendung von Dämpfung wurde anhand von einem einfachen Beispiel demonstriert und einer rein regelungstechnischen Anpassung gegenübergestellt. Die hier aus der Fachliteratur aufgegriffenen und implementierten Ansätze tragen zum Erreichen der Genauigkeitsanforderungen im Sub-Nanometerbereich bei aktiv geregelten Komponenten der Lithographieoptik bei.

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, S. 279-286

- [3] Bernhard Geuppert, Marwène Nefzi, Falk Wagner: Modellierung des dynamischen Systemverhaltens von Objektiven für die EUV-Mikrolithographie, VDI-Bericht 2191: Schwingungsanalyse & Identifikation, 2013, S. 13-22

- [4] Robert Gasch, Klaus Knothe: Strukturtechnik, Springer-Verlag, 1987

- [5] NX Nastran 7 Advanced Dynamic Analysis User's Guide

- [6] Otto Föllinger: Regelungstechnik, 10. Auflage, Hüthig Verlag Heidelberg, 2008

- [7] Etienne Balmès, Jean-Michel Leclère: Viscoelastic Vibration Toolbox User's Guide, www.sdtools.com, 2007

- [8] Etienne Balmès, Jean-Philippe Bianchi, Jean-Michel Leclère: Structural Dynamics Toolbox User's Guide, www.sdtools.com, 2010