

Erweiterte Regelungsmethoden für adaptive Tragwerke am Beispiel des Demonstrator-Hochhauses D1244

Von der Fakultät
Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

vorgelegt von
Spasena Dakova
geboren in Sofia

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Oliver Sawodny
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Christoph Ament
Tag der mündlichen Prüfung: 05.04.2024

Institut für Systemdynamik der Universität Stuttgart

2024

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Institut für Systemdynamik (ISYS) der Universität Stuttgart von April 2020 bis April 2024 im Sonderforschungsbereich 1244 *Adaptive Hüllen und Strukturen für die gebaute Umwelt von morgen*. Diese vier Jahre waren voller Herausforderungen, durch die ich viel gelernt habe und die ich mit Hilfe meiner Kollegen in einer freundschaftlichen Atmosphäre bewältigen konnte. An dieser Stelle möchte ich mich bei allen bedanken, die mich in dieser Zeit begleitet und unterstützt haben.

Mein besonderer Dank gilt Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Oliver Sawodny für die Betreuung meiner Promotion. Sein Vertrauen und seine Unterstützung bei fachlichen Fragen sowie sein Engagement für einen guten kollegialen Zusammenhalt haben maßgeblich zu meinem erfolgreichen Abschluss beigetragen. Das positive Arbeitsumfeld während meiner Promotionszeit war für mich äußerst wertvoll und hat mir große Freude bereitet. Für die Übernahme des Mitberichts und die freundliche Diskussion danke ich Prof. Dr.-Ing. Christoph Ament, sowie Prof. Dr.-Ing. Matthias Kreimeyer für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Ein herzliches Dankeschön gilt meinen Kollegen am ISYS. Ich möchte mich bei Gerlind Preisenhammer, Corina Hommel und Adelheid Winkler für ihre tatkräftige Unterstützung bei allen administrativen Aufgaben bedanken. Ebenso möchte ich mich bei den technischen Mitarbeitern Sven Gutekunst und Philipp Arnold für die enorme Unterstützung bei der Inbetriebnahme des Demonstrator-Hochhauses D1244 bedanken. Des Weiteren bedanke ich mich bei Dr.-Ing. Eckhard Arnold für die Zusammenarbeit bei der Lehre, die mir viel Freunde bereitet hat.

Einen besonderen Dank möchte ich auch unserem SFB-Gruppenleiter Dr.-Ing. Michael Böhm aussprechen, für seine fachliche Betreuung und ständige Hilfsbereitschaft. Ich habe viel von ihm gelernt und seine Unterstützung war sehr

wertvoll. Meinen SFB-Kollegen Jonas Stiefelmaier, Amelie Zeller, Anja Rentz, Melanie Gschweng, Charlotte Stein, Dr.-Ing. Julia Heidingsfeld, Dr.-Ing. Alexander Warsewa und Dr.-Ing. Andreas Gienger danke ich für die hervorragende Teamarbeit. Unsere zahlreichen fachlichen Diskussionen und die gegenseitige Unterstützung haben meine Arbeit maßgeblich geprägt. Bedanken möchte ich mich auch bei meinen Kollegen Bernd Müller, Marc Wehmeier, Frank Wolff, Sören Hain, André Heining, Mark Burkhardt, Dr.-Ing. Johannes Schüle, Franziska Krauß, Christos Parlapanis und Dr.-Ing. Anja Lauer für die Aufmunterung in schwierigen Zeiten und für die vielen schönen sozialen Aktivitäten am Institut und auf Konferenzreisen. Mein besonderer Dank gilt auch meinen Freunden Dr.-Ing. Anna-Carina Kurth, Katerina Tatarlieva und Stanislav Rosnev.

Ich danke meiner Familie von ganzem Herzen dafür, dass sie immer an mich geglaubt haben und mich auf meinem gesamten Weg unterstützt haben. Ein besonderer Dank gilt meinem Bruder Dr.-Ing. Nino Dakov, der mir während meiner gesamten Laufbahn ein Vorbild war.

Schließlich möchte ich mich bei meinem Freund Dr.-Ing. Marius Oei für seine liebevolle Unterstützung bei der Erreichung meiner Ziele und für seine humorvolle Art bedanken, die meinen Alltag viel schöner macht.

Stuttgart, Mai 2024

Spasena Dakova

Kurzfassung

Die steigende Nachfrage nach Wohnraum im Zuge der Urbanisierung und die Ressourcenknappheit an Baumaterialien erfordern Alternativen zur konventionellen Gebäudebauweise. Eine mögliche Lösung ist die Entwicklung von Hochhäusern mit Adaptionseigenschaften. Über die aktive Beeinflussung des Tragwerks mit im Tragwerk integrierten Aktoren kann der mittels Sensoren erfasste Belastungszustand des Gebäudes manipuliert werden, sodass ein erheblich leichteres Tragwerk möglich wird und die erforderlichen Spannungs- und Verformungsanforderungen weiterhin erfüllt sind. Um dieses Ziel zu erreichen und das Gebäude optimal zu betreiben, ist ein geeignetes Regelungskonzept erforderlich.

Die vorliegende wissenschaftliche Arbeit widmet sich der Entwicklung von Regelungsmethoden für adaptive Tragwerke am Beispiel des ersten adaptiven Hochhauses D1244. Entsprechend den genannten Anforderungen an Gebäude werden die zwei Hauptregelziele der statischen Lastkompensation und der dynamischen Schwingungsdämpfung verfolgt. Als Grundlage für den modellbasierten Reglerentwurf werden zunächst geeignete mathematische Modelle hergeleitet, die das Tragwerksverhalten hinreichend genau approximieren. Der Entwurf einer Kraft-Folgeregelung für im Tragwerk integrierte Hydraulikzylinder ermöglicht die Aufbringung vordefinierter Kräfte zur Erfüllung der übergeordneten Regelziele.

Auf Grundlage der Kraft-Folgeregelung wird eine optimierungsbasierte Methode zur statischen Lastkompensation unter Berücksichtigung der begrenzten Aktorkräfte entwickelt und experimentell validiert. Darüber hinaus wird eine modellprädiktive Regelung zur Schwingungsdämpfung entwickelt, die ebenfalls die begrenzten Aktorkräfte im Reglerentwurf einbezieht. Die Performance der modellprädiktiven Regelung wird für Prädiktionsmodelle mit unterschiedlichem Abstraktionsgrad evaluiert. Dies erlaubt Rückschlüsse auf die erforderliche Genauigkeit des Reglerentwurfmodells und Echtzeitfähigkeit der Schwingungsdämpfung. Zusätzlich wird die Regelstrategie zur dynamischen Schwingungs-

dämpfung um die Berücksichtigung von Verschleiß und Komponentenausfällen erweitert, um den langfristig zuverlässigen Betrieb adaptiver Tragwerke sicherzustellen. Erste experimentelle Ergebnisse für die Schwingungsdämpfung adaptiver Hochhäuser zeigen das Potential der Regelstrategien auf.

Zur Erfüllung der beiden Hauptregelziele für adaptive Gebäude werden dieselben Aktoren verwendet. Um eine optimale Performance zu erzielen ohne die Stellgrößenbeschränkung zu verletzen, wird ein Verfahren zur optimalen Verteilung der Aktorkräfte auf beide Regelstrategien vorgestellt.

Abstract

The increasing demand for living space due to urbanization and the shortage of building materials call for alternative ways of building. One possible solution is the development of adaptive high-rise buildings. By actively influencing the structural properties through actuators integrated into the structure, the load case of the building, as measured by sensors, can be influenced, allowing for a significantly lighter structure while maintaining the particularly high stress and deformation criteria. The optimal operation of adaptive high-rise buildings requires an advanced control concept.

This thesis describes the controller design for adaptive structures using the example of the first adaptive high-rise building (D1244). The two primary control objectives are static load compensation and dynamic vibration damping. As a prerequisite for the model-based controller design, suitable mathematical models are derived that approximate the structural behavior with sufficient accuracy. The structure is actuated by hydraulic cylinders. The design of a force tracking controller allows the application of predefined forces to achieve the primary control objectives.

Based on the force tracking controller, an optimization-based method for static load compensation is developed and experimentally validated, taking into account the limited actuator forces. In addition, a model predictive controller for vibration damping is implemented, which also considers the limited actuator forces in the controller design. The performance of the model predictive control is evaluated for several prediction models with different degrees of abstraction. Conclusions are drawn about the required accuracy of the controller design model and the real-time capability of the controller. In addition, the control strategy for dynamic vibration damping is extended to allow for additional consideration of wear and component failures in the computation of optimal actuator forces to ensure the long-term reliable operation of adaptive structures. First experimental results on the vibration damping of adaptive high-rise buildings show the potential of the control strategies.

The same actuators are used to satisfy the two main control objectives for adaptive buildings. In order to achieve optimal performance without violating the force input constraint, an algorithm for optimal distribution of the available actuator forces to both control strategies is presented.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Stand der Technik	3
1.1.1	Regelung von Tragwerken	4
1.1.2	Fehlertolerante Regelung	10
1.1.3	Hydraulische Kraft-Folgeregelung	12
1.2	Zielsetzung	14
1.3	Gliederung	14
2	Hochhaus-Demonstrator D1244	17
2.1	Tragwerkstruktur	17
2.2	Automatisierungskonzept	18
2.2.1	Aktuierung	19
2.2.2	Sensorsysteme	22
2.2.3	Hardware und Kommunikationsnetzwerke	25
2.2.4	Software und Regelungsarchitektur	27
2.2.4.1	Pumpenregelung	27
2.2.4.2	Überlagerte Regelung	28
2.2.4.3	Unterlagerte Kraft-Folgeregelung	29
2.2.5	Verschleiß-Überwachungssystem	29
3	Modellierung adaptiver Tragwerke	31
3.1	Lineare Tragwerke	32
3.1.1	Sensormodelle	33
3.1.2	Einfluss der Diagonalevorspannung auf das Tragwerksverhalten	36
3.1.3	Modalanalyse	37
3.1.4	Modale Ordnungsreduktion	38
3.1.5	Modellidentifikation	40
3.2	Nichtlineare Tragwerke	45
3.2.1	Modellierung der lokalen Nichtlinearitäten	45

3.2.2	Hauptkomponentenanalyse	46
3.2.2.1	Modellordnungsreduktion mittels POD	49
3.2.3	Systemanalyse nichtlinearer Tragwerke	52
3.3	Störgrößenmodell	58
4	Modellierung und Regelung der hydraulischen Aktuierung	61
4.1	Aktormodelle	61
4.1.1	Modellierung der Stützenaktoren	62
4.1.2	Modellierung der Diagonalaktoren	65
4.2	Modellidentifikation	67
4.2.1	Parameteridentifikation der Stützenaktoren	68
4.2.2	Parameteridentifikation der Diagonalaktoren	72
4.3	Kraft-Folgeregelung	75
4.3.1	Reglerentwurf für die Stützenaktoren	75
4.3.2	Reglerentwurf für die Diagonalaktoren	79
4.4	Systemanalyse	81
5	Regelung adaptiver Tragwerke	85
5.1	Statische Lastkompensation	87
5.1.1	Modellbasierter Kompensationsentwurf	87
5.1.2	Experimentelle Validierung	88
5.2	Schwingungsdämpfung	94
5.2.1	Lineare Modellprädiktive Regelung	95
5.2.2	Nichtlineare Modellprädiktive Regelung	97
5.2.3	Performance-Vergleich unter Berücksichtigung unterschiedlicher Prädiktionsmodelle	99
5.2.3.1	Auswertung der Prädiktionsgenauigkeit	100
5.2.3.2	Auswertung der Performance der Schwingungsdämpfung	104
5.2.4	Experimentelle Ergebnisse	109
5.3	Stellgrößenaufteilung bei mehreren Regelzielen	111
5.4	Verschleißorientierte Regelung	118
5.5	Fehlertolerante Regelung	127
6	Zusammenfassung und Ausblick	137
A	Spezifikationen der Steuerungen des D1244	143

B Knoten-, Element- und Aktornummern des Demonstratorhochhauses D1244	149
C Quadratische Optimierung	151
Abkürzungen	155
Symbolverzeichnis	157
Abbildungsverzeichnis	163
Tabellenverzeichnis	169
Literaturverzeichnis	171

Einleitung

Die kontinuierlich anwachsende Weltbevölkerung sowie der Urbanisierungsprozess führen zu einer gesteigerten Nachfrage nach Wohnraum auf begrenzten Bauflächen, vor allem in Städten [88]. Die Baubranche ist für mehr als 50% des weltweiten Ressourcenverbrauchs verantwortlich [33], was in vielen Ländern zu Engpässen bei der Materialversorgung führt. Ein bekanntes Beispiel hierfür ist der Mangel an Sand für die Betonherstellung [56]. Die Herstellung von Baumaterialien ist darüber hinaus mit etwa 35% der weltweiten Treibhausgasemissionen einer der größten Treiber für den menschengemachten Klimawandel [33]. Die Entwicklung von Alternativen zur konventionellen Bauweise von Gebäuden ist damit von entscheidender Bedeutung für das Erreichen der Klimaziele nach dem Pariser Klimaschutzabkommen [30].

Konventionelle Gebäude sind so ausgelegt, dass sie Naturkatastrophen standhalten, die statistisch betrachtet nur einmal in 100 Jahren auftreten [70]. Für den größten Teil ihrer Lebensdauer sind Gebäude daher hinsichtlich ihrer Belastungsfähigkeit überdimensioniert. Ein wichtiger Schritt zur Verringerung der Umweltauswirkungen von Neubauten ist die Minimierung der grauen Energie – also der Energie, die bei der Herstellung von Baumaterialien und während des Bauprozesses eingesetzt wird [9]. Leichtbau ist ein Konzept in der Konstruktion von Gebäuden, dessen Ziel die Minimierung der Masse von Bauteilen und Tragwerken unter Einhaltung von Belastbarkeits- und Funktionsanforderungen ist. Dieses Ziel wird über Formfindungsverfahren und eine optimierte Materialauswahl der passiven Komponenten erreicht [69]. Über den konventionellen Leichtbau mit passiven Elementen hinaus ermöglicht die Einführung des Konzepts der Adaptivität die Konstruktion von ultraleichten Tragwerken. Adaptive Gebäude verfügen über Sensoren, eine Steuereinheit und Aktoren und sind somit in der Lage, sich ihrer Belastung anzupassen und dynamischen Störungen

wie Wind und Erdbeben aktiv entgegenzuwirken [44, 66]. Der aktive Einsatz von Energie zur Störkompensation erlaubt eine Reduktion des Materialverbrauchs um mehr als 50 % verglichen zu einem äquivalenten konventionellen Tragwerk, während die hohen Spannungs- und Verformungskriterien weiterhin eingehalten werden [58, 76].

Grundsätzlich wird zwischen festigkeits- und steifigkeitsdominierte Tragwerke unterschieden. Die Dimensionierung festigkeitsdominierter Tragwerke ist durch Anforderungen an die maximal auftretenden Elementspannungen bestimmt, während bei steifigkeitsdominierten Tragwerken Begrenzungen an die Verformungen und Beschleunigungen des Tragwerks gestellt werden [22]. Zu den letzteren zählen unter anderem Hochhäuser. Bei diesen steigt der Materialeinsatz mit zunehmender Gebäudehöhe wegen stark zunehmender Windlasten deutlich an. Dieser Effekt wird im Bauingenieurwesen als „premium for height“ bezeichnet [28]. Aus diesem Grund stellen Hochhäuser und im Allgemeinen schlanke Tragwerke eine geeignete Gebäudetypologie zur Materialeinsparung durch die Integration von adaptiven Elementen dar [77].

Adaptive Hochhäuser sind aufgrund der stark reduzierten Masse deutlich schwingungsanfälliger als konventionelle Hochhäuser. Um den Benutzerkomfort sicherzustellen, ist die Entwicklung einer Regelstrategie zur aktiven Schwingungsdämpfung notwendig, welche die vom Gebäude erfahrene Beschleunigung infolge dynamischer Störungen reduziert. Die erheblich verringerte Steifigkeit adaptiver Tragwerke führt zudem zu stationären Auslenkungen des Tragwerks infolge statischer Lasten. Diese erfordern die Integration mehrerer Aktoren innerhalb der Strukturelemente, um den Lastabtrag des Gebäudes aktiv beeinflussen und somit die stationären Auslenkungen kompensieren zu können.

Des Weiteren werden adaptiven Tragwerken sehr hohe Zuverlässigkeitsanforderungen gestellt, um den Komfort der Personen im Gebäude jederzeit sicherzustellen und die Akzeptanz für die neuartige Technologie zu erhöhen. Diese erfordern ein fehlertolerantes Automatisierungskonzept, das die Funktionalität aller Systemkomponenten überwacht und beim Ausfall von Komponenten die Regelung anpasst.

Der Sonderforschungsbereich 1244 beschäftigt sich seit 2017 in einer Kooperation der Disziplinen Architektur, Bauingenieurwesen, Maschinenbau und Systemtechnik mit der Entwicklung von Methoden zur Adaptivität in Gebäuden. Im Rahmen der Forschungsarbeiten wurde das weltweit erste adaptive Hochhaus

D1244 auf dem Campus der Universität Stuttgart errichtet. Die vorliegende Arbeit bildet die Basis für die Überführung der entwickelten Methoden aus der Systemtechnik in die Praxis. Neben der Umsetzung eines Automatisierungskonzeptes, welches die Kommunikation zwischen den Sensoren, Steuereinheit und Aktoren definiert, wird eine unterlagerte Kraft-Folgeregelung entwickelt, welche die Einleitung definierter Kräfte in das Tragwerk ermöglicht. Darüber hinaus werden erste experimentelle Ergebnisse der Regelungsstrategien zur statischen Lastkompensation und zur dynamischen Schwingungsdämpfung sowie Methoden des fehlertoleranten geregelten Betriebs vorgestellt.

1.1 Stand der Technik

Methoden zur aktiven Regelung von Tragwerken wurden erstmals in den 1970er-Jahren untersucht, um die Sicherheit von Gebäuden unter extremen Bedingungen zu erhöhen [101]. Seitdem wurden in der Literatur zahlreiche Algorithmen zur Schwingungsdämpfung von Hochhäusern vorgeschlagen [44]. Ein Überblick wird in Abschnitt 1.1.1 gegeben.

Aufgrund der großen Masseneinsparung bei adaptiven Gebäuden führen Störkräfte zu größeren Beschleunigungen und somit zur Erhöhung der Schwingungsanfälligkeit verglichen mit konventionellen Hochhäusern. Somit entsteht die Notwendigkeit für Aktuierungskonzepte mit einer hohen Bandbreite und für geeignete Regelungsstrategien, welche die virtuelle Dämpfung des Tragwerks im Fall breitbandiger Störungen erhöhen.

Im Gegensatz zur Schwingungsdämpfung wird die Forschungsfrage der statischen Lastkompensation in Bezug auf Hochhäuser in der Literatur kaum thematisiert. Die stationären Auslenkungen ergeben sich erst durch die Masseneinsparung, welche durch die Einführung von Adaptivität erreicht wird. Es wurden jedoch Methoden zur Kompensation von stationären Kräfte auf weiteren Tragwerkstrukturen untersucht wie im nächsten Abschnitt vorgestellt.

Im Vergleich zu anderen mechanischen Systemen haben Gebäude eine sehr hohe Lebensdauer, über die ein zuverlässiger Betrieb sichergestellt werden muss. Dies erfordert unter anderem eine Reaktion der Regelung auf Komponentenausfälle. Zahlreichen Methoden zur fehlertoleranten Regelung wurden bereits im Bereich der Luft- und Raumfahrt sowie der Automobilindustrie eingesetzt [4, 32, 99] und

basieren auf redundanten Sensoren und Aktoren. Adaptive Gebäude erlauben dank der in den Elementen integrierten redundanten Aktoren sowie der aktiven Regelungsstrategie die Überführung der fehlertoleranten Regelungsmethoden aus der Literatur in die Baubranche. Die unterschiedlichen Ansätze dazu werden in Abschnitt 1.1.2 diskutiert.

Da für die Erfüllung der Regelziele eine Bandbreite der eingesetzten hydraulischen Aktorik oberhalb der dritten Resonanzfrequenz des Tragwerks vorausgesetzt wird, wird zudem der Stand der Technik bei der Entwicklung hydraulischer Kraft-Folgeregelungsalgorithmen in Abschnitt 1.1.3 vorgestellt.

1.1.1 Regelung von Tragwerken

Schwingungsdämpfung

Die Methoden zur Schwingungsdämpfung im Bauingenieurwesen werden in Abhängigkeit der Energieumwandlung in passive, semi-aktive und aktive Verfahren unterteilt. El Ouni u. a. bieten einen Überblick über Verfahren und eine Einteilung in die genannten Kategorien [20].

Passive Strategien umfassen seismische Isolationssysteme sowie Energiedissipationsvorrichtungen wie zum Beispiel Schwingungstilger (tuned mass damper, TMD). Diese repräsentieren eine zusätzliche Dämpfungsmasse und sind in der Lage, Schwingungen zu reduzieren, indem sie phasenverschoben zu der zu eliminierende Resonanzfrequenz des Tragwerks schwingen. Ein prominentes Beispiel für die Anwendung passiver Regelung zur Schwingungsdämpfung bei Hochhäusern ist der im Gebäude Taipei 101 in Taiwan installierte TMD [47]. Dieses aus Stahl gefertigte Pendel mit einer Masse von ca. 600 t und einem Durchmesser von sechs Meter erstreckt sich über eine Höhe von fünf Stockwerken, wie in Abb. 1.1a abgebildet ist. Der TMD unterdrückt windinduzierte Schwingungen, seine Effektivität variiert jedoch aufgrund seiner passiven Beschaffenheit bei verschiedenen Störungen. Weitere Nachteile des Konzepts sind der hohe Materialverbrauch aufgrund der großen erforderlichen Dämpfungsmasse und der hohe Platzbedarf in den obersten Stockwerken des Gebäudes.

Ein **semi-aktives** System zur Schwingungsdämpfung bei Hochhäusern, bestehend aus verteilten Fassaden-Schwingungstilgern (engl. distributed-Multiple



(a) Passiver Schwingungstilger des Taipei 101 in Taiwan [37].

(b) Aktive Brückenverbindungen des Harumi Triton Square Gebäudes in Tokyo, Japan [20].

Abbildung 1.1: Beispielhafte Anwendungen von Strategien zur Schwingungsdämpfung bei Hochhäusern.

Tuned Facade Damping – d-MTFD), wird in [103] vorgestellt. Das Konzept besteht aus einer doppelschichtigen Fassade, deren Außenschicht auf Führungsschienen parallel zur Innenschicht montiert ist und als Dämpfungsmasse agiert. Eine Zweipunkt-Regelung erhöht den Dämpfungskoeffizienten, wenn die Vorzeichen der gemessenen Verschiebungen und Relativgeschwindigkeiten der Außen- zur Innenfassade gleich sind, so dass eine weitere Erhöhung der Verschiebung vermieden wird. Die beschriebene Regelstrategie wurde simulativ auf einem 76-stöckigen Benchmark-Gebäude getestet und führt zu einer halb so großen relativen Verschiebung der Fassade im Vergleich zu der Anwendung von einem vergleichbaren System mit passiven Schwingungstilgern. Darüber hinaus ist der Einfluss auf die verfügbare Wohnfläche deutlich geringer als bei einem TMD.

Trotz der erreichbaren guten Dämpfungseigenschaften können passive und semi-aktive Regelungsansätze keine Kräfte aktiv auf das Tragwerk übertragen und sind daher nicht in der Lage, statische Lasten zu kompensieren oder die Lastverteilung auf die Strukturelemente des Gebäudes zu beeinflussen.

Aktive Regelungsstrategien sind in der Lage dem Tragwerk aktiv Energie zuzuführen, um Schwingungen möglichst effizient zu dämpfen [20]. Es wurden bereits in der Literatur mehrere Methoden zur aktiven Regelung von Hochhäusern vorgestellt [23, 45]. Ein Beispiel dafür sind aktive Massendämpfer (engl. active mass damper – AMD), die eine zusätzliche Trägheitsmasse im Tragwerk beinhalten. Anhand des Vergleichs zwischen der gemessenen Geschwindigkeit des Tragwerks und der zusätzlichen Masse wird das Eingangssignal für den Aktor berechnet, so dass die Schwingungen des Tragwerks minimiert werden. Solche Systeme sind in vier Hochhäusern in Japan installiert und zeigen ein gutes Dämpfungsverhalten bei schwächeren Erdbeben und Windanregungen [100]. Deren Effizienz zur Schwingungsdämpfung nimmt jedoch bei starken Erdbeben sowie bei sehr niederfrequenten Schwingungen von ultra-hohen Tragwerken ab.

Eine weitere Methode zur aktiven Schwingungsdämpfung basiert auf der Verbindung von Hochhäusern mittels aktiven Brücken (engl. Active Connected Building Control (CBC)). Diese Methode wurde bereits bei den drei Harumi Triton Square Gebäuden in Tokyo umgesetzt (vgl. Abb. 1.1b) [6]. Dabei berechnet ein H_∞ -Regler die optimale Länge der verbindenden Brücken basierend auf den Beschleunigungsmessungen der drei Gebäuden, so dass die relativen Schwingungen gedämpft werden. Die gewünschten Längen der Brücken werden mittels Elektromotoren eingestellt.

Die aufgezählten Regelungsstrategien für Schwingungsdämpfung konventioneller Hochhäuser, welche in der Literatur als aktiv kategorisiert werden, sind aus heutiger Sicht eher der semi-aktiven Regelung zuzuordnen, da sie die Tragwerkeigenschaften selbst nicht beeinflussen können. Adaptive Tragwerke werden aufgrund der stark reduzierten Masse stärker in Schwingungen versetzt, sodass infolge von dynamischen Störungen mehrere Schwingungsmoden des Systems angeregt werden. Durch den Einsatz von mehreren Aktoren und einer aktiven Regelstrategie können die Längen der Tragwerkelemente adaptiert und somit die Tragwerkeigenschaften aktiv angepasst werden. Folglich wird die Dämpfung für mehrere Schwingungsmoden erhöht, wie in [14, 18, 90] beschrieben. Durch die eingesetzte Sensorik und Aktorik haben Tragwerke mit aktiver Schwingungsdämpfung einen höheren Betriebsenergieverbrauch als konventionelle Gebäude. In [58, 74] wird aber im Fall von adaptiven Gebäuden gezeigt, dass das Potential für eine erhebliche Reduktion der grauen Energie bei der Betrachtung des Gesamtlebenszyklus zu Kosteneinsparungen und zur Verringerung negativer Umweltauswirkungen führt.

Statische Lastkompensation

Die meisten Forschungsarbeiten auf dem Gebiet der Tragwerksregelung konzentrieren sich auf die Schwingungsdämpfung. Ein weiterer wichtiger Lastfall insbesondere für Ultra-Leichtbauten sind jedoch statische Lasten, welche als zeitlich unveränderlich oder sehr langsam veränderlich angenommen werden – z. B. Nutzlasten sowie statische Anteile einer Windanregung. Durch die Integration der Aktoren in die Tragwerkselemente kann der Lastabtrags im Tragwerk beeinflusst werden, sodass statische Lasten kompensiert werden können.

Bereits in den 1970er Jahre [41] wurde für einzelne Balkenelementen unter stationären Lasten gezeigt, dass das Einsetzen von Aktoren zu einer deutlichen Reduktion der auftretenden inneren Kräfte führt. Somit ist eine Reduktion der erforderlichen Querschnittsabmessungen oder eine Erhöhung der zulässigen äußeren Lasten bestehender Tragwerke möglich. Dieses Konzept wird in [76, 85] aufgegriffen und systematisch untersucht, um den Lastabtrag in tragenden Leichtbau-Tragwerken durch gezielte aktive Manipulation der Tragwerkeigenschaften zu optimieren. Durch den Einsatz von Aktoren können stationäre Verschiebungen auf Null kompensiert werden, was im passiven Fall nicht erreichbar ist, da es einer unendlichen Steifigkeit entsprechen würde. Somit wird es durch den Einsatz aktiver Kompensationsstrategien möglich, unter Berücksichtigung zulässiger Verformungen und Spannungen über die Grenzen des klassischen Leichtbaus hinauszugehen und Ultra-Leichtbau Tragwerke zu entwerfen. Die experimentelle Validierung des Konzeptes erfolgt anhand einer maßstäblichen Eisenbahnbrücke, auch Stuttgarter Träger genannt [85]. Diese stellt einen Aluminiumträger vor, welcher auf beiden Enden auf verschiebbaren Auflagern positioniert ist. Mittels eines Kraftsensors wird die vertikal einwirkende Last erfasst und der Kompensationsstrategie übermittelt. Diese berechnet eine optimale Kraft zur Minimierung der auftretenden Verformungen und bringt sie durch das aktive Verfahren der Auflager unterhalb des Aluminiumträgers auf. Abbildung 1.2 zeigt das System unter einwirkende Last im passiven und kompensierten Zustand.

Ein weiteres Anwendungsgebiet statischer Adaption befasst sich mit Tensegrity-Strukturen. Letztere bestehen aus isolierten, auf Druck belasteten Stäben, welche durch vorgespannte Seile miteinander verbunden sind. Durch die optimale Ausnutzung der Belastbarkeit der einzelnen Komponenten können sehr

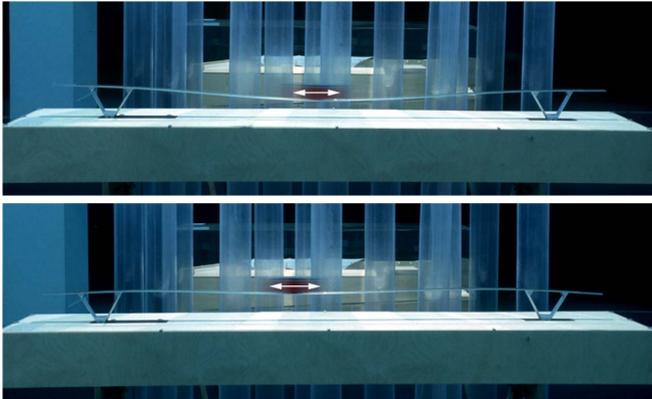


Abbildung 1.2: Stuttgarter Träger unter der Einwirkung einer statischen Last im passiven und kompensierten Zustand [85].

leichte Strukturen entworfen werden, die jedoch unter externen Lasten kollabieren können. In [71] wird eine Decke aus Glas vorgestellt, welche auf einer aktiv angetriebenen Tensegrity-Struktur positioniert ist. Dabei kann die Vorspannung der Stützenstäbe mittels elektrisch angetriebenen Gewindespindeln in Abhängigkeit der wirkenden Lasten aktiv verändert werden, so dass die waagerechte Ausrichtung der Glasplatte und eine ausreichende Zugspannung in den verbindenden Metallseilen sichergestellt wird. Das Konzept wird anhand eines quadratischen Maßstabsmodells mit Seitenlänge 1,2 m für eine unterschiedliche Anzahl an Aktoren untersucht. Eine vollständige Kompensation der äußeren Lasten ist nur möglich, wenn alle Stäbe in der Struktur angesteuert werden. Aktive Tensegrity-Strukturen finden vielfältige Anwendungen in der Luft- und Raumfahrt [86]. Im Bauingenieurwesen sind sie jedoch bisher auf theoretische Untersuchungen beschränkt geblieben [2, 71].

In [72] wird nachgewiesen, dass durch die Integration aktiver Lastkompensation in Tragwerken eine erhebliche Gewichtsreduktion und somit eine Minimierung der Energie über den gesamten Lebenszyklus möglich ist. Das Konzept wird in [73] anhand eines vier Meter langen Kragarms validiert. Das Stabtragwerk ist mit zehn Linearaktoren und 45 Dehnmessstreifen (DMS) ausgestattet und



Abbildung 1.3: Stuttgart SmartShell: doppelgekrümmtes adaptives Schalenträgerwerk [96].

kann statische Lasten von 100 kg mit einer Genauigkeit von ± 2 mm kompensieren. In [52] wird der Entwurf des adaptiven Schalenträgerwerks SmartShell (vgl. Abb. 1.3) vorgestellt. Die SmartShell ist eine doppelgekrümmte Schale mit 14 über die Innenfläche verteilten Dehnmessstreifen (DMS), die zur Rekonstruktion der aktuellen Verformung verwendet werden. Des Weiteren sind drei der vier Abstützungen des Trägerwerks hydraulisch aktuiert. In Abhängigkeit der Lastverteilung können diese so verfahren werden, dass Spannungsspitzen im Material vermieden und Verformungen über einen großen Bereich homogenisiert werden [96].

Ein mögliches Aktuierungskonzept zur Kompensation statischer Lasten in Betonbauteilen sind integrierte Fluidaktoren [38]. Diese Druckkammern werden oberhalb der neutralen Achse integriert und über ein hydraulisches Fluid mit Druck beaufschlagt. Eine Methode zur optimalen Aktorplatzierung bezüglich der Kompensierbarkeit statischer Lasten wird in [92] präsentiert. Damit kann eine verteilte Last von 500 N/m zu 79% kompensiert werden. Dieses Aktuierungskonzept wird in [54] auf Platten erweitert.

Wagner u. a. präsentieren eine optimierungsbasierte Methode zur optimalen

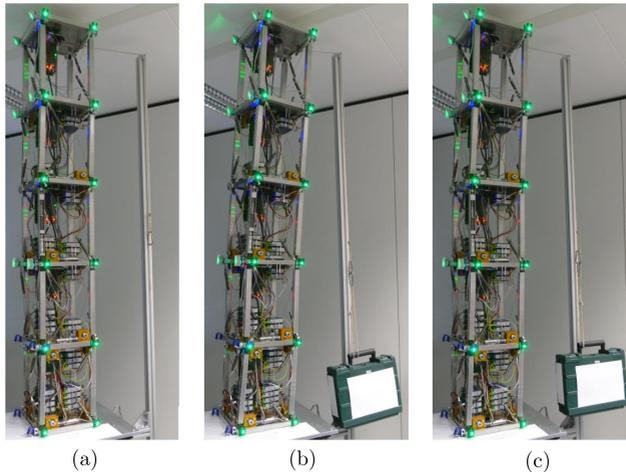


Abbildung 1.4: Maßstabsmodell eines adaptiven Hochhauses: Verformungen im (a) Referenzzustand, (b) belasteten Zustand und (c) belasteten kompensierten Zustand [26].

Kompensation statischer Lasten unter Berücksichtigung von Eingangs- und Zustandsbeschränkungen [91]. Dabei wird eine fast vollständige Kompensation der auftretenden stationären Verformungen erreicht. Die Methode wird experimentell an einem Maßstabsmodell eines adaptiven Hochhauses (vgl. Abb. 1.4) validiert und dient als Grundlage für die in dieser Arbeit vorgestellte Methode zur statischen Lastkompensation für das adaptive Hochhaus D1244.

1.1.2 Fehlertolerante Regelung

Aufgrund der höheren Komponentenanzahl, welche durch die Integration von Aktoren, Sensoren und Steuereinheiten resultiert, besteht eine gesteigerte Wahrscheinlichkeit eines Komponentenausfalls. Durch die geringere Masse und Steifigkeit adaptiver Gebäude führt ein Ausfall bei starken Lasten zur Verletzung der Grenzen der Gebrauchstauglichkeit und somit zur Beeinträchtigung des

Nutzerkomforts. Um den optimalen Betrieb aufrechtzuerhalten, muss daher jeder Ausfall automatisch erkannt und in der Regelung durch eine algorithmische Neukonfiguration behandelt werden.

Im Bereich der fehlertoleranten Regelung (engl. fault tolerant control – FTC) wird zwischen aktiven und passiven FTC Algorithmen [1] unterschieden. Letztere werden robust gegen eine vordefinierte Gruppe von Fehlerfällen ausgelegt [1]. Somit ist die **passive FTC** nicht auf genaue Fehlerinformationen angewiesen, kann jedoch keine Performancegarantie im Fall unvorhergesehener Ausfällen geben.

Dagegen setzt die **aktive FTC** auf eine Anpassung des Regelgesetzes basierend auf den Informationen von Fehlererkennungs- und Fehlerisolierungsalgorithmen. Nach Patton [62] gibt es drei verschiedene Strategien für aktive FTC. Die erste wird als *Schätzung und Kompensation* bezeichnet. In dieser Arbeit wird angenommen, dass die aufgetretenen Fehler bekannt sind, sodass der Fokus auf deren Kompensation innerhalb der Regelung liegt. Dabei wird der nominale Eingang mit einem fehlerausgleichenden Eingang überlagert [67]. Eine wichtige Strategie in diesem Bereich ist das sogenannte Fault Hiding, bei dem der nominale Regelkreis unverändert bleibt, aber stattdessen virtuelle Ein- und Ausgänge zur Kompensation des fehlerhaften Verhaltens verwendet werden [7, 48]. Hierbei kann keine Optimalität der berechneten Aktorkräfte bezüglich des vorhandenen Stellgrößenbudgets garantiert werden.

Die zweite Strategie für aktive FTC ist der Entwurf einer *adaptiven Regelung*, welche die Systemparameter automatisch an Änderungen im Systemverhalten anpasst [82]. Dieser Ansatz ist jedoch auf die Regelung von Anlagen mit langsam variierenden Prozessparametern und Aktorfehlern beschränkt. Diese Annahme ist jedoch für adaptive Tragwerke nicht zutreffend.

Die dritte Strategie für aktive FTC ist die *Rekonfiguration*, die bei bekannten Fehlern das Potenzial für eine optimale Reglerperformance bietet. Unter Verwendung der Informationen aus der Fehlererkennung und -isolierung wird das Regelgesetz adaptiert, um den Einfluss von Aktor-, Sensor- und Prozessfehlern auf das Verhalten des geschlossenen Kreises zu minimieren [36]. Dies kann entweder online oder offline erfolgen. Im Fall eines Aktorausfalls bietet diese Regelstrategie einen optimalen Einsatz der verbliebenen fehlerfreien Aktoren, berücksichtigt jedoch keine explizite Kompensation des Einflusses des fehlerhaften Aktors. Dies kann durch eine Regelstrategie erreicht werden, welche

Kompensation und Rekonfiguration kombiniert.

Erste Methoden für rekonfigurierbare fehlertolerante Regelungen adaptiver Tragwerke sind in [18, 27, 91] vorgestellt. In [27] wird eine fehlertolerante Regelstrategie für das hydraulisch aktuierte, adaptive Schalentragwerk 'Stuttgart SmartShell' vorgeschlagen, welche Aktorausfälle mittels online Rekonfiguration der Regelstrategie kompensiert. Dabei wird basierend auf der Annahme von konstanter Länge des fehlerhaften Aktors die Geometrie des Systems ausgenutzt, um ein linear-quadratisches Optimierungsproblem mit zeitvarianten Gleichheitsbeschränkungen zur Berechnung der optimalen Aktorkräfte zu formulieren. Die Annahme von konstanter Aktorlänge im Fehlerfall ist jedoch für Hochhäuser nicht zutreffend, da die mechanische Rückkopplung des Tragwerks auf die Aktoren nicht vernachlässigt werden kann. Eine Rekonfigurationsstrategie für die Regelung adaptiver Hochhäuser unter statischen Lasten ist in [91] präsentiert. Durch die Integration der Aktoren in die Tragwerkselemente sowie den Einsatz redundanter Aktoren kann der Lastabtrag des Tragwerks aktiv umverteilt werden, so dass nicht nur Fehlerfälle behandelt werden, sondern auch der individuelle Verschleiß der einzelnen Elementen berücksichtigt wird [14, 18].

1.1.3 Hydraulische Kraft-Folgeregelung

Hydraulische Aktuierung wird in zahlreichen Bereichen, z. B. bei Arbeitsmaschinen [60, 94], wegen ihrer Zuverlässigkeit, Effizienz und hohen Leistungsdichte verwendet. Beim Betrieb von Arbeitsmaschinen wird eine präzise Positions- oder Geschwindigkeitstrajektorienfolge vom Tool Center Point in einem großen Bewegungsbereich angestrebt [29, 40]. Aufgrund der vielfältigen Vorteile sowie der Möglichkeit hohe Aktorkräfte aufzubringen, wird ein hydraulisches Aktuierungssystem beim adaptiven Hochhaus D1244 eingesetzt. Die Hydraulikzylinder haben hierbei einen deutlich geringeren Bewegungsbereich als bei Arbeitsmaschinen und sind einer stark verändernden Last ausgesetzt. Aus diesem Grund wird eine hydraulische Kraft-Folgeregelung umgesetzt, welche das Aufbringen vorgegebener Aktorkräfte auf das Tragwerk ermöglicht. Aufgrund nichtlinearer Effekte, z. B. Totzonen in der Ventildynamik, Schwankungen des Ölolumens unter Druck und Reibung, ist diese besonders herausfordernd. Im Allgemeinen können die Reglerentwurfsmethoden in modellfreie und modellbasierte unterteilt werden.

Modellfreie Reglerentwurfsmethoden repräsentieren eine Ausgangsrückführung der gemessenen Aktorkraft. Truong u. a. [87] stellen einen Fuzzy-Proportional-Integral-Derivative-(PID-)Regler für einen hydraulischen Lastsimulator vor. Die Reglerperformance wird in Experimenten unter Berücksichtigung verschiedener Störungen getestet und führt im Vergleich zu einer einfachen PID-Regelung zu einer signifikanten Verbesserung. In [3] wird eine auf der self tuning quantitative feedback theory basierende Regelung eingesetzt, welche die Reglerparameter in Abhängigkeit der Störung mit Hilfe des Gradientenverfahrens anpasst. Der Vorteil der beschriebenen Methoden ist, dass kein Modell der Systemdynamik erforderlich ist und die Implementierung einfacher linearer Regelungsstrategien möglich ist. Die vielfältigen nichtlinearen Effekte werden jedoch nur indirekt oder gar nicht berücksichtigt.

Modellbasierte Methoden berücksichtigen explizit eine mathematische Formulierung der Systemdynamik beim Reglerentwurf. In der Literatur werden mehrere Möglichkeiten für den Umgang mit den Nichtlinearitäten des Systems untersucht. Niksefat et al. [53] stellen ein linearisiertes dynamisches Modell vor, das die Nichtlinearitäten des Systems als parametrische Unsicherheit modelliert. Darauf aufbauend wird ein robustes Regelgesetz für die Kraft-Folgeregelung entworfen.

Des Weiteren ermöglicht eine Ausgangslinearisierung des Systems den Entwurf einer linearen Regelung, wie in [49] gezeigt wird. Hier wird die Linearisierung basierend auf Messungen der Kammerdrücke des Zylinders und des Pumpendrucks durchgeführt. Der anschließend entworfene lineare Regler ermöglicht eine Erhöhung der Bandbreite des hydraulischen Aktors und eine deutliche Verringerung der Lastabhängigkeit der Folge-Regelung. Die Methode wird jedoch ausschließlich in Simulationen getestet. Marusak et al. [50] stellen eine Formulierung eines analytischen modellprädiktiven Kraft-Folgereglers für einen einfach-wirkenden elektrohydraulischen Aktor vor. Das Prädiktionsmodell der modellprädiktiven Regelung (engl. model predictive control: MPC) beschreibt die Eingangs-/Ausgangsdynamik als einen autoregressiven Prozess mit gleichem Mittelwert (engl. autoregressive moving-average process: ARMA) und approximiert somit die nichtlineare Dynamik.

Mit Hilfe des Backstepping-Ansatzes kann eine Kraft-Folgeregelung entworfen werden, welche die nichtlineare Dynamik eines hydraulischen Systems explizit berücksichtigt. In [51] wird ein Beobachter-basierter Backstepping-Regler

entworfen und in Experimenten getestet. Um die Konvergenz zu gewährleisten, werden jedoch mehrere Modellvereinfachungen vorgenommen, so dass die zusätzliche Genauigkeit durch die Berücksichtigung des nichtlinearen Modells reduziert wird.

1.2 Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung von Regelungsmethoden für adaptive Tragwerke am Beispiel des ersten adaptiven Hochhauses D1244. Dafür werden Reglerentwurfmodelle niedriger Dimension hergeleitet, welche das Tragwerkverhalten ausreichend gut approximieren. Neben der Schwingungsdämpfung als typisches Regelziel für Hochhäuser wird die Kompensation statischer Lasten in dem Reglerentwurf adressiert. Zur experimentellen Validierung der übergeordneten Regelziele werden Modelle eines hydraulischen Aktuierungssystem hergeleitet. Mittels einer Kraft-Folgeregelung können Sollkräfte auf das Tragwerk übertragen werden. Darüber hinaus wird der langfristige zuverlässige Betrieb adaptiver Tragwerke durch Erweiterung der Regelkonzepte um Methoden für den Umgang mit Verschleiß und Komponentenausfälle sichergestellt.

1.3 Gliederung

Der Hauptteil dieser Arbeit gliedert sich in fünf Kapitel. Zunächst wird in Kapitel 2 das adaptive Hochhaus D1244 vorgestellt, welches innerhalb des Sonderforschungsbereichs errichtet wurde und zur Validierung der Regelungskonzepte in dieser Arbeit dient. Dabei wird neben den verwendeten Aktoren und Sensoren das ganzheitliche Automatisierungskonzept mit den dazugehörigen Hardware-Komponenten und Kommunikationsnetzwerken beschrieben. Kapitel 3 stellt die Modellierung von adaptiven Tragwerken mit lokalen Nichtlinearitäten vor. Darauf aufbauend werden zwei Tragwerke eingeführt – eines mit symmetrisch und eines mit asymmetrisch verteilten lokalen Nichtlinearitäten. Basierend auf dem Vergleich des Systemverhaltens beider Tragwerke mit dem Systemverhalten eines linearen Modells, welches die Nichtlinearitäten vernachlässigt, werden Kriterien für die Approximierbarkeit nichtlinearer Tragwerke durch lineare Modelle hergeleitet.

Kapitel 4 präsentiert die Modellierung und Modellidentifikation der Hydraulikzylinder, welche zur Aktuierung des adaptiven Hochhauses D1244 dienen. Mittels flachheitsbasierter Eingangs/Ausgangs-Linearisierung werden aus den nichtlinearen Hydraulikdynamik-Modellen lineare Reglerentwurfsmodelle hergeleitet und nachfolgend wird dafür eine Kraft-Folgeregelung ausgelegt. Das Verhalten des geschlossenen Kreises wird anhand einer Messreihe analysiert.

In Kapitel 5 werden zunächst Regelstrategien zur statischen Lastkompensation und dynamischen Schwingungsdämpfung vorgestellt und experimentell für das Hochhaus validiert. Im Weiteren werden erweiterte Regelmethode für adaptive Tragwerke hinsichtlich Verschleißhomogenisierung und Umgang mit Aktorausfällen vorgestellt.

Hochhaus-Demonstrator D1244

2

Das Demonstrator-Hochhaus (D1244), welches in Abb. 2.1 dargestellt ist, wurde im Rahmen des Sonderforschungsbereichs SFB 1244 errichtet und stellt das weltweit erste adaptive Hochhaus dar. Das Experimentgebäude dient in erster Linie der experimentellen Validierung der entwickelten Methoden im Bereich des adaptiven Bauens. Des Weiteren macht das D1244 die Entwicklungen von adaptiven Tragwerken und Fassadenelementen sichtbar für die Öffentlichkeit und trägt somit zur breiten gesellschaftlichen Akzeptanz der neuartigen Technologie bei.

2.1 Tragwerkstruktur

Das D1244 umfasst 12 Stockwerke, welche sich auf einer quadratischen Grundfläche von 25 m^2 entlang einer Gesamthöhe von $36,5\text{ m}$ erstrecken. Mit einem Verhältnis der Gebäudefläche zur Gebäudehöhe von $1:7$, auch Schlankheitsverhältnis genannt, wird das Gebäude als Hochhaus kategorisiert [12].

Das Tragwerk des D1244 ist mittels modularer Stahlbauweise ausgeführt und funktionell in vier Moduleinheiten unterteilt. Jede Einheit umfasst drei Stockwerke. Die vier Stützen in den Ecken jeder Etage bestehen aus Stahl und haben einen quadratischen Hohlprofilquerschnitt. Ein Paar sich überkreuzender Diagonalen aus Flachstahl versteifen jede Seite eines Moduls. Sie übertragen ausschließlich Zugkräfte, und werden bei Druckbelastungen schlaff. Die Kraftübertragung in eine einzige Richtung erlaubt eine deutlich leichtere Ausführung dieser sogenannten Nur-Zug-Diagonalaussteifungen. Flachstahldiagonalen sind entsprechend häufig im Leichtbau wiederzufinden [42].



Abbildung 2.1: Das experimentelle adaptive Hochhaus D1244, erbaut an der Universität Stuttgart, mit Zugangsturm auf der rechten Seite.

Die vertikale Erschließung zum Gebäude sowie die elektrische und hydraulische Versorgung erfolgt über einen zusätzlichen Zugangsturm, der auf der rechten Seite der Abb. 2.1 zu sehen ist. Dieser ermöglicht den Zugang zu den Stockwerken über auskragende Stahlbrücken.

Die stark modulare Bauweise des Tragwerks in Kombination mit den Schraubverbindungen ermöglichen einfache Anpassungen und den Austausch von Tragwerkelementen. Des Weiteren ist eine komplette Rezyklierbarkeit der tragenden Struktur sichergestellt, was zu einer weiteren Reduktion der grauen Energie des Gebäudes führt [98].

2.2 Automatisierungskonzept

Adaptive Hochhäuser sind mit unterschiedlichen Sensorsystemen zur Erfassung des Systemzustandes sowie mehreren Aktoren ausgestattet. Aufgrund der

hohen Sensor- und Aktoranzahl erfordert die Implementierung einer zentralen Steuereinheit einen hohen Verkabelungsaufwand und verursacht bei Ausfall der Steuerung eine potentielle Verletzung der Gebrauchstauglichkeit des Tragwerks. Daher bietet sich der Einsatz dezentraler Steuereinheiten an.

Die Verarbeitung der großen Datenmengen und die Kommunikationswege zwischen den dezentralen Steuereinheiten erfordern ein Automatisierungskonzept. Dieses wird im Folgenden vorgestellt und basiert auf die Ergebnisse in [17]. Zunächst werden das Aktuierungskonzept des D1244 sowie die im Gebäude installierten Sensorsysteme vorgestellt. Anschließend werden die Hardware-Architektur zum Empfang der Sensordaten und zur Ansteuerung der Aktorik sowie die dazwischen definierten Kommunikationswege beschrieben. Schließlich wird ein Verschleiß-Überwachungssystem vorgestellt, welches den kontinuierlichen, sicheren Betrieb gewährleistet.

2.2.1 Aktuierung

Die Aktuierung des Tragwerks erfolgt durch ein Hydrauliksystem, das die erforderlichen Kräfte als auch die erforderlichen Verschiebungen aufträgt [97]. Das Hydrauliksystem des D1244 besteht aus einem Hydraulikaggregat, zwölf hydraulischen Hochdruckspeichern und 24 im Tragwerk verteilten Hydraulikzylindern. Der Schaltplan des Hydrauliksystems ist in Abb. 2.2 dargestellt. Das Hydraulikaggregat befindet sich in einem Container neben dem Gebäude. Eine elektrisch angetriebene Axialkolbenpumpe mit einer Nennleistung von 15 kW und maximalen Fördervolumenstrom von 28 L/min fördert das Hydrauliköl in die Hochdruckleitung mit einem Druck von 330 bar.¹ Über die Niederdruckleitung wird der Hydraulikkreislauf geschlossen, sodass das Hydrauliköl von der Hochdruckleitung über die Aktoren im Gebäude zurück zum Tank abfließt.

In jeder Ecke der ersten drei Tragwerksmodule befinden sich hydraulische Hochdruckspeicher, wie in Abb. 2.3 in rot dargestellt. Diese sind mit einem Druck von 230 bar vorgespannt und besitzen unterschiedliche Speicherkapazität in den verschiedenen Module. Dieser ist von der Aktoranzahl des entsprechenden Moduls sowie von der erwarteten Aktorverfahrwegen abhängig und ist daher

¹ Die Nennleistung des Aggregats von 15 kW wurde zu experimentellen Zwecken überdimensioniert im Vergleich zu den systembedingten Anforderungen gewählt.

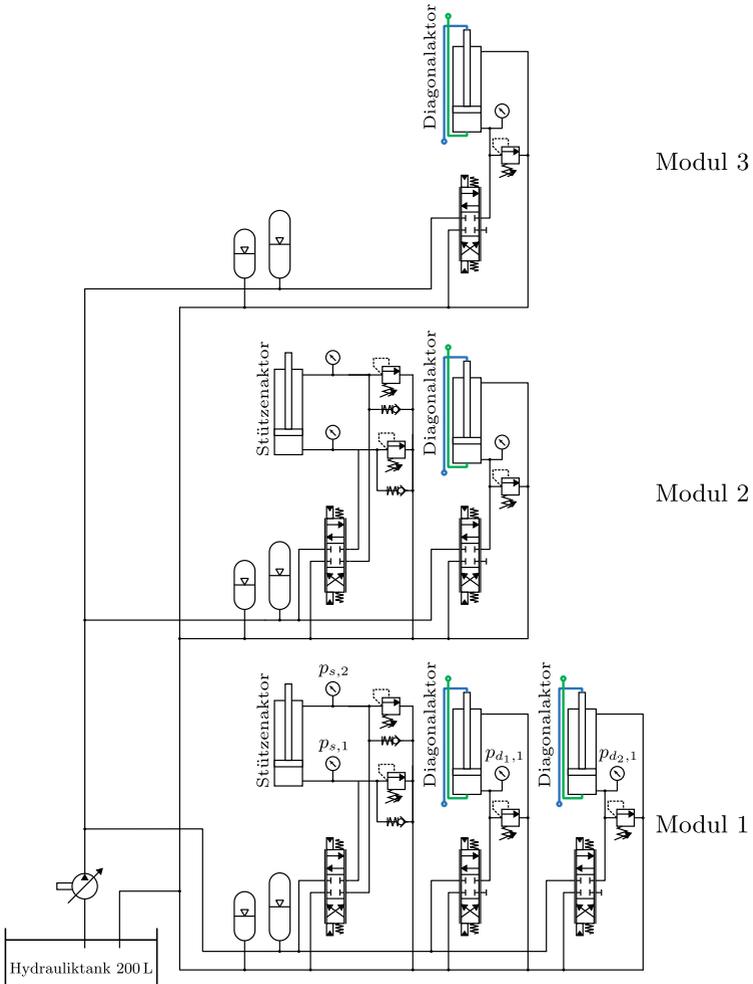


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung des Hydrauliksystems in einer Ecke jedes Moduls des D1244. Alle Hydraulikaktoren sind mit 4/3-Wegeventilen und Überdruckventilen sowie Drucksensoren ausgestattet. In jeder Ecke eines Moduls befinden sich Hochdruck- und Niederdruckspeicher.

im dritten Modul kleiner gewählt.² Die Hochdruckspeicher verhindern den Druckabfall im Betrieb, indem die gespeicherte hydraulische Energie eine direkte Versorgung der Hydraulikzylinder ermöglicht. Durch die verkürzten Hochdruckleitungen zwischen Druckspeicher und Aktoren wird die Totzone bei der Aktuierung reduziert. Dadurch ist beim Auftreten von Störungen auf das Tragwerk eine schnellere Reaktion möglich. Des Weiteren befinden sich in jeder Ecke des Hochhauses Niederdruckspeicher, wie in Abb. 2.3 in schwarz dargestellt. Diese gleichen Druckschwankungen in der Niederdruckleitung aus.

Die 24 hydraulischen Zylinder, welche zur Aktuierung des Tragwerks dienen, sind bezüglich statischer Störgrößenkompensierbarkeit optimal platziert, wie in [8, 93, 102] beschrieben. Acht der Aktoren sind parallel zu den Tragwerkstützen integriert und 16 sind in Serie zu den Diagonalelementen geschaltet, wie in Abb. 2.4 dargestellt. Die größten Verschiebungen in einem Gebäude treten in der Regel an der Spitze auf, während die höchsten Spannungen von den unteren Tragwerkelementen aufgenommen werden. Daher sind alle vier Stützen und acht Diagonalen des ersten Moduls aktuiert. Im zweiten Modul sind alle vier Stützen und vier (von insgesamt acht) Diagonalen aktiv ausgeführt. Das dritte Modul umfasst vier hydraulisch aktuierte Diagonalen, während das vierte Modul ausschließlich aus passiven Elementen besteht.

Die aktiven Stützen erstrecken sich über ein Modul und bestehen aus einem inneren aktiven Teil sowie einem äußeren passiven Teil mit einem quadratischen Hohlprofil (vgl. Abb. 2.3). Der passive Stahlquerschnitt der Stütze ist für das Abtragen vom Eigengewicht verantwortlich, während der Aktor dynamischer Belastungen dämpfend entgegenwirkt. Auf Grund der parallelen Konfiguration bewirken die Aktoren in den Stützen Knotenverschiebungen im Millimeterbereich. Im Gegensatz dazu sind die Hydraulikzylinder in den Diagonalaussteifungen seriell eingebaut. Dies führt zu größeren Verschiebungen im Zentimeterbereich [8].

Hier ist zu beachten, dass die notwendige Aktuierung des D1244 zum Erreichen der Regelziele der Schwingungsdämpfung und der statischen Lastkompensation bereits mit vier Aktoren gewährleistet werden kann [93]. Da das D1244 das weltweit erste adaptive Gebäude ist, wird es für eine Reihe von Experimenten genutzt. Hierbei wird ein Teil der installierten Aktoren verwendet,

² Die Hochdruckspeicher im ersten und zweiten Modul haben eine Speicherkapazität von 20 L und im dritten Modul von 1,4 L.

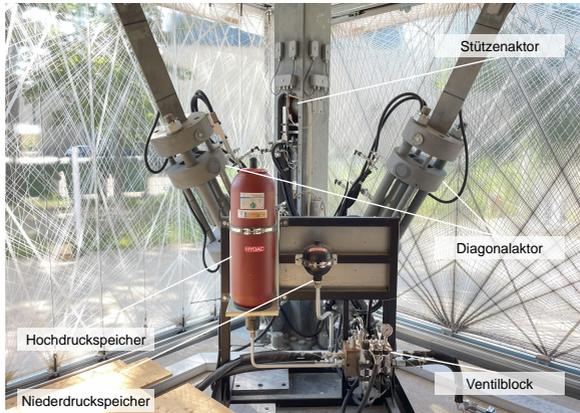


Abbildung 2.3: Hydraulische Hochdruckspeicher (in rot) sowie Niederdruckspeicher (in schwarz) unterstützen die Aufrechterhaltung der Ölversorgung für die Aktoren, die in den Diagonalaussteifungen sowie in den Stützen integriert sind.

um typische Störungen auf die Struktur zu simulieren. Darüber hinaus wird die Reglerperformance für verschiedene Aktorkonfigurationen getestet und verglichen.

2.2.2 Sensorsysteme

Das D1244 ist mit mehreren Sensorsystemen ausgestattet, welche den Gebäudenzustand kontinuierlich überwachen und die Implementierung einer Regelung ermöglichen. Das hydraulische Aggregat ist mit Sensoren für die Messung des Ölstandes, der Öltemperatur und des Öldrucks ausgestattet. Basierend auf diesen Informationen wird eine Zweipunktregelung für den Versorgungsdruck implementiert, welche den sicheren Betrieb des hydraulischen Systems gewährleistet.

Des Weiteren verfügt jeder hydraulische Zylinder über zwei Sensoren zur Messung des Drucks in beiden Zylinderkammern sowie einen Wegmessgeber, der

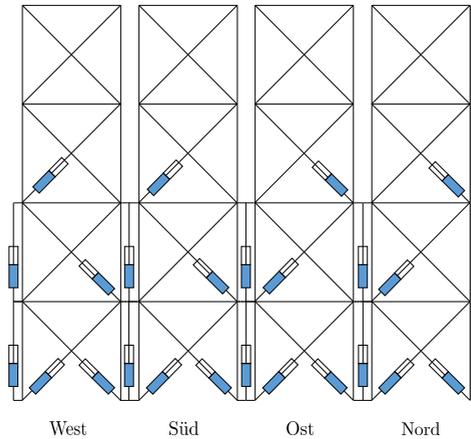


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung der Aktorpositionen im D1244. Die Aktoren in den Stützen sind parallel zu den Tragwerkelementen eingebaut, während die Diagonalen seriell aktuiert sind.

Informationen über die Kolbenverschiebung liefert (vgl. Abb. 2.5 (a)). Basierend auf diesen Daten wird eine unterlagerte Hydraulikregelung implementiert, welche die gewünschten Aktorkräfte für die übergeordnete Regelung des Gesamttragwerks stellt.

An allen vertikalen und diagonalen Tragwerkelementen sind DMS installiert (vgl. Abb. 2.5 (b)), welche auf Stahl eine sehr zuverlässige Messung der Elementdehnungen ermöglichen. Jede Stütze ist mit vier Vollbrücken ausgestattet, die jeweils vier aktive DMS enthalten. Je zwei Vollbrücken sind an angrenzenden Seiten des quadratischen Stahlprofils angebracht und messen die genaue Dehnung an vier Punkten. Über lineare Regression werden aus den vier Messungen die Längskraft sowie das Biegemoment der Stütze in zwei Raumrichtungen berechnet. Aufgrund der Bolzenverbindung übertragen die Diagonalaussteifungen kein Biegemoment auf das Tragwerk. Aus diesem Grund sind lediglich zwei DMS-Vollbrücken auf Diagonalaussteifungen angebracht. Die Längskraft der Diagonalen wird als Mittelwert beider Messungen berechnet.

Darüber hinaus ist ein optisches Messsystem am adaptiven Gebäude installiert,

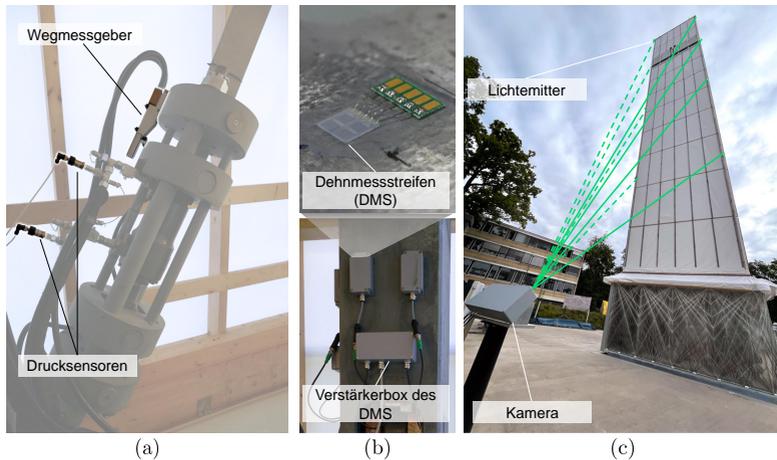


Abbildung 2.5: Sensoren am D1244: (a) Wegmessgeber zur Messung des Aktorverfahrwegs und Drucksensoren zur Erfassung der Kammerdrücke des hydraulischen Zylinders (b) Dehnmessstreifen zur Messung der Elementdehnung. (c) Optisches Messsystem zur genauen Positionsmessung, installiert am D1244. Die Kamera befindet sich auf der linken Seite, und die Emittter sind an der Fassade des Gebäudes angebracht.

welches mit Hilfe von Kameras Informationen über die 2D-Verschiebung von 16 Punkten des Tragwerks liefert, wie in Abb. 2.5 (c) dargestellt. Hierfür sind lichtemittierende Dioden (light-emitting diode, LED) am oberen Ende jedes Moduls auf zwei Tragwerksseiten angebracht. Das emittierte Licht wird von zwei Kameras erfasst, welche neben dem Gebäude positioniert sind. Unter Verwendung der Multipoint-Methode [24] wird das Signal von jedem Emitter mittels eines computergenerierten Hologramms, das vor dem Kameraobjektiv installiert ist, zu einem 3×3 -Gitter repliziert. Durch die Auswertung der Verschiebung jedes Gitterpunktes werden Fehler aufgrund von Bildrauschen und thermischem Rauschen minimiert, so dass die Knotenposition mit hoher Präzision berechnet wird [24]. Anhand der beiden Bildaufnahmen kann die zugehörige Verschiebung des Gebäudes in alle drei Raumrichtungen bestimmt werden.

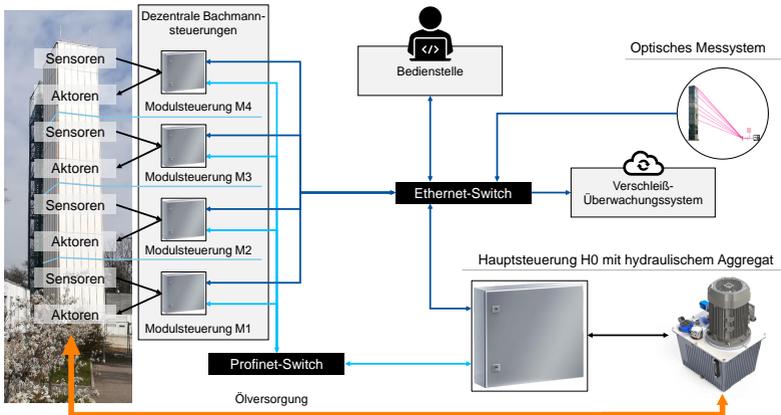


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung der Hardwarekomponenten und des Kommunikationsnetzwerks des D1244. Das Gebäude ist in vier Module unterteilt, die jeweils über eine Steuerung verfügen. Die Steuerungen tauschen Daten mit dem Überwachungssystem des strukturellen Verschleißes sowie mit dem optischen Messsystem über Ethernet aus (-). Alle Steuereinheiten kommunizieren untereinander über Profinet (-). Die Versorgung mit hydraulischem Öl ist in orange dargestellt.

2.2.3 Hardware und Kommunikationsnetzwerke

Der Betrieb adaptiver Gebäude erfordert die Entwicklung eines Automatisierungskonzeptes, welches die Kommunikationswege zwischen den einzelnen Komponenten definiert. Die Kommunikationsnetzwerk des D1244 ist in Abb. 2.6 dargestellt.

Um die große Menge an Sensorinformationen zu verarbeiten und die Aktoren anzusteuern, ist im D1244 eine dezentrale Hardware-Architektur implementiert. Dadurch wird die Fehlertoleranz des Systems erhöht und der Verkabelungsaufwand reduziert. Darüber hinaus wird die Rechenleistung für die Verarbeitung aller Daten auf vier speicherprogrammierbare Steuerungen (programmable logic controller, SPS) verteilt, je eine in jedem Tragwerksmodul. Für die lokalen

Steuereinheiten der einzelnen Module (M1, M2, M3, M4) werden Bachmann-Steuerungen MC205 eingesetzt, deren ausführliche Spezifikationen im Anhang A angegeben sind. Diese sammeln die Informationen der lokalen Sensoren und berechnen die Eingangssignale für die Aktoren im Rahmen der unterlagerten Kraft-Folgeregelung.

Die Drucksensoren sowie die DMS-Verstärker sind direkt mit einem Analog-Digital-Wandler der Modulsteuereinheit verbunden. Die Messungen der Wegmessgeber, welche an den Aktoren angebracht sind, werden über einen Controller-Area-Network-(CAN-)Bus an die Modulsteuerung gesendet. Basierend auf den erfassten Sensorsignalen wird eine unterlagerte Kraftregelung für jedes Modul implementiert. Durch die Kraftregelung wird gewährleistet, dass die aufgebrachten Aktorkräfte den von der überlagerten Regelung geforderten Sollkräften entsprechen.

Alle Kommunikationswege zwischen den Steuereinheiten der einzelnen Module und den weiteren Netzwerkkomponenten werden über Ethernet realisiert. Ethernet ermöglicht eine schnelle, sichere und zuverlässige Übertragung großer Datenmengen. Die Sensordaten der Module sowie des optischen Messsystems werden mittels User Datagram Protocol (UDP) über Ethernet an das Verschleiß-Überwachungssystem übertragen, welches den Verschleiß der Tragwerkselemente schätzt.³

Die Bedienstelle befindet sich in einem Container neben dem Gebäude und enthält eine Matlab/Simulink-Schnittstelle, die für die Implementierung der Regelstrategien verwendet wird. Die Kommunikation zwischen der Bedienstelle und der Hauptsteuerung erfolgt über ein TCP/IP-Protokoll, welches eine zuverlässige Verbindung gewährleistet. Darüber hinaus steuert die Hauptsteuerung das hydraulische Aggregat an.

Die Übertragung von Sensordaten sowie von Signalen zur Aktoransteuerung zwischen der Modulsteuerungen (M1 bis M4) und der Hauptsteuerung H0 wird über Profinet via Ethernet realisiert, wie in hellblau in Abb. 2.6 dargestellt. Basierend auf den gesammelten Sensordaten aller Module wird auf der Hauptsteuerung eine Regelstrategie zur statischen Lastkompensation und

³ Die Datenübertragung mittels eines UDP-Multicast-Protokolls ermöglicht besonders hohe Übertragungsraten sowie Datenempfang auf mehreren Geräten, enthält jedoch keine Datenkorrektur.

Schwingungsdämpfung implementiert. Dank des Echtzeitbetriebs und der hohen Datenkapazität von Profinet ist der zuverlässige Betrieb der unterlagerten und überlagerten Regelung gewährleistet.

2.2.4 Software und Regelungsarchitektur

Die Regelung des adaptiven Gebäudes D1244 besteht aus drei Komponenten:

- einer Pumpenregelung, welche den sicheren Betrieb des Hydraulikaggregats überwacht;
- einer unterlagerten Kraft-Folgeregelung, welche die Ventilstellung der Hydraulikzylinder berechnet, um die gewünschten Aktorkräfte sicherzustellen;
- einer überlagerten Regelung, welche die notwendigen Aktorkräfte berechnet, um externe Störungen zu kompensieren.

Die Pumpenregelung sowie die überlagerte Regelung laufen auf der Hauptsteuerung, während die unterlagerte Kraft-Folgeregelung dezentral auf der Steuereinheit jedes Moduls abläuft. Die drei Komponenten der Regelarchitektur werden in den folgenden Abschnitten beschrieben und sind schematisch in Abb. 2.7 dargestellt.

2.2.4.1 Pumpenregelung

Die Pumpenregelung der hydraulischen Axialkolbenpumpe ohne Schwenkwinkelverstellung ist es, den sicheren Betrieb des Hydrauliksystems zu gewährleisten. Dafür werden die Sensorsignale y_{pump} des Hydraulikaggregats überwacht. Im Fall einer diagnostizierten Fehlfunktion wird die Pumpe ausgeschaltet.

Die erste Sicherheitsfunktion der Pumpenregelung ist die Überwachung des Ölstands im Tank. Wenn dieser außerhalb eines vordefinierten Bereichs liegt, könnte eine Ölleckage aufgetreten sein, und das System wird sofort abgeschaltet. Diese Funktion wird zusätzlich durch die Informationen des Drucksensors unterstützt, da eine Leckage auch einen schnellen Druckabfall verursacht. Die zweite Sicherheitsaufgabe ist die Überwachung der Öltemperatur, da zu hohe Temperaturen zum Ausfall hydraulischer Komponenten führen.

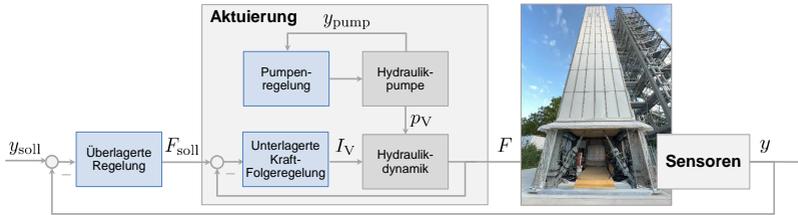


Abbildung 2.7: Blockschaltbild der Regelung des adaptiven Gebäudes D1244.

Des Weiteren wird der Versorgungsdruck p_V mithilfe eines Zweipunktreglers mit einem Hysteresefenster von 60 bar eingestellt. Die Pumpe dient zum initialen Druckaufbau in der Hochdruckleitung und zum Befüllen der vorgespannten Blasenspeicher mit hydraulischem Öl. Nach Erreichen des erforderlichen Arbeitsdrucks von 330 bar wird die Pumpe abgeschaltet und der Betrieb der Aktoren wird über die Druckspeicher aufrechterhalten. Die Pumpe wird dann eingeschaltet, um den Druck im System wieder aufzubauen, wenn der gemessene Öldruck unter 270 bar fällt.

Die Pumpensteuerung läuft auf der Hauptsteuerung mit einer Frequenz von 1 Hz. Damit bleibt auf der Hauptsteuerung ausreichend Rechenleistung frei, damit die überlagerte Regelung parallel ausgeführt werden kann.

2.2.4.2 Überlagerte Regelung

Die zwei Hauptregelziele bei adaptiven Gebäuden sind die Kompensation von statischen Lasten [91] und die Dämpfung von Schwingungen [18]. Die dafür entworfene Regelung (vgl. Kapitel 5) ist in Matlab/Simulink implementiert und für die Hauptsteuerung H0 kompiliert, worauf sie mit einer Frequenz von 20 Hz ausgeführt wird. Die Sensorsignale y der DMS, Wegmessgeber und des optischen Messsystems werden über Profinet ausgetauscht und zur Schätzung des aktuellen Tragwerkszustands sowie der aufs Gebäude wirkenden Störgrößen verwendet. Mittels einer Regelstrategie werden die gewünschten Aktorkräfte F_{soll} berechnet, um die geschätzten Störungen zu kompensieren und das Gebäude in einen gewünschten Zustand y_{soll} zu bringen. Die gewünschten Aktorkräfte

werden über Profinet an die Steuereinheit jedes Moduls (M1 bis M4) versendet und dienen als Referenzgröße für die unterlagerte Kraft-Folgeregelung.

2.2.4.3 Unterlagerte Kraft-Folgeregelung

Der Ölzufluss der Hydraulikzylinder wird durch bidirektionale Regelventile gesteuert. Aufgrund von Leckage erfordert das Sicherstellen einer Sollkraft F_{soll} , welche von der überlagerten Regelung vorgegeben wird, eine unterlagerte Kraft-Folgeregelung. Letztere berechnet die notwendige Ventilstellung, die dem aktuellen Strom I_V entspricht, in Abhängigkeit vom Unterschied zwischen der gewünschten und der gemessenen Kraft, wie in Abb. 2.7 dargestellt. Auf den Reglerentwurf wird in Kapitel 4 genauer eingegangen.

Die unterlagerte Kraft-Folgeregelung läuft dezentral auf den Modulsteuerungen (M1 bis M4) mit einer Frequenz von 100 Hz. Somit wird sichergestellt, dass die Aktorkräfte ausreichend schnell eingestellt werden, bevor die nächste gewünschte Kraft aus der überlagerten Regelung übermittelt wird. Jede dezentrale Regelung verwendet die Druck- und Positionssensoren der Aktoren innerhalb ihres Moduls, um die aktuelle Zylinderkraft zu berechnen.

Die Dezentralisierung der Kraft-Folgeregelung reduziert den Rechenaufwand für jede Steuereinheit und erlaubt eine höhere Abtastrate. Darüber hinaus ermöglicht sie im Fall eines Ausfalls der Steuereinheit die Umverteilung des Regelzieles auf die verbleibenden Steuerungen und erhöht somit die Robustheit des Systems gegen Komponentenausfall.

2.2.5 Verschleiß-Überwachungssystem

Sicherheit und Bewohnerakzeptanz sind entscheidende Voraussetzungen für den Einsatz von adaptiven Tragwerken. Eine Notfallstromversorgung gewährleistet den nahezu kontinuierlichen Betrieb des Gebäudes im Falle eines Stromausfalls. Während kurze Unterbrechungen der Regelung im Betrieb die strukturelle Sicherheit nicht beeinträchtigen, können sie zu Überschreitungen der tolerierbaren Verformungen des Gebäudes führen und dadurch den Verschleiß bestimmter Bauteile erhöhen. Um alle im Gebäude auftretenden Belastungen zu berücksichtigen, wird ein Verschleiß-Überwachungssystem am D1244 implementiert.

Anhand der DMS werden, wie in Abschnitt 2.2.2 beschrieben, die Längskräfte und Biegemomente sowie die resultierenden Spannungen in den Bauteilen berechnet. Durch die Analyse der Elementspannungen im Zeitverlauf mithilfe der Rainflow-Zählung [43] werden die Anzahl der Belastungszyklen und ihre Amplituden ermittelt. Die Auslegungsstatik legt die zulässigen Schwingspiele für zwei diskrete Spannungsniveaus fest. Diese Werte werden als Basis für eine Wöhlerkurve genutzt, welche die Anzahl der ertragbaren Schwingspiele eines Materials abhängig von der aufgebrachten Spannungsamplitude vorgibt [25]. Durch die Schadensakkumulation wird der Verschleiß der Tragwerkselemente bzw. deren Restlebensdauer geschätzt.

Ein entscheidendes Ziel der Überwachungssysteme besteht darin, die verbleibende Lebenserwartung von Bauteilen vorherzusagen, um idealerweise rechtzeitig, aber nicht zu früh vor dem erwarteten Ausfall Wartungsarbeiten durchzuführen. Basierend auf den Verschleißinformationen kann die Regelung angepasst werden. Stark abgenutzte Elemente sollen weniger stark beansprucht werden, um ihre Lebensdauer zu verlängern. Elemente, die bald ausgetauscht werden sollen, sind stärker zu nutzen, um ihre restliche Kapazität besser auszuschöpfen [14]. Eine verschleißorientierte Regelstrategie wird in Abschnitt 5.4 beschrieben.

Modellierung adaptiver Tragwerke

3

Dieses Kapitel widmet sich der Herleitung von Modellen adaptiver Gebäude, die das dynamische Verhalten des Tragwerks unter Einwirkung der Aktorkräfte und externer Störungen beschreiben. Die dominante Dynamik eines Tragwerks kann mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) als ein System linearer mechanischer Gleichungen zweiter Ordnung beschrieben werden, wie im Abschnitt 3.1 vorgestellt. Durch den Einsatz der im Leichtbau verbreiteten druckschlaffen Elemente zur Aussteifung des Tragwerks gegen horizontale Lasten werden nichtlineare Effekte in das Systemverhalten eingebracht. Die daraus resultierenden Nichtlinearitäten der Dynamik werden im Abschnitt 3.2 beschrieben. Um die hergeleiteten Modelle für den Reglerentwurf in Kapitel 5 einsetzen zu können, werden sowohl für das lineare als auch für das nichtlineare Modell Ordnungsreduktionsverfahren eingesetzt.

In vorherigen Arbeiten des SFB 1244 wurde gezeigt, dass das nichtlineare Tragwerksverhalten für Tragwerkstopologien mit symmetrisch verteilten Nichtlinearitäten linear approximiert werden kann [26]. Die dafür verwendete Approximationsmethode basiert auf der Hauptkomponentenanalyse (proper orthogonal decomposition, POD). In dieser Arbeit wird untersucht, ob die Methode der POD eine ausreichende Approximation eines Tragwerks mit asymmetrisch verteilten lokalen Nichtlinearitäten bietet. Dabei wird untersucht, ob das globale Ein-/Ausgangs-Verhalten dieser Tragwerke trotz der lokal starken Nichtlinearitäten mit akzeptablem Fehler linear approximiert werden kann.

Schließlich wird in Abschnitt 3.3 Wind mit variabler Windgeschwindigkeit und -richtung als beispielhafte externe Störung modelliert. Das Windmodell wird zum Testen der entworfenen Regelstrategien in Kapitel 5 angewandt.

3.1 Lineare Tragwerke

In diesem Abschnitt wird ein lineares Modell zur Beschreibung der dominanten Tragwerksdynamik eines adaptiven Gebäudes hergeleitet. Dabei wird ein linear-elastisches Elementverhalten angenommen, sodass alle Tragwerkelemente sowohl Zug- als auch Druckkräfte aufnehmen können.

Adaptive Tragwerke können als durch elastische Elemente verbundene Knotenpunkte modelliert werden und weisen somit unendlich viele Freiheitsgrade (degrees of freedom, FHG) auf (vgl. Abb. 3.1). Durch eine Diskretisierung dieser Elemente mittels FEM kann ein System mechanischer Differentialgleichungen zweiter Ordnung hergeleitet werden

$$\begin{aligned} \mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{D}\dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{q}(t) &= \mathbf{F}_u\mathbf{u}(t) + \mathbf{F}_z\mathbf{z}(t), \\ t > 0, \quad \mathbf{q}(0) &= \mathbf{q}_0, \quad \dot{\mathbf{q}}(0) = \mathbf{q}_1, \end{aligned} \quad (3.1)$$

welches die Dynamik des Systems beschreibt. Der Zustandsvektor $\mathbf{q}(t) \in \mathbb{R}^n$ enthält die translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrade aller Tragwerksknoten in den drei Raumrichtungen. Dabei sind die vier Tragwerksknoten am Boden als fest eingespannt modelliert und weisen keine FHG auf. Die positiv definiten Koeffizientenmatrizen $\mathbf{M} \in \mathbb{R}^{n \times n}$ und $\mathbf{K} \in \mathbb{R}^{n \times n}$ ergeben sich direkt aus der Diskretisierung des Systems und beschreiben die Massen- und Steifigkeitsverteilung des Tragwerks. Die rechte Seite der Gleichung 3.1 beschreibt die externen Kräfte, die auf das Tragwerk wirken. Dabei repräsentiert der Systemeingang $\mathbf{u}(t) \in \mathbb{R}^m$ die Kräfte der m Aktoren und die Matrix \mathbf{F}_u deren Einleitung in das Tragwerk. Die Aktoren sind nach dem in [8] vorgestellten kraft-parallelen und kraft-seriellen Ansatz modelliert. Der Term $\mathbf{F}_z\mathbf{z}(t) \in \mathbb{R}^l$ fasst die Kräfte externer Störungen, z. B. Wind, zusammen.

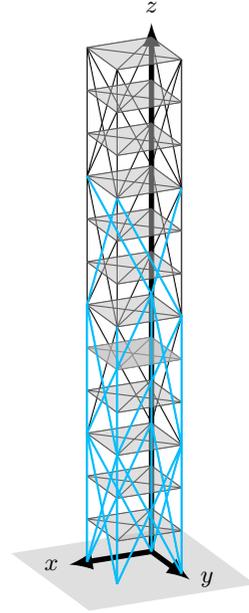


Abbildung 3.1: Schematische 3D Darstellung des Tragwerks von D1244 mit gekennzeichneten Aktoren (–).

Die Dämpfung im System $\mathbf{D} \in \mathbb{R}^{n \times n}$ ist als Rayleigh-Dämpfung modelliert und wird daher als eine Linearkombination der Massen- und Steifigkeitsmatrix berechnet

$$\mathbf{D} = \alpha_0 \mathbf{M} + \alpha_1 \mathbf{K}. \quad (3.2)$$

Die Koeffizienten α_0 und α_1 hängen von den Materialeigenschaften des Tragwerks ab und werden experimentell identifiziert oder der Literatur entnommen [26]. Unter Verwendung der Rayleigh-Dämpfung kann eine Modalanalyse des Tragwerks ohne Einschränkung der Allgemeingültigkeit am ungedämpften System ohne äußere Kräfteinwirkung

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{q}(t) = 0 \quad (3.3)$$

durchgeführt werden.

3.1.1 Sensormodelle

Wie in Abschnitt 2.2.2 beschrieben, besitzt das Hochhaus D1244 DMS zur Messung der Elementdehnungen und ein optisches Messsystem, welches die Verschiebung bestimmter Tragwerksknoten aufnimmt. Anhand dieser Messungen wird der Zustand des Tragwerks $\mathbf{q}(t)$ geschätzt und der Regelung bereitgestellt. Dieses Kapitel stellt die Modelle der Sensorsysteme vor, welche ursprünglich in [81] hergeleitet wurden.

Alle Stützen sowie alle Diagonalelemente des Hochhauses sind mit DMS ausgestattet. Unter der Annahme, dass die DMS an der neutralen Achse jedes Tragwerkselements angebracht sind, liefern sie eine Messung der relativen Dehnung jedes Elements. In der Realität wird dies durch eine Fusion der Messungen mehrerer DMS realisiert, wie in [80] beschrieben.

Im Folgenden wird ein Modell für die Messung der Elementdehnungen in der Form

$$\mathbf{y}_{\text{dms}} = \mathbf{C}_{\text{dms}}\mathbf{q}(t) \quad (3.4)$$

hergeleitet. Für das i -te Tragwerkselement, welches sich zwischen den Knoten $P_{i,1}$ und $P_{i,2}$ mit entsprechenden Positionsvektoren $\mathbf{p}_{i,1} \in \mathbb{R}^3$ und $\mathbf{p}_{i,2} \in \mathbb{R}^3$

befindet, kann die Längenänderung des Elements in Richtung $\hat{\boldsymbol{p}}_i = \boldsymbol{p}_{i,2} - \boldsymbol{p}_{i,1}$ bestimmt werden. Das führt auf den Ausgangsvektor

$$\hat{\boldsymbol{c}}_i = [\dots \quad 0 \quad -\hat{\boldsymbol{p}}_i \quad 0 \quad \dots \quad 0 \quad \hat{\boldsymbol{p}}_i \quad 0 \quad \dots], \quad (3.5)$$

wobei die Positionen der Einträge $-\hat{\boldsymbol{p}}_i$ und $\hat{\boldsymbol{p}}_i$ in \boldsymbol{c}_i den FHG der Knoten $P_{i,1}$ und $P_{i,2}$ in dem Vektor \boldsymbol{q} entspricht. Falls es keinen passenden FHG aufgrund der Festeinspannung eines Randknotens gibt, wird der Vektor entsprechend abgeschnitten [8]. Mithilfe der initialen Elementlänge kann aus der Längenänderung die Dehnung des Elements berechnet werden

$$\boldsymbol{c}_i = \frac{\hat{\boldsymbol{c}}_i}{l_{0,i}}. \quad (3.6)$$

Die Ausgangsmatrix $\boldsymbol{C}_{\text{dms}}$ wird dann aus den Ausgangsvektoren aller n_{elem} Elemente zusammengesetzt

$$\boldsymbol{C}_{\text{dms}} = [\boldsymbol{c}_1 \quad \boldsymbol{c}_2 \quad \dots \quad \boldsymbol{c}_{n_{\text{elem}}-1} \quad \boldsymbol{c}_{n_{\text{elem}}}]^T \in \mathbb{R}^{n_{\text{elem}} \times n}. \quad (3.7)$$

Im Fall seriell aktuierter Elemente kann die Dehnung des Elements direkt aus der Aktorkraft und Elementsteifigkeit berechnet werden.

Nachfolgend wird das Modell der kamera-basierten Positionsmessung in der Form

$$\boldsymbol{y}_{\text{opt}} = \boldsymbol{C}_{\text{opt}} \boldsymbol{q}(t) \quad (3.8)$$

hergeleitet. Eine schematische Darstellung des Messsystems ist in Abb. 3.2 dargestellt. Anhand des Abstandes x_k der Kamera zum Gebäude sowie der Höhe der angebrachten Emitter y_k können die Winkel α , β , γ und δ bestimmt werden. Die Kamera, die auf die in der x - z -Ebene liegende Fassadenseite gerichtet ist, kann eine Knotenverschiebung in x -Richtung eindeutig messen. Weil die dreidimensionale Verschiebung auf eine zweidimensionale Bildebene projiziert wird, kann jedoch nur eine Überlagerung der Knotenverschiebungen in y - und z -Richtung gemessen werden. Somit ergibt sich die Messmatrix $\boldsymbol{c}_{\mathcal{A}}$ für den Knoten \mathcal{A}

$$\boldsymbol{c}_{\mathcal{A}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \dots & 1 & 0 & 0 & \dots \\ \dots & 0 & \sin(\alpha) & \cos(\alpha) & \dots \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{c}_{\mathcal{A}}} \begin{bmatrix} \vdots \\ q_{\mathcal{A},x} \\ q_{\mathcal{A},y} \\ q_{\mathcal{A},z} \\ \vdots \end{bmatrix}. \quad (3.9)$$

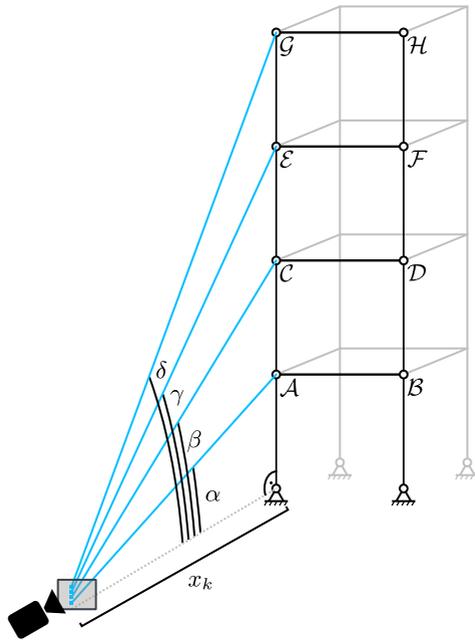


Abbildung 3.2: Schematische Darstellung des optischen Messsystems.

Entsprechend werden die Ausgangsmatrizen für die restlichen Emittermessungen unter Verwendung der Winkel β , γ und δ aufgestellt. Folglich beträgt die Messmatrix der ersten Kamera

$$\mathbf{C}_{\text{opt},1} = \begin{bmatrix} \mathbf{c}_A \\ \vdots \\ \mathbf{c}_H \end{bmatrix}. \quad (3.10)$$

Die Messmatrix der zweiten Kamera wird äquivalent hergeleitet. Das Modell

des optischen Messsystems ergibt sich dann zu

$$\mathbf{y}_{\text{opt}} = \underbrace{\begin{bmatrix} C_{\text{opt},1} \\ C_{\text{opt},2} \end{bmatrix}}_{C_{\text{opt}}} \mathbf{q}(t). \quad (3.11)$$

3.1.2 Einfluss der Diagonalevorspannung auf das Tragwerksverhalten

Das D1244 verfügt über 24 Aktoren, wobei vier parallel zu Tragwerksstützen und 16 in Serie zu Diagonalaussteifungen verbaut sind (vgl. Kapitel 2). Zur Betrachtung des passiven Tragwerks werden die kraft-parallel angebrachten Aktoren drucklos geschaltet. In die Dynamik des Systems gehen dadurch nur noch die Elementkräfte der passiven Elemente ein. Bei den seriell verbauten Aktoren entspricht die Kraft im passiven Element der Aktorkraft des im Element eingebauten Aktors. Folglich führt eine Aktorkraft von 0 kN zu einer Elementkraft von 0 kN, wodurch die Diagonalelemente nicht zur Steifigkeit des Tragwerks beitragen.

Während des Betriebs des D1244 wird das Tragwerksverhalten bei unterschiedlicher Vorspannung der Diagonalen untersucht und im Abschnitt 4.2 diskutiert. Eine Vorspannung der Diagonalen im mittleren Bereich der möglichen Aktuierungskräfte ermöglicht die Übertragung von Druckkräften durch die diagonalen Versteifungen. Dadurch wird für Druckkräfte unterhalb der Vorspannung die lokale Nichtlinearität wie in Abschnitt 3.2.1 beschrieben außer Kraft gesetzt, was zu einer Erhöhung der Gesamtsteifigkeit des Tragwerks führt. Zudem kann ein lineares Tragwerksmodell verwendet werden, was den Reglerentwurf vereinfacht. Der Vollständigkeit halber soll erwähnt werden, dass die Vorspannung als Nebeneffekt außerdem eine zusätzliche geometrische Steifigkeit in das Tragwerk einbringt, was aber gegenüber dem Effekt der ermöglichten Druckkraftübertragung vernachlässigbar ist.

Aufgrund der Vorspannung werden die Diagonalktoren parallel zum jeweiligen Element modelliert, sodass die diagonalen Versteifungen zur Gesamtsteifigkeit des Systems beitragen. Bei niedriger Vorspannung führt diese Annahme zu einem Modellfehler, der sich durch eine Überschätzung der Steifigkeit des passiven Tragwerks äußert (vgl. Abschnitt 5.1).

3.1.3 Modalanalyse

Eine Modaltransformation des Tragwerksmodells (3.1) bietet eine anschauliche Darstellung des Schwingungsverhaltens des mechanischen Systems. Das Einsetzen des harmonischen Ansatzes $\mathbf{q}(t) = \Phi e^{j\omega t}$ mit der imaginären Einheit j in das ungedämpfte System (3.3) ohne externe Anregung ($\mathbf{u}(t) = \mathbf{0}$, $\mathbf{z}(t) = \mathbf{0}$) führt auf das verallgemeinerte Eigenwertproblem

$$(\mathbf{K} - \Omega \mathbf{M}) \Phi = \mathbf{0}. \quad (3.12)$$

Die Diagonalmatrix $\Omega = \text{diag}(\omega_1^2, \dots, \omega_n^2)$ enthält die Eigenfrequenzen des Systems ω_i mit $i = 1, \dots, n$ in aufsteigender Reihenfolge. Die modale Transformationsmatrix $\Phi = [\varphi_1, \dots, \varphi_n]$ enthält spaltenweise die verallgemeinerten Eigenvektoren φ_i mit $i = 1, \dots, n$. Die Transformationsmatrix wird normiert, sodass $\Phi^T \mathbf{M} \Phi = \mathbf{I}$ gilt, wobei $\mathbf{I} \in \mathbb{R}^{n \times n}$ eine Einheitsmatrix ist.

Durch Einsetzen der Modaltransformation

$$\mathbf{q}(t) = \Phi \boldsymbol{\eta}(t) \quad (3.13)$$

mit den modalen Amplituden $\boldsymbol{\eta}(t) \in \mathbb{R}^n$ in (3.1) und Linksmultiplikation mit Φ^T resultiert die modale Darstellung des Systems

$$\begin{aligned} \Phi^T \mathbf{M} \Phi \dot{\boldsymbol{\eta}}(t) + \Phi^T \mathbf{D} \Phi \dot{\boldsymbol{\eta}}(t) + \Phi^T \mathbf{K} \Phi \boldsymbol{\eta}(t) &= \Phi^T \mathbf{F}_u \mathbf{u}(t) + \Phi^T \mathbf{F}_z \mathbf{z}(t), \\ t > 0, \quad \boldsymbol{\eta}(0) &= \Phi^{-1} \mathbf{q}_0, \quad \dot{\boldsymbol{\eta}}(0) = \Phi^{-1} \dot{\mathbf{q}}_1. \end{aligned} \quad (3.14)$$

Dabei gilt für die transformierten Matrizen:

$$\Phi^T \mathbf{M} \Phi = \mathbf{I} \in \mathbb{R}^{n \times n}, \quad (3.15)$$

$$\Phi^T \mathbf{D} \Phi = \text{diag}(\alpha_0 + \alpha_1 \omega_1^2, \dots, \alpha_0 + \alpha_1 \omega_n^2) \in \mathbb{R}^{n \times n}, \quad (3.16)$$

$$\Phi^T \mathbf{K} \Phi = \text{diag}(\omega_1^2, \dots, \omega_n^2) \in \mathbb{R}^{n \times n}. \quad (3.17)$$

Durch die Diagonalstruktur der modalen Massen- und Steifigkeitsmatrix sowie die Wahl von Rayleigh-Dämpfung ist die Dynamik der einzelnen Moden des transformierten Systems voneinander entkoppelt

$$\ddot{\eta}_i(t) + (\alpha_0 + \alpha_1 \omega_i^2) \dot{\eta}_i(t) + \omega_i^2 \eta_i(t) = \sum_{j=1}^m (\Phi^T \mathbf{F}_u)_{(i,j)} u_j(t). \quad (3.18)$$

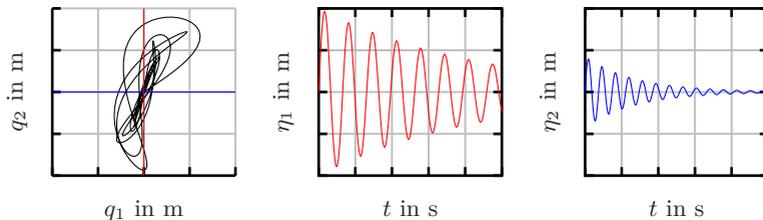


Abbildung 3.3: Beispielhafte lineare Schwingung einer Differentialgleichung (DGL) zweiter Ordnung in Verschiebungskoordinaten sowie die auf die erste Eigenmode (–) und auf die zweite Eigenmode (–) projizierte harmonische Schwingung.

Die Mode φ_i repräsentiert die Eigenschwingung zu Resonanzfrequenz ω_i des Systems. Jede Bewegung des Tragwerks kann als Überlagerung von Eigenschwingungen dargestellt werden.

Für die Bedeutung der einzelnen Eigenmoden und der dazugehörigen Eigenfrequenzen bietet sich eine anschauliche geometrische Interpretation an. In Abb. 3.3 sind exemplarisch die Verschiebungen von zwei Moden einer mechanischen Differentialgleichung (DGL) zweiter Ordnung dargestellt, welche die Dynamik von zwei überlagerten Schwingungen beschreibt. In den Verschiebungskoordinaten sind beide Schwingungen miteinander verkoppelt, sodass keine harmonische Schwingung erkennbar ist. Die Eigenmoden manifestieren sich in diesem Raum als orthogonale Ursprungsgeraden. Wird die Schwingungsbewegung auf eine dieser Geraden projiziert, resultiert daraus eine gedämpfte harmonische Schwingung, die in Richtung der Eigenmode mit entsprechender Resonanzfrequenz verläuft. Die Schwingungen in modalen Koordinaten sind voneinander entkoppelt. Außerdem ist zu erkennen, dass die erste Eigenmode die Bewegung dominiert, während die zweite Eigenmode weniger stark zur Gesamtbewegung beiträgt.

3.1.4 Modale Ordnungsreduktion

Das hergeleitete modale Modell (3.14) für die Dynamik eines adaptiven Tragwerks hat aufgrund seiner großen Anzahl an Elementen eine sehr hohe Dimen-

sion. Aufgrund der daraus resultierenden hohen Rechenzeiten ist es für den Reglerentwurf nur bedingt geeignet, da die Stellgrößen in Echtzeit berechnet werden müssen. Darüber hinaus ist die Bandbreite der integrierten Hydraulikaktoren begrenzt, so dass diese nur Moden unterhalb ihrer Grenzfrequenz effektiv dämpfen können. Jedoch zeigt der Lehr'sche Dämpfungsgrad der entkoppelten linearen Schwingungs-DGL (3.18)

$$\zeta_i = \frac{1}{2} \left(\frac{\alpha_0}{\omega_i} + \alpha_1 \omega_i \right), \quad (3.19)$$

dass für steigende Eigenfrequenz ω_i die natürliche Dämpfung der einzelnen Eigenmoden ansteigt. Somit bedeutet eine Ordnungsreduktion des Tragwerksmodells auf niederfrequente Moden keine wesentliche Einschränkung für die Performance des geschlossenen Kreises, solange die reduzierten Moden stabil sind.

Um ein geeignetes Reglerentwurfsmodell herzuleiten, wird daher das System (3.14) auf die ersten $n_r < n$ Schwingungsmoden modal reduziert. Dafür wird mit Hilfe der ersten n_r Spalten der Matrix Φ eine reduzierte Transformationsmatrix $\tilde{\Phi} = [\varphi_1, \dots, \varphi_{n_r}] \in \mathbb{R}^{n \times n_r}$ definiert und auf System (3.1) angewandt. Somit ergibt sich das modal-reduzierte dynamische Tragwerksmodell

$$\begin{aligned} \ddot{\tilde{\eta}}(t) + \tilde{D}\dot{\tilde{\eta}}(t) + \tilde{K}\tilde{\eta}(t) &= \tilde{F}_u u(t) + \tilde{F}_z z(t), \quad t > 0 \\ \tilde{\eta}(0) &= \tilde{\Phi}^+ q_0, \quad \dot{\tilde{\eta}}(0) = \tilde{\Phi}^+ q_1. \end{aligned} \quad (3.20)$$

Dabei enthält $\tilde{\eta}(t)$ die modalen Amplituden der ersten n_r Eigenmoden des Tragwerks. Die modal-reduzierten Systemmatrizen $\tilde{D} \in \mathbb{R}^{n_r \times n_r}$ und $\tilde{K} \in \mathbb{R}^{n_r \times n_r}$ werden analog zu (3.16) und (3.17) aufgestellt, während die reduzierten Einflussmatrizen der Aktoren und der Störung mit $\tilde{F}_u = \tilde{\Phi}^\top F_u$ und $\tilde{F}_z = \tilde{\Phi}^\top F_z$ bestimmt werden. Da die modal-reduzierte Transformationsmatrix $\tilde{\Phi}$ nicht quadratisch ist, erfolgt die Rücktransformation in Verschiebungskordinaten mit der Moore-Penrose-Inversen $\tilde{\Phi}^+ \in \mathbb{R}^{n_r \times n}$.

Schließlich wird mit Hilfe des Zustandsvektors $\xi(t) = [\tilde{\eta}(t)^\top \quad \dot{\tilde{\eta}}(t)^\top]^\top \in \mathbb{R}^{2n_r \times 1}$

System (3.20) in die Zustandsraumdarstellung überführt

$$\begin{aligned} \dot{\xi}(t) &= \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\tilde{\mathbf{K}} & -\tilde{\mathbf{D}} \end{bmatrix}}_{=:A} \xi(t) + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \tilde{\mathbf{F}}_u \end{bmatrix}}_{=:B} u(t) + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \tilde{\mathbf{F}}_z \end{bmatrix}}_{=:E} z(t), \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{C}\xi(t), \quad t > 0, \\ \xi(0) &= \xi_0. \end{aligned} \tag{3.21}$$

Die Ausgangsmatrix \mathbf{C} wird gemäß der vorhandenen Messwerten bestimmt (vgl. Kapitel 3.1.1). Das lineare, modal-reduzierte Modell (3.21) bildet die Dynamik der ersten n_r Schwingungsmoden des Tragwerks ab und wird in Abschnitt 5.2 zum Reglerentwurf verwendet.

3.1.5 Modellidentifikation

Im Bauingenieurwesen werden Bauteile aufgrund ihrer Größe mit höheren Toleranzen gefertigt als im klassischen Maschinenbau. Folglich kann sich das Verhalten eines realen Tragwerks deutlich von dem eines geplanten Tragwerks unterscheiden. Des Weiteren werden bei der Modellbildung idealisierende Annahmen getroffen, um Reglerentwurfsmodelle mit geeigneter Dimension herzuleiten. Aus diesem Grund ist die experimentelle Identifikation eines analytisch hergeleiteten Tragwerksmodells von besonderer Bedeutung, um ein möglichst genaues Modell für den Beobachter- und Reglerentwurf zu erhalten. Für das Hochhaus D1244 wird ein modales Modell mit drei Moden wie in (3.14) identifiziert. Dieses bietet eine anschauliche Repräsentation des relevanten Schwingungsverhaltens und ist entsprechend besonders geeignet für den Reglerentwurf einer aktiven Schwingungsdämpfung. Eine alternative Vorgehensweise ist die Herleitung eines parametrisch reduzierten Modells wie in [89] beschrieben.

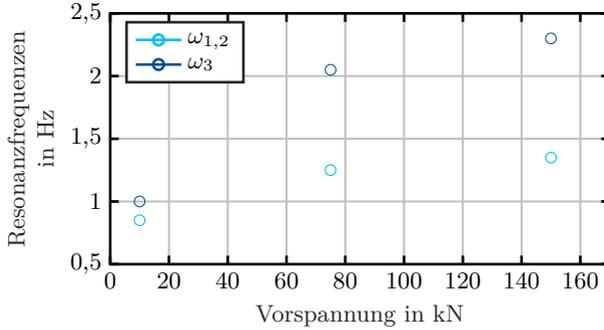


Abbildung 3.4: Identifizierte Resonanzfrequenzen des adaptiven Tragwerks D1244 in Abhängigkeit der Diagonenvorspannung.

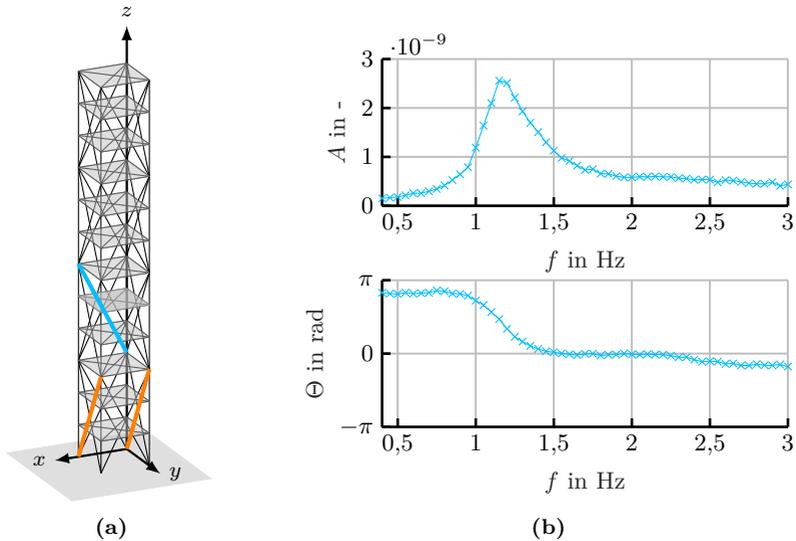


Abbildung 3.5: (a) Aktoren zur Anregung der ersten Eigenmode ($-$) und als Ausgang ausgewertete Dehnungsmessung ($-$) (b) Amplitudenverstärkung A und Phasenverschiebung Θ zwischen der Eingangskraft eines der Anregungsaktoren als Eingang und Elementdehnung als Ausgang.

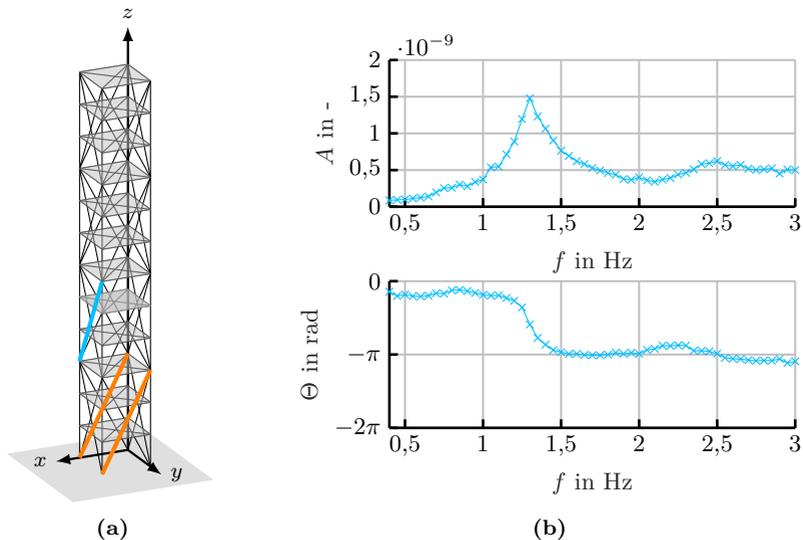


Abbildung 3.6: (a) Aktoren zur Anregung der zweiten Eigenmode (—) und als Ausgang ausgewertete Dehnungsmessung (---) (b) Amplitudenverstärkung A und Phasenverschiebung Θ zwischen der Eingangskraft eines der Anregungsaktoren als Eingang und Elementdehnung als Ausgang.

Im ersten Schritt des Identifikationsprozesses werden die Resonanzfrequenzen des Hochhauses identifiziert. Dafür wird das Tragwerk mittels eines Teils der Aktoren mit einem gestuften Sinussignal angeregt. Hierbei werden zur Anregung der Biegemoden zwei Diagonale verwendet (vgl. Abb. 3.5a und Abb. 3.6a), während die Torsionsmode mithilfe von vier Diagonalen angeregt wird (vgl. Abb. 3.7a). Das Eingangskraftsignal besteht aus mehreren sinusförmigen Anregungen mit einer Frequenz, die stufenweise von 0,1 Hz bis 3 Hz in 0,05 Hz Schritten ansteigt. Zwischen den einzelnen Frequenzen wird die Anregung für einige Sekunden unterbrochen, sodass keine Überlagerung der Systemantworten mehrerer Anregungen entsteht. Zudem wird bei jeder Frequenz eine Einschwingzeit von 1 s abgewartet, um den Einfluss transientser Terme auf die Messung der DMS Ausgänge zu minimieren.

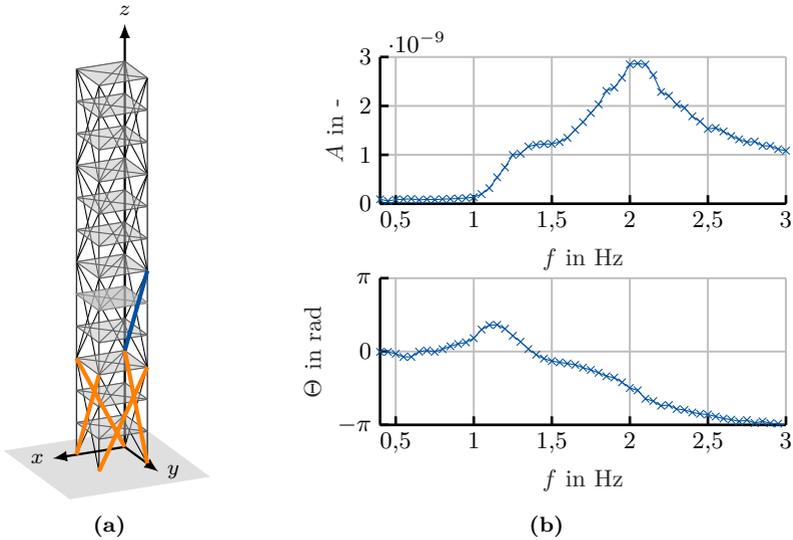


Abbildung 3.7: (a) Aktoren zur Anregung der zweiten Eigenmode (—) und als Ausgang ausgewertete Dehnungsmessung (—) (b) Amplitudenverstärkung A und Phasenverschiebung Θ zwischen der Eingangskraft eines der Anregungsaktoren als Eingang und Elementdehnung als Ausgang.

Wie bereits in Kapitel 3.1.2 erläutert, hat die Vorspannung der aktiven Diagonalen einen großen Einfluss auf das Tragwerksverhalten. Eine größere Vorspannung führt zur Erhöhung der geometrischen Steifigkeit des Tragwerks. Folglich sind die identifizierten Resonanzfrequenzen höher, wie in Abb. 3.4 abgebildet. Im Weiteren wird die Messreihe ausgewertet, bei welcher die Diagonalaussteifungen eine Vorspannung von 75 kN besitzen. Mittels orthogonaler Korrelation [34] wird die Verstärkung und die Phasenverschiebung zwischen Ein- und Ausgang dieser Messreihe berechnet und in einem Bode-Diagramm für jede der ersten drei Resonanzfrequenzen eingetragen. Die Abbildungen 3.5b, 3.6b, 3.7b zeigen die Bode-Diagramme für ein beispielhaftes Ein-/Ausgangspaar für jede Messreihe. Dabei repräsentiert der Eingang die Aktorkraft einer der zur Anregung eingesetzten Aktoren, während als Ausgang die Dehnungsmessung eines Ele-

ments verwendet wird, welches eine hohe Sensitivität für die angeregte Mode besitzt. Aufgrund der Symmetrie des Tragwerks haben die ersten zwei Moden die gleiche Resonanzfrequenz von 1,2 Hz (vgl. Abb. 3.5b und Abb. 3.6b). Die dritte Resonanzfrequenz liegt bei 2,1 Hz (vgl. Abb. 3.7b).

Im zweiten Schritt werden die Modenformen identifiziert. Zu diesem Zweck wird das Tragwerk mittels zwei bzw. vier Diagonalaktoren zur Biegung und zur Torsion angeregt. Aus den gemessenen DMS-Signalen wird die Verformung des Tragwerks berechnet und in einer Messmatrix eingetragen. Durch Singulärwertzerlegung dieser Messmatrix werden die Modenformen des Systems berechnet. Diese sind in Abb. 3.8 dargestellt. Entgegen der erwarteten Biegung des Tragwerks in eine Richtung zeigt die Biegelinie der ersten zwei identifizierten Eigenmoden im Bereich des ersten Tragwerksmoduls einen Ausschlag in die entgegengesetzte Richtung. Diese Abweichung ist auf die im ersten Modul verwendete Aktuierung zur Anregung zurückzuführen.

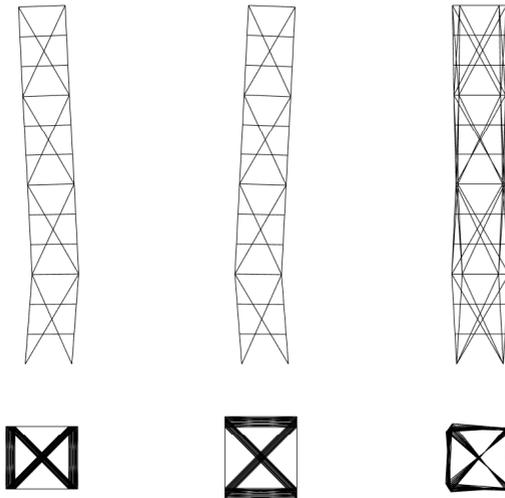


Abbildung 3.8: Formen der drei identifizierten Eigenmoden.

3.2 Nichtlineare Tragwerke

Der Einsatz von Diagonalaussteifungen aus Flachstahl ermöglicht eine große Materialersparnis und findet deswegen breite Anwendung im Leichtbau. Solche Aussteifungen können jedoch nur Zugkräfte aufnehmen und geben unter Druckbelastung nach, was zu einem nichtlinearen Kraftverlauf führt. Dieses Kapitel stellt die Modellierung solcher lokaler Nichtlinearitäten vor.

Dabei wird neben dem in Kapitel 2 vorgestellten Tragwerk, bei dem alle Diagonalen nur Zugkräfte aufnehmen können, auch ein Tragwerk mit asymmetrisch verteilten Diagonalaussteifungen aus Flachstahl modelliert. Eine schematische Darstellung beider Tragwerke ist in Abb. 3.10 zu sehen. Das Schwingungsverhalten der hergeleiteten nichtlinearen Modelle beider Tragwerke wird nachfolgend mittels Hauptkomponentenanalyse untersucht und mit dem Verhalten des linearen Modells verglichen.

3.2.1 Modellierung der lokalen Nichtlinearitäten

Die Steifigkeit eines Flachstahl-Diagonalelements ist vernachlässigbar, wenn es unter Druck steht. Entsprechend wird die Steifigkeit solcher Tragwerkselemente als stückweise linear

$$k_i(\Delta l_i) = \begin{cases} k_i & \Delta l_i \geq 0, \\ 0 & \Delta l_i < 0, \end{cases} \quad (3.22)$$

modelliert [90]. Die virtuelle Längung Δl_i des Elements i wird linear approximiert als

$$\Delta l_i = c_i \mathbf{q}, \quad (3.23)$$

wobei c_i nach Gleichung (3.6) berechnet wird. Im Folgenden wird eine Diagonale als gespannt oder schlaff bezeichnet, wenn $\Delta l_i \geq 0$ bzw. $\Delta l_i < 0$ ist. Basierend auf der Längenänderungen Δl_i wird die Steifigkeit $k_i(\Delta l_i)$ jedes Elements bestimmt und in der Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} des Systems eingetragen. Somit ergibt sich eine zustandsabhängige Steifigkeitsmatrix $\mathbf{K}(\mathbf{q}(t))$. Aufgrund der Annahme einer Rayleigh-Dämpfung ist die Dämpfungsmatrix

$$\mathbf{D}(\mathbf{q}(t)) = \alpha_0 \mathbf{M} + \alpha_1 \mathbf{K}(\mathbf{q}(t)) \quad (3.24)$$

des nichtlinearen Modells zustandsabhängig.

Somit ergibt sich die Bewegungsgleichung

$$\begin{aligned} M\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{D}(\mathbf{q}(t))\dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K}(\mathbf{q}(t))\mathbf{q}(t) &= \mathbf{F}_u\mathbf{u}(t) + \mathbf{F}_z\mathbf{z}(t), \\ t > 0, \quad \mathbf{q}(0) &= \mathbf{q}_0, \quad \dot{\mathbf{q}}(0) = \mathbf{q}_1, \end{aligned} \quad (3.25)$$

welche die nichtlinearen Tragwerksdynamik mit Nur-Zug-Elementen beschreibt. Hierbei weist $\mathbf{K}(\mathbf{q}(t))$ schaltendes Verhalten auf. Da die Umschaltung jedoch für $\mathbf{q} = \mathbf{0}$ erfolgt ist die DGL (3.25) stetig und somit lösbar. Mithilfe des Zustandsvektors $\mathbf{x} = [\mathbf{q}(t)^\top \ \dot{\mathbf{q}}(t)^\top]^\top \in \mathbb{R}^{2n \times 1}$ wird das nichtlineare Systemmodell (3.25) in die Zustandsraumdarstellung

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) &= \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -M^{-1}\mathbf{K}(\mathbf{q}(t)) & -M^{-1}\mathbf{D}(\mathbf{q}(t)) \end{bmatrix}}_{=: \mathbf{A}(\mathbf{x}(t))} \mathbf{x}(t) \\ &+ \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ M^{-1}\mathbf{F}_u \end{bmatrix}}_{=: \mathbf{B}} \mathbf{u}(t) + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ M^{-1}\mathbf{F}_z \end{bmatrix}}_{=: \mathbf{E}} \mathbf{z}(t), \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{C}\mathbf{x}(t), \quad t > 0, \\ \mathbf{x}(0) &= \mathbf{x}_0 \end{aligned} \quad (3.26)$$

mit der zustandsabhängigen Systemmatrix $\mathbf{A}(\mathbf{x}(t))$ überführt. Dieses Modell ist näher am realen Tragwerksverhalten und wird daher in Abschnitt 5.2 als Simulationsmodell zum Testen der Reglerperformance für unterschiedliche Regelungsstrategien verwendet.

3.2.2 Hauptkomponentenanalyse

In Kapitel 3.1.4 wurde die modale Ordnungsreduktion als Methode zur Herleitung geeigneter Reglerentwurfsmodelle linearer Systeme eingeführt. Diese ist jedoch auf nichtlineare Systeme nicht anwendbar. Eine Möglichkeit für die Ordnungsreduktion des nichtlinearen Modells (3.26) ist die Linearisierung des Modells um eine Ruhelage $(\bar{\mathbf{x}}, \bar{\mathbf{u}})$ und die anschließende modale Ordnungsreduktion des linearisierten Modells. In diesem Fall gelten jedoch die berechneten

Moden nur im Umfeld der Ruhelage. Des Weiteren ist eine Linearisierung um den optimal ausgeregelten Zustand $(\mathbf{0}, \mathbf{0})$ nicht möglich, da das Modell aufgrund des Schaltverhaltens der druckschlaffen Diagonalen an diesem Punkt nicht stetig differenzierbar ist.

Wagner et al. [26] stellt eine alternative Methode zur Ordnungsreduktion nichtlinearer Tragwerke vor. Diese basiert auf der aus der Statistik bekannten Hauptkomponentenanalyse (principal component analysis, PCA) [31], welche im Bauingenieurwesen als POD bezeichnet wird. Dabei wird eine optimale lineare Approximation des nichtlinearen Verhaltens gefunden. Hierbei werden hochdimensionale Daten eines nichtlinearen Modells auf niedrigdimensionale Räume projiziert, um die dominante Dynamik des Systems zu erhalten. Anders als bei der modalen Ordnungsreduktion, welche analytisch gelöst wird, beruht die POD auf Messdaten, welche das Verhalten des Tragwerks umfangreich widerspiegeln [21, 39]. Dabei spielt die Wahl des Anregungssignals eine große Rolle.

Um die notwendigen Daten für die POD zu generieren, wird jedes der n_{elem} Elemente des Tragwerks (3.25) als parallel integrierter Aktor modelliert und zunächst mit einem Chirp-Signal

$$u(t) = A_0 \sin(2\pi(f_0 + \beta t)t) \quad \text{mit} \quad \beta = \frac{f_1 - f_0}{t_{\text{sim}}} \quad (3.27)$$

beaufschlagt. Das Chirp-Signal besitzt eine Anfangsfrequenz $f_0 = 0,1$ Hz und einer Endfrequenz $f_1 = 20$ Hz sowie eine Amplitude $A_0 = 1000$ kN. Somit enthalten die Simulationsdaten Informationen über das Systemverhalten in dem Frequenzband, welches aufgrund der beschränkten Bandbreite der Aktoren für den Reglerentwurf am relevantesten ist. Nachfolgend wird jedes Element mit weißem Rauschen mit einer Varianz $\sigma = 1000$ kN über die Zeit t_{sim} angeregt. Weißes Rauschen ist ein stochastisches Anregungssignal, dessen spektrale Leistungsdichte über alle Frequenzen konstant ist und somit Informationen über das Schwingungsverhalten des Systems über das gesamte Frequenzspektrum liefert.

Der Vektor der Knotenverschiebungen $\mathbf{q}(t)$ wird mit 100 Hz abgetastet und in die Datenmatrix

$$\mathbf{X} = [\mathbf{q}_1, \dots, \mathbf{q}_L] \in \mathbb{R}^{n \times L} \quad (3.28)$$

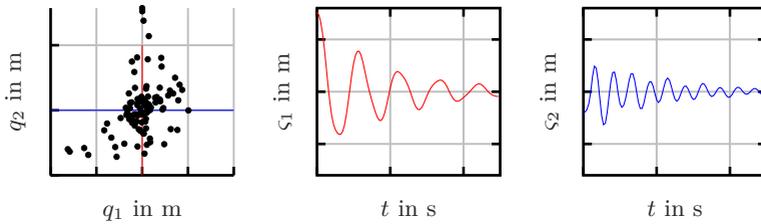


Abbildung 3.9: Beispielhafte nichtlineare Schwingung einer DGL zweiter Ordnung in Verschiebungskoordinaten sowie ihre Projektion auf die erste Hauptkomponente (–) und auf die zweite Hauptkomponente (–).

eingetragen, wobei sich die Dimension L aus der Anzahl der Tragwerkselementen und der Datenpunkte der Simulation $N = t_{\text{sim}} \cdot 100 \text{ Hz}$ zu $L = 2 n_{\text{elem}} N$ ergibt. Somit repräsentiert eine Zeile der Datenmatrix die abgetastete Zeitreihe eines DOF des Tragwerks für die unterschiedlichen Anregungen, während eine Spalte den gesamten Zustandsvektor zu einem bestimmten Zeitpunkt darstellt.

Eine Singulärwertzerlegung der Datenmatrix

$$\mathbf{X} = \mathbf{V}\mathbf{\Sigma}\mathbf{W}^T \quad (3.29)$$

führt unter der Voraussetzung $L > n$ auf die Matrizen $\mathbf{V} \in \mathbb{R}^{n \times n}$, $\mathbf{\Sigma} \in \mathbb{R}^{n \times n}$ und $\mathbf{W} \in \mathbb{R}^{L \times n}$. Die Spalten der orthogonalen Hauptkomponentenmatrix $\mathbf{V} = [\mathbf{v}_1, \dots, \mathbf{v}_n]$ sind die linken Singulärvektoren der Datenmatrix, welche auch Hauptkomponenten genannt werden. Sie werden normiert, sodass $\mathbf{v}_i^T \mathbf{M} \mathbf{v}_i = 1$ für alle $i = 1, \dots, n$ gilt. Dabei sind die Hauptkomponenten paarweise orthogonal und bilden eine Basis des \mathbb{R}^n . Die Hauptkomponenten können als Moden des nichtlinearen Tragwerks gedeutet werden.

Die diagonale Matrix $\mathbf{\Sigma} = \text{diag}(\sigma_1^2, \dots, \sigma_n^2)$ enthält die Singulärwerte der Datenmatrix \mathbf{X} in absteigender Größe. Dabei gibt der Singulärwert σ_i^2 die Varianz der i -ten Hauptkomponente an. Eine hohe Varianz deutet auf eine hohe Amplitude und entsprechend eine starke Ausprägung der jeweiligen Hauptkomponente in den Daten hin. Somit hat diese Hauptkomponente eine hohe Relevanz für das dynamische Verhalten des nichtlinearen Tragwerks. Im Vergleich zu den Eigenmoden bei linearen Systemen sind Hauptkomponenten eines nichtlinearen Systems nicht zwingend entkoppelt und schwingen nicht harmonisch.

In Abb. 3.9 wird die POD anhand der Daten eines beispielhaften nichtlinearen Systems geometrisch verdeutlicht. Die orthogonalen Hauptkomponenten werden so in den Verschiebungsraum gelegt, dass die erste Hauptkomponente die Richtung maximaler Varianz beschreibt, während die zweite die Richtung minimaler Varianz darstellt. Damit hat die erste Hauptkomponente höhere Relevanz für die Gesamtdynamik. Um das System zu vereinfachen und dabei die dominante Dynamik beizubehalten, kann es auf die erste Hauptkomponente reduziert werden. Im Gegensatz zu linearen Systemen sind die Schwingungen der Hauptkomponenten nicht harmonisch, sondern besitzen ein Frequenzspektrum.

3.2.2.1 Modellordnungsreduktion mittels POD

Mithilfe der berechneten Hauptkomponenten kann ein reduziertes lineares Modell hergeleitet werden, welches die Dynamik des nichtlinearen Tragwerks approximiert. Hierfür wird zunächst die relative Varianz

$$\varsigma_i = \frac{\sigma_i^2}{\sum_{k=1}^n \sigma_k^2} \quad (3.30)$$

eingeführt. Diese ordnet jeder Hauptkomponente einen Wert zwischen 0 und 1 zu, welches ihre Ausprägung in den Simulationsdaten widerspiegelt. Des Weiteren ist

$$\varsigma = \sum_{i=1}^{n_r} \varsigma_i > \kappa \quad (3.31)$$

die kumulative relative Varianz. Dabei wird die kleinste Dimension n_r gewählt, welche die Ungleichung erfüllt. Die Toleranzgrenze κ gibt an, welcher Anteil der Varianz mit dem reduzierten Modell abgedeckt wird. Somit bestimmt die Wahl von κ die Anzahl n_r der Hauptkomponenten im reduzierten Modell. Die Transformationsmatrix zur Ordnungsreduktion wird analog zu modaler Ordnungsreduktion zu $\tilde{\mathbf{V}} = [\mathbf{v}_1, \dots, \mathbf{v}_{n_r}]$ gewählt [83].

Wie bereits beschrieben sind die berechneten Hauptkomponenten des nichtlinearen Modells nicht entkoppelt und besitzen deswegen ein Frequenzspektrum statt einer einzelnen Resonanzfrequenz. Dieses Frequenzspektrum kann mithilfe einer Fourier-Analyse ermittelt werden.

Hierfür werden die Datenpunkte auf die jeweilige Hauptkomponente projiziert

$$\zeta_i = \mathbf{v}_i^\top \mathbf{X} \in \mathbb{R}^{1 \times L}. \quad (3.32)$$

Diese eindimensionale Datenreihe spiegelt die Dynamik in Richtung der i -ten Hauptkomponente wider. Mittels diskreter Fourier-Transformation wird das Frequenzspektrum der Hauptkomponente berechnet. Aufgrund der Abtastfrequenz von 100 Hz zur Speicherung der Simulationsdaten wird nach dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem [46] das Frequenzspektrum unter der Annahme einer Bandbegrenzung auf unter 50 Hz berechnet. Nachfolgend wird die dominante Frequenz ϑ_i des Frequenzspektrums bestimmt und der jeweiligen Hauptkomponente \mathbf{v}_i zugeordnet. Dadurch wird angenommen, dass die Hauptkomponente ausschließlich mit dieser Frequenz schwingt, was zu einem Informationsverlust führt. Je ausgeprägter die dominante Frequenz des Spektrums ist, desto kleiner ist der Approximationsfehler des linearisierten Modells.

Mithilfe der Transformation $\tilde{\zeta} = \tilde{\mathbf{V}}^+ \mathbf{q}$, wobei $\tilde{\zeta} \in \mathbb{R}^{n_r \times 1}$ die Amplituden der Hauptkomponenten darstellt, erhält man das reduzierte linearisierte Modell der nichtlinearen Tragwerksdynamik

$$\begin{aligned} \ddot{\tilde{\zeta}}(t) + \tilde{\mathbf{D}}_{\tilde{\zeta}} \dot{\tilde{\zeta}}(t) + \tilde{\mathbf{K}}_{\tilde{\zeta}} \tilde{\zeta}(t) &= \tilde{\mathbf{F}}_{\mathbf{u}, \tilde{\zeta}} \mathbf{u}(t) + \tilde{\mathbf{F}}_{\mathbf{z}, \tilde{\zeta}} \mathbf{z}(t), \quad t > 0 \\ \tilde{\zeta}(0) &= \tilde{\mathbf{V}}^+ \mathbf{q}_0, \quad \dot{\tilde{\zeta}}(0) = \tilde{\mathbf{V}}^+ \mathbf{q}_1 \end{aligned} \quad (3.33)$$

mit den Systemmatrizen

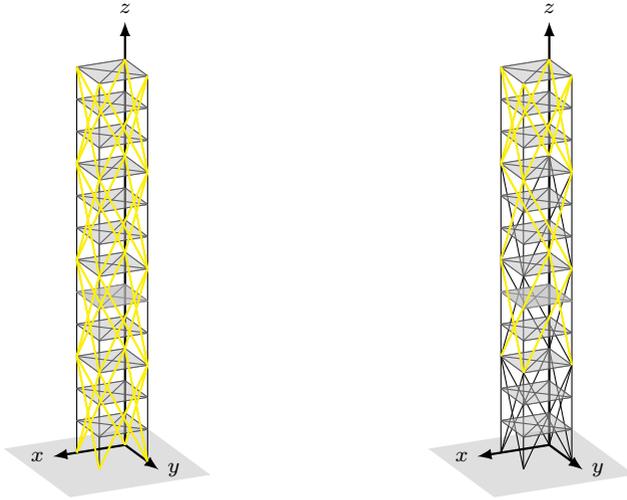
$$\tilde{\mathbf{K}}_{\tilde{\zeta}} = \text{diag}(\vartheta_1^2, \dots, \vartheta_{n_r}^2) \in \mathbb{R}^{n_r \times n_r}, \quad (3.34)$$

$$\tilde{\mathbf{D}}_{\tilde{\zeta}} = \alpha_0 \mathbf{I} + \alpha_1 \tilde{\mathbf{K}}_{\tilde{\zeta}} \in \mathbb{R}^{n_r \times n_r}, \quad (3.35)$$

$$\tilde{\mathbf{F}}_{\mathbf{u}, \tilde{\zeta}} = \tilde{\mathbf{V}}^+ \tilde{\mathbf{F}}_{\mathbf{u}} \in \mathbb{R}^{n_r \times m}, \quad (3.36)$$

$$\tilde{\mathbf{F}}_{\mathbf{z}, \tilde{\zeta}} = \tilde{\mathbf{V}}^+ \tilde{\mathbf{F}}_{\mathbf{z}} \in \mathbb{R}^{n_r \times l}. \quad (3.37)$$

Hierbei bezeichnet $\tilde{\mathbf{V}}^+$ die Moore-Penrose-Inverse der reduzierten Hauptkomponentenmatrix.



(a) Tragwerk A mit symmetrisch verteilten lokalen Nichtlinearitäten.

(b) Tragwerk B mit asymmetrisch verteilten lokalen Nichtlinearitäten.

Abbildung 3.10: Tragwerkstopologien mit unterschiedlicher Anzahl und Position der druckschlaffen Diagonalaussteifungen.

Unter Verwendung des Zustandsvektors $\mathbf{x}_{\tilde{\zeta}}(t) = \left[\tilde{\boldsymbol{\zeta}}(t)^\top \quad \dot{\tilde{\boldsymbol{\zeta}}}(t)^\top \right]^\top \in \mathbb{R}^{2n_r \times 1}$ wird System (3.33) in Zustandsraumdarstellung überführt:

$$\dot{\mathbf{x}}_{\tilde{\zeta}}(t) = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\tilde{\mathbf{K}}_{\tilde{\zeta}} & -\tilde{\mathbf{D}}_{\tilde{\zeta}} \end{bmatrix}}_{=: \mathbf{A}_{\tilde{\zeta}}} \mathbf{x}_{\tilde{\zeta}}(t) + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \tilde{\mathbf{F}}_{u, \tilde{\zeta}} \end{bmatrix}}_{=: \mathbf{B}_{\tilde{\zeta}}} \mathbf{u}(t) + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \tilde{\mathbf{F}}_{z, \tilde{\zeta}} \end{bmatrix}}_{=: \mathbf{E}_{\tilde{\zeta}}} \mathbf{z}(t), \quad (3.38)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}_{\tilde{\zeta}} \mathbf{x}_{\tilde{\zeta}}(t), \quad t > 0,$$

$$\mathbf{x}_{\tilde{\zeta}}(0) = \mathbf{x}_{\tilde{\zeta}, 0}.$$

3.2.3 Systemanalyse nichtlinearer Tragwerke

In diesem Kapitel werden zwei Tragwerkstopologien mit unterschiedlicher Verteilung von druckschlaffen Diagonalen untersucht. Die druckschlaffen Diagonalen werden als lokale Nichtlinearitäten modelliert, wie in Abschnitt 3.2 beschrieben. Das Schwingungsverhalten beider Tragwerke wird anhand von Simulationsdaten analysiert. Nachfolgend werden Kriterien dafür abgeleitet, wann ein Tragwerk mit lokalen Nichtlinearitäten mit kleinem Approximationsfehler linearisiert werden kann.

Die untersuchten Tragwerkstopologien sind in Abb. 3.10 dargestellt. Als erste Tragwerkstopologie, im Weiteren als Tragwerk A bezeichnet, wird das Hochhaus D1244 betrachtet. Dabei sind alle 32 Diagonalaussteifungen druckschlaff, sodass die lokalen Nichtlinearitäten symmetrisch im Tragwerk verteilt sind. Davon unterscheidet sich die zweite Topologie, Tragwerk B, nur in der Anzahl und der Verteilung der druckschlaffen Diagonalen. Diese betragen 16 und sind asymmetrisch im Tragwerk angeordnet. Da die höchsten Elementspannungen im unteren Teil des Tragwerks auftreten, können alle Elemente im ersten Modul Druck- und Zugkräfte aufnehmen. Im zweiten und dritten Modul wird jeweils eine Diagonale auf jeder Tragwerksseite als druckschlaff modelliert, während im vierten Modul alle Diagonalen druckschlaff sind.

Das Schwingungsverhalten beider Tragwerkstopologien wird mithilfe der in Kapitel 3.2.2 vorgestellten Hauptkomponentenanalyse untersucht. Dabei werden mittels Singulärwertzerlegung (singular value decomposition, SVD) die Hauptkomponenten berechnet, welche eine Varianzabdeckung von $\kappa = 90\%$ sichern. Somit wird das dominante Tragwerksverhalten des Tragwerks (A) mittels vier Hauptkomponenten und das des Tragwerks (B) mittels fünf Hauptkomponenten abgebildet. Des Weiteren wird das Frequenzspektrum jeder Hauptkomponente berechnet. Je ausgeprägter die dominante Frequenz in dem Spektrum ist, desto mehr ähnelt die Schwingung der jeweiligen Hauptkomponente einer harmonischen Schwingung.

Tragwerk A

Das dynamische Verhalten des Tragwerks (A) wurde bereits in [26] untersucht. Die relative Varianz sowie die dominante Frequenz der einzelnen Hauptkomponenten sind in Tabelle 3.1 eingetragen. Hierbei werden die Hauptkomponenten nach aufsteigender dominanter Frequenz angeordnet, sodass ein Vergleich mit

Tragwerk A				
Hauptkomponente	1	2	3	4
relative Varianz in %	27,9	25,6	34,4	3,0
dominante Frequenz in Hz	1,47	1,47	2,10	4,07

Tabelle 3.1: Relative Varianz und dominante Frequenzen der Hauptkomponenten des Tragwerks (A).

einem linearen Modell möglich ist. Abbildung 3.12a zeigt eine qualitative Darstellung der Hauptkomponenten des Tragwerks in grün, aufgetragen über die modalen Moden des korrespondierenden linearen Modells in schwarz. Beide Modenformen sind zur besseren Anschauung mit einem Skalierungsfaktor von zehn dargestellt. Anhand der Abbildung wird eine große Übereinstimmung für die ersten drei Modenformen festgestellt. Diese bilden bereits 87% der Varianz aller Daten ab. Die vierte Hauptkomponente zeigt größere Abweichungen zur vierten Eigenmode. Wie in Tabelle 3.1 zu sehen, leistet diese Hauptkomponente mit einer relativen Varianz von 3% jedoch einen deutlich kleineren Beitrag zur Dynamik des Tragwerks als die ersten drei Hauptkomponenten. Die hohe Übereinstimmung der Hauptkomponenten mit den Eigenmoden ist auf den paarweisen Einsatz der druckschlaffen Elemente zurückzuführen. Durch die symmetrische Anordnung der lokalen Nichtlinearitäten wird deren Wirkung typischerweise im Bauingenieurwesen durch eine Ersatzsteifigkeit modelliert, welche die Hälfte der einzelnen Diagonalsteifigkeiten beträgt. Somit entspricht das Gesamtverhalten des nichtlinearen Tragwerks dem eines linearen Tragwerks.

Die Frequenzspektren der Hauptkomponenten sind in Abb. 3.12b dargestellt. Diese sind durch eine dominante Resonanzfrequenz geprägt, welche jedoch für alle Hauptkomponenten unterhalb der Eigenfrequenz der zugehörigen Eigenmode des linearen Tragwerks liegt, wie in Abb. 3.11 dargestellt. Der Grund dafür ist die reduzierte Steifigkeit des Gesamttragwerks aufgrund des Einsatzes von druckschlaffen Diagonalaussteifungen. Insbesondere die dritte Hauptkomponente, die überwiegend eine Torsionsbewegung darstellt, zeigt eine deutlich verringerte dominante Frequenz verglichen mit dem linearen Modell. Der Grund dafür ist, dass die Steifigkeit einer Torsionsbewegung stärker durch die Steifigkeit der Diagonalen bestimmt ist.

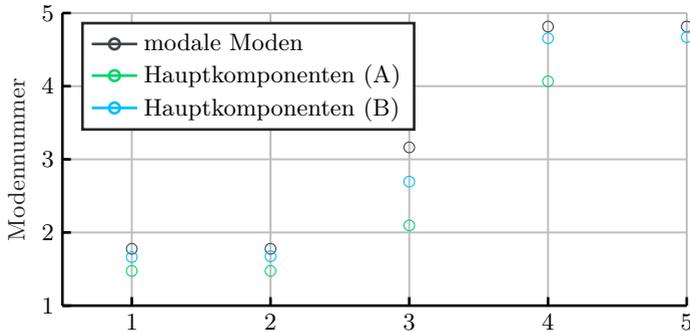
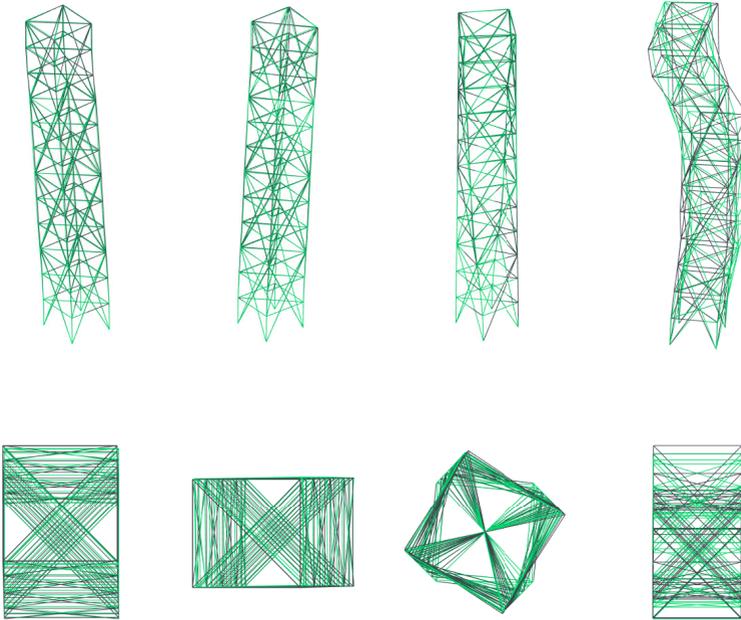
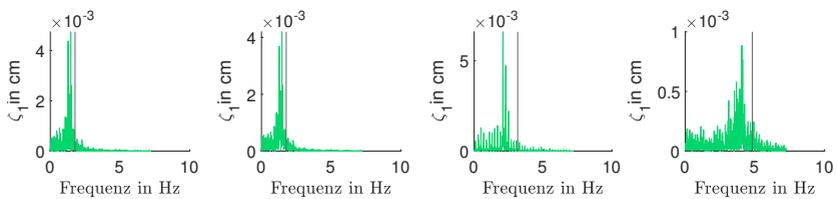


Abbildung 3.11: Resonanzfrequenzen des linearen Modells (—), des Modells von Tragwerk A (—) und Tragwerk B (—).

Zusammenfassend lässt sich anhand der Hauptkomponentenanalyse des Tragwerks (A) schließen, dass dessen dominantes Schwingungsverhalten mittels eines linearisierten Modells der Form (3.38) approximiert werden kann.



(a) Vergleich der Hauptkomponenten des Tragwerks (A) (—) und der Moden des korrespondierenden linearen Modells (—): 3D Ansicht (oben) und Draufsicht (unten).



(b) Frequenzspektren der Hauptkomponenten des Tragwerks (A). Die Resonanzfrequenz des linearen Modells zu der äquivalenten Eigenmode ist in schwarz gekennzeichnet.

Abbildung 3.12: Eigenschaften der Hauptkomponenten des Tragwerks (A).

Tragwerk B

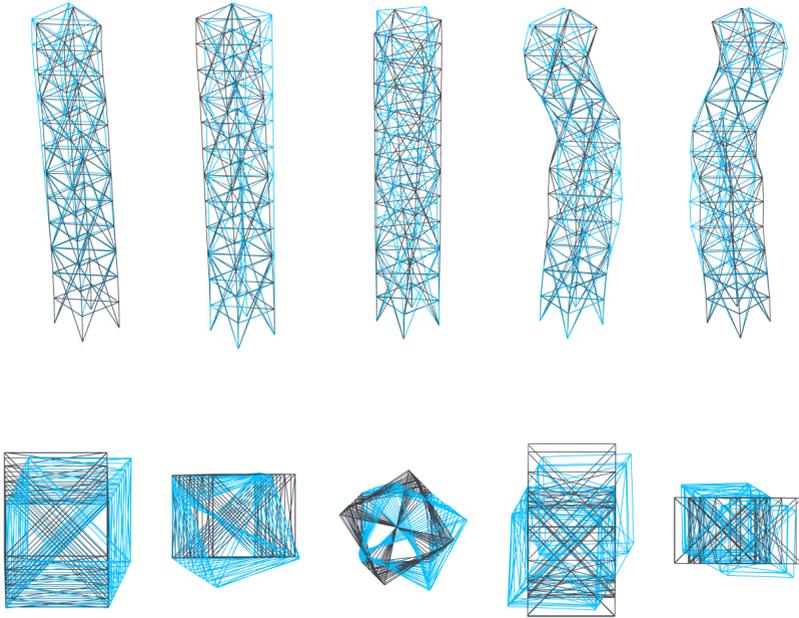
Tabelle 3.2 verdeutlicht, dass das Schwingungsverhalten des Tragwerks (B) durch die ersten drei Hauptkomponenten dominiert wird, da diese bereits 83 % der relativen Varianz der Simulationsdaten abbilden. Im Vergleich zum Tragwerk A zeigt deren Frequenzspektrum keine eindeutigen dominanten Frequenzen, sondern weist mehrere Hochpunkte mit vergleichbarer Leistungsdichte auf (vgl. Abb. 3.13b). Somit führt die Zuordnung einer bestimmten Frequenz der jeweiligen Hauptkomponente zum Informationsverlust der dynamischen Anteile, welche zu den restlichen Frequenzen des Spektrums gehören. Diese Beobachtung wird anhand der qualitativen Darstellung der Hauptkomponenten in Abb. 3.13a bestätigt. Die Form der Hauptkomponenten stimmt nicht mit der Form der Eigenmoden des entsprechenden linearen Modells überein, sondern stellt eine Überlagerung mehrerer Eigenmoden dar. Durch die asymmetrische Verteilung der druckschlaffen Diagonalen gleichen sich die Effekte der lokalen Nichtlinearitäten in der Gesamtdynamik des Tragwerks nicht aus. Somit ist das nichtlineare Verhalten des Gesamtsystems stärker ausgeprägt als beim Tragwerk A.

Die Resonanzfrequenzen dieses Tragwerks befinden sich zwischen denen des Tragwerks (A) und denen des linearen Modells wie in Abb. 3.11 zu sehen. Dies ist zu erwarten, da das Tragwerk B durch die 16 druckschlaffen Diagonalen eine niedrigere Steifigkeit als das lineare System hat, jedoch eine höhere als Tragwerk A, welches doppelt so viele druckschlaffe Diagonalen aufweist.

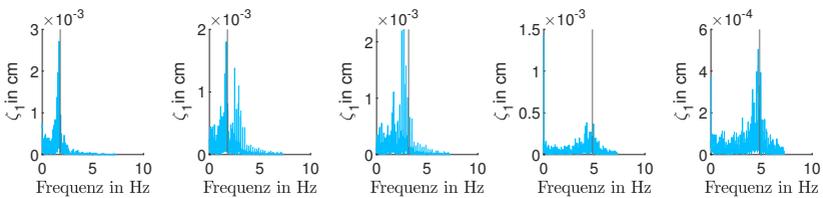
Aufgrund der breitbandigen Frequenzspektren der Hauptkomponenten von Tragwerk B führt eine lineare Approximation der Form (3.38) von der nichtlinearen Tragwerksdynamik zu einem größeren Approximationsfehler als beim Tragwerk (A).

Tragwerk B					
Hauptkomponente	1	2	3	4	5
relative Varianz in %	31,8	26,6	25,1	3,6	3,0
dominante Frequenz in Hz	1,66	1,67	2,69	4,65	4,67

Tabelle 3.2: Relative Varianz und dominante Frequenzen der Hauptkomponenten des Tragwerks (B).



(a) Vergleich der Form der Hauptkomponenten des Tragwerks (B) (—) und der Moden des korrespondierenden linearen Modells (—): 3D Ansicht (oben) und Draufsicht (unten).



(b) Frequenzspektren der Hauptkomponenten des Tragwerks (B). Die Resonanzfrequenz des linearen Modells zu der äquivalenten Eigenmode ist in schwarz gekennzeichnet.

Abbildung 3.13: Eigenschaften der Hauptkomponenten des Tragwerks (B).

3.3 Störgrößenmodell

Das Störgrößenmodell $\mathbf{F}_z \mathbf{z}(t)$, welches in dieser Arbeit zur dynamischen Anregung des Tragwerks und zum Testen der Reglerperformance angewandt wird, stammt aus [81]. Zunächst wird das statische Windprofil definiert. Dabei ist die Windkraft auf Gebäudeseite j des i -ten Geschosses eine Funktion der Windrichtung α und der Referenzgeschwindigkeit v_0 auf dem Gebäudedach

$$F_{w,j,i}(\alpha, v_0) = \int_{(i-1) \cdot h}^{i \cdot h} b c_{w,j}(\alpha) p_{\text{dyn}}(v_0, z) dz. \quad (3.39)$$

Hier steht h für die Stockwerkshöhe und b für die Gebäudebreite. Der richtungsabhängige Widerstandskoeffizient $c_{w,j}(\alpha)$ ist gegeben durch

$$c_{w,j}(\alpha) = \max \left(0, 2 \sin \left(\alpha - \frac{j\pi}{2} \right) \right)^2. \quad (3.40)$$

Der aus der Windanregung resultierende Druck auf das Tragwerk ist eine Funktion der Höhe z

$$p_{\text{dyn}}(v_0, z) = \frac{1}{2} v_0^2 \rho \left(\frac{z}{z_0} \right)^{2a}, \quad (3.41)$$

wobei z_0 die Höhe des Gebäudes ist. Der Hellmann-Exponent a hängt von den Oberflächeneigenschaften um das Gebäude herum ab [84]. Turbulente Windböen sind im Frequenzbereich durch das Leistungsspektrum der Referenzgeschwindigkeit v_0 als Kaimal-Spektrum modelliert. Zur Simulation des Systems wird eine Realisierung im Zeitbereich durch eine inverse Fourier-Transformation generiert.

Um eine realistische Windstörung nachbilden zu können, variiert die Windrichtung α stochastisch um eine mittlere Windrichtung α_0 in Form eines Wiener Prozesses

$$\alpha(t) = \alpha_0 + \sigma_\alpha \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{\sqrt{n}} \sum_{k=1}^{\lfloor nt \rfloor} \delta_k \quad (3.42)$$

mit Standardabweichung σ_α sowie unabhängig und identisch normal-verteilten Inkrementen δ_k [13]. Um ein lineares Modell der Störung herzuleiten, wird

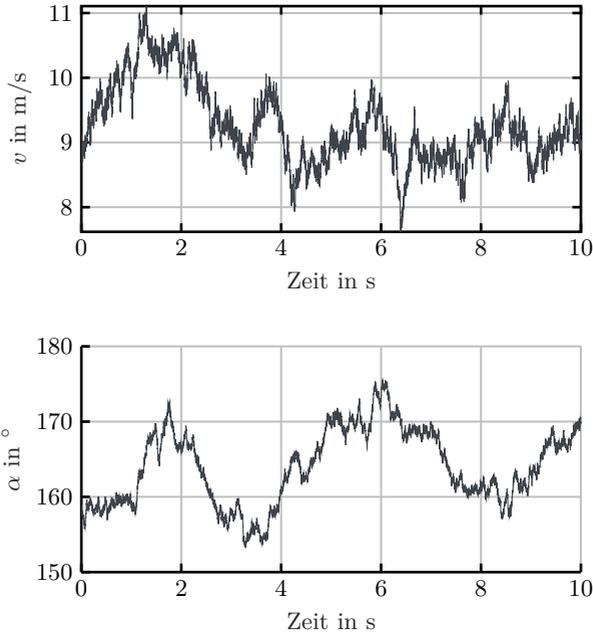


Abbildung 3.14: Beispielhafte Windstörung mit variierender Windgeschwindigkeit $v(t)$ und Windrichtung $\alpha(t)$.

die Nichtlinearität durch die variierende Windrichtung aufgelöst, indem der Störungsvektor folgendermaßen definiert wird

$$v(t) = v_0(t) \cdot [c_{w,1}(\alpha(t)) \quad c_{w,2}(\alpha(t)) \quad c_{w,3}(\alpha(t)) \quad c_{w,4}(\alpha(t))]^T. \quad (3.43)$$

Die verbleibende Terme aus Gleichung (3.39) sind in der Störeingangsmatrix F_z zusammengefasst, welche die aus der Windstörung resultierende Kraft auf jeder Seite und jedem Stockwerk gleichmäßig über alle Freiheitsgrade verteilt. Eine beispielhafte Windstörung mit variierender Windrichtung und Windgeschwindigkeit ist in Abb. 3.14 dargestellt.

4

Modellierung und Regelung der hydraulischen Aktuierung

Das Funktionsprinzip adaptiver Gebäude erfordert die gezielte Einleitung von Kräften in das Tragwerk, um externe Störungen zu kompensieren. Wie in Kapitel 2 beschrieben, wird dafür aufgrund des sehr guten Leistungsgewichts ein hydraulisches Aktuierungssystem eingesetzt. Die Realisierung vorgegebener Referenzkräfte mittels hydraulischer Aktoren stellt jedoch aufgrund einer Reihe von Systemnichtlinearitäten wie den Totzonen in der Ventildynamik, dem nichtlinearen Zusammenhang von Druck und Volumenstrom bei geringen Strömungsquerschnitten und Reibung eine Herausforderung dar.

Dieser Abschnitt beschreibt den Entwurf einer unterlagerten Kraft-Folgeregelung für die Hydraulikaktoren, welche der Aktuierung des adaptiven Gebäudes D1244 dienen. Hierfür werden im ersten Abschnitt mathematische Modelle der nichtlinearen Dynamik der Hydraulikzylinder hergeleitet. Die unbekanntenen Modellparameter werden in Abschnitt 4.2 experimentell identifiziert. Eine Eingangs-Ausgangs-Linearisierung des Systems ermöglicht die Verwendung linearer Regelungskonzepte. Die Linearisierung und der Regelungsentwurf werden in Abschnitt 4.3 beschrieben. Abschließend wird in Abschnitt 4.4 das Verhalten des geschlossenen Kreises anhand von Messdaten evaluiert. Die Methoden entsprechen weitgehend den in [16] vorgestellten Verfahren.

4.1 Aktormodelle

Das adaptive Hochhaus D1244 verfügt über 24 Hydraulikaktoren, die parallel zu acht der Stützen und seriell in 16 Diagonalen integriert sind wie in Abb. 4.1 dargestellt. Jeder Aktor ist mit mehreren Sensoren ausgestattet. Wegmessgeber

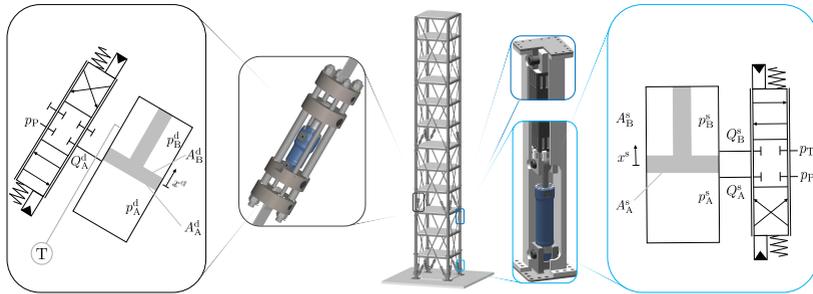


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung der Einbindung der hydraulischen Aktoren mit 4/3-Wegeventilen in das mechanische System (Quelle: IKTD, Universität Stuttgart).

messen mittels Magnetostriktion die Kolbenposition der Hydraulikzylinder. Des Weiteren werden die Kammerdrücke über eine DMS-basierte Druckmesszelle ermittelt.

Im Folgenden werden dynamische Modelle für einen Stützen- und einen Diagonalkaktor hergeleitet. Dabei wird angenommen, dass die einzelnen Hydraulikzylinder sich weder hydraulisch noch durch Kraftübertragung im Tragwerk gegenseitig beeinflussen und somit deren Dynamik voneinander entkoppelt betrachtet werden kann.

4.1.1 Modellierung der Stützenaktoren

Die Hydraulikzylinder in den Stützen sind parallel zum passiven Tragwerkselement integriert und werden mittels 4/3-Wegeventilen angesteuert. Ein Volumenstrom in Kammer A führt zum Ausfahren des Hydraulikzylinders und somit zu einer Druckkraft des Aktors, die in einer Druckkraft im passiven Element resultiert. Dies ist in Abb. 4.2 schematisch dargestellt. Entsprechend führt ein Volumenstrom in Kammer B zu einem Zusammenfahren des Hydraulikzylinders und einer Zugkraft des Elements.

Die Bewegungsgleichung für die Kolbenverschiebung x^s eines Hydraulikzylinders lautet

$$m\ddot{x}^s(t) = F^s(t) + F_{\text{ext}}(t), \quad (4.1)$$

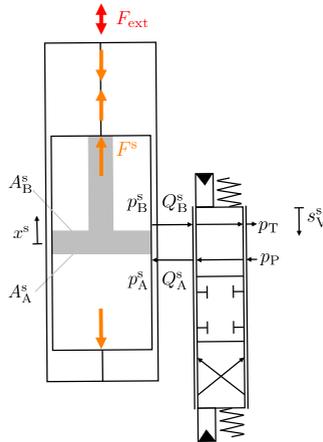


Abbildung 4.2: Schematische Darstellung für die Einbindung eines Hydraulikzylinders in eine Stütze (vgl. Abb. 4.1). Dargestellt ist auch das 4/3-Wegeventil zur Ansteuerung des Hydraulikzylinders. Eine Druckkraft F^s (–) des eingebetteten Aktors bewirkt eine Druckkraft (–) im Element.

wobei m die Summe aus der Kolbenmasse und der Masse des Hydraulikfluids ist. Reibungskräfte werden nicht explizit in (4.1) berücksichtigt. Eine Identifikation der Reibungseffekte setzt voraus, dass keine externe Lasten auf den Hydraulikzylinder wirken und Messungen mit einer konstanten Zylindergeschwindigkeit durchgeführt werden können [35, 61]. Dies ist hier jedoch nicht möglich, da die Hydraulikzylinder im Tragwerk eingebaut sind. Somit wird die Reibungskraft zusammen mit der Kraft, die sich aus der Verformung des Tragwerks ergibt, als $F_{\text{ext}}(t)$ zusammengefasst. Für den Identifikationsprozess stellt diese externe Kraft eine Störgröße dar.

Die Zylinderkraft $F^s(t)$ wird unter Verwendung des Flächenverhältnisses des Hydraulikzylinders und der Drücke in den Zylinderkammern p_A und p_B berechnet

$$F^s = p_A^s A_A^s - p_B^s A_B^s. \quad (4.2)$$

Das Superskript $(\cdot)^s$ bezeichnet Größen an einer Stütze.

Der zeitliche Verlauf der Drücke in den Kammern des Hydraulikzylinders wird durch Differentialgleichungen erster Ordnung beschrieben

$$\begin{aligned} \dot{p}_A^s &= \frac{E}{V_{A,0}^s + A_A^s x^s} (Q_A^s - A_A^s \dot{x}^s + Q_L^s), \\ \dot{p}_B^s &= \frac{E}{V_{B,0}^s - A_B^s x^s} (Q_B^s + A_B^s \dot{x}^s - Q_L^s). \end{aligned} \quad (4.3)$$

Dabei wird ein konstantes Kompressionsmodul E angenommen. Die Totvolumina $V_{A,0}^s$ und $V_{B,0}^s$ enthalten auch das Leitungsvolumen bis zum Ventil. Die kolben- und stangenseitigen Zylinderflächen A_A^s und A_B^s sind in Abb. 4.2 gekennzeichnet. Die Kolbenposition und -geschwindigkeit sind x^s und \dot{x}^s . Die Leckage zwischen den beiden Kammern des Hydraulikzylinders ist proportional zur Druckdifferenz

$$Q_L^s = k_L (p_B^s - p_A^s), \quad (4.4)$$

wobei k_L der Leckagekoeffizient ist.

Der Ventilblock zur Steuerung des Volumenstroms für die Hydraulikzylinder wird durch ein einstufiges Proportionalventil approximiert [35]. Diese Modellvereinfachung erleichtert die Identifikation der unbekanntenen Modellparameter. Somit werden die Volumenströme in die Kammern des Hydraulikzylinders vereinfacht über eine Blendengleichung

$$Q_A^s = \begin{cases} A_{V,Ain}^s(s_V^s) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_P - p_A^s|} & \text{für } s_V^s > 0, \\ -A_{V,Aout}^s(s_V^s) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_A^s - p_T|} & \text{für } s_V^s < 0, \end{cases} \quad (4.5)$$

$$Q_B^s = \begin{cases} A_{V,Bin}^s(s_V^s) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_P - p_B^s|} & \text{für } s_V^s < 0, \\ -A_{V,Bout}^s(s_V^s) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_B^s - p_T|} & \text{für } s_V^s > 0 \end{cases} \quad (4.6)$$

modelliert [35]. Die Versorgungs- und Tankdrücke sind jeweils p_P und p_T . Die Dichte des Hydrauliköls wird mit ρ angegeben. Die Öffnungsquerschnitte des Ventils $A_{V,Ain}^s(s_V^s)$, $A_{V,Aout}^s(s_V^s)$, $A_{V,Bin}^s(s_V^s)$, $A_{V,Bout}^s(s_V^s)$ sind Funktionen der Schieberposition s_V^s und werden im nächsten Abschnitt identifiziert.

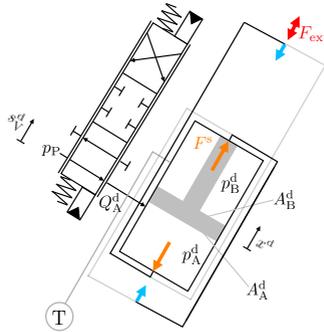


Abbildung 4.3: Schematische Darstellung der Einbindung eines Hydraulikzylinders in der Diagonale. Eine Druckkraft ($-$) des eingebetteten Aktors bewirkt eine Zugkraft im Element ($-$).

Die Schieberposition des Ventils s_V^s hängt vom vorgegebenen Strom I_V^s ab. Das durch den Spulenstrom erzeugte Magnetfeld bewirkt eine Kraft auf den Schieber [35]. Folglich wird die Schieberdynamik durch eine Differentialgleichung zweiter Ordnung modelliert

$$a_2 \ddot{s}_V^s + a_1 \dot{s}_V^s + a_0 s_V^s = I_V^s. \quad (4.7)$$

Die Koeffizienten a_0 , a_1 und a_2 werden empirisch anhand des Vergleichs simulierter und gemessener Trajektorien des Systems bestimmt.

4.1.2 Modellierung der Diagonalkatoren

Die Diagonalaussteifungen des D1244 können ausschließlich Zugkräfte übertragen. Aufgrund eines konstruktiv ausgeführten Vorzeichenwechsel der Kraft, entspricht eine Druckkraft des Aktors einer Zugkraft im Element (vgl. Abb. 4.3). Aus diesem Grund ist die Stangenseite der in den Diagonalen integrierten Hydraulikzylinder permanent mit dem Öltank verbunden. Folglich steuert das 4/3-Wegventil nur den Volumenstrom in die Kolbenseite dieser Hydraulikzylinder.

Die aus dem Druck in Kammer B resultierende Kraft ist verglichen mit jener aus Kammer A vernachlässigbar: $p_B^d A_B^d \ll p_A^d A_A^d$. Daher wird im Weiteren angenommen, dass die resultierende Zylinderkraft der Diagonalaktoren direkt proportional zum Druck p_A^d in Kammer A ist

$$F^d = p_A^d A_A^d, \quad (4.8)$$

wobei A_A^d die in Abb. 4.3 gekennzeichnete kolbenseitige Zylinderfläche darstellt.

Der Druckaufbau in Zylinderkammer A der Diagonalaktoren wird durch die Differentialgleichung

$$\dot{p}_A^d = \frac{E}{V_{A,0}^d + A_A^d x^d} (Q_A^d - A_A^d \dot{x}^d) \quad (4.9)$$

beschrieben. Die Position und Geschwindigkeit des Kolbens sind x^d und \dot{x}^d . Der Druck in der Kammer B des Hydraulikzylinders wird als konstant angenommen und mit dem Tankdruck gleichgesetzt $p_B^d = p_T = \text{const}$. Diese Vereinfachung ist aufgrund des geringen Strömungswiderstands zwischen der Kammer B und dem Tank zulässig. Die Ventile der Diagonalaktoren haben einen halb so großen maximalen Volumenstrom wie die in der Stütze verbauten Ventile (vgl. Tabelle 4.1). Aus diesem Grund hat die Leckage Q_L^d keinen maßgebenden Einfluss auf die Druckdynamik und wird in Gleichung (4.9) vernachlässigt.

Der Volumenstrom ergibt sich zu

$$Q_A^d = \begin{cases} A_{V,Ain}^d(s_V^d) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_P - p_A^d|} & \text{für } s_V^d > 0, \\ -A_{V,Aout}^d(s_V^d) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_A^d - p_T|} & \text{für } s_V^d < 0, \end{cases} \quad (4.10)$$

wobei $A_{V,Ain}^d(s_V^d)$ und $A_{V,Aout}^d(s_V^d)$ die Öffnungsquerschnitte des Ventils in Abhängigkeit der Schieberposition s_V^d darstellen. Diese werden im nächsten Abschnitt aus Messdaten identifiziert.

Komponenten	Spezifikationen	
Hydraulikaggregat	Versorgungsdruck: 320 bar, Volumen: 147 L, Leistung: 15 kW	
Hydraulische Hochdruckspeicher	Vorspanndruck: 230 bar, Volumen: 18,4 L (Modul 1 & 2), 1,4 L (Modul 3)	
Hydraulikzylinder	Stützen	Diagonalen
Zylindertyp	doppeltwirkender Zylinder	einfach-wirkender Zylinder
Hub	375 mm	60 mm
Kolbendurchmesser	140 mm	125 mm
Stangendurchmesser	70 mm	80 mm
Maximaler Volumenstrom der Proportionalventile	$90 \frac{\text{L}}{\text{min}}$	$40 \frac{\text{L}}{\text{min}}$

Tabelle 4.1: Spezifikationen der Komponenten des hydraulischen Systems.

4.2 Modellidentifikation

Ein hinreichend genaues Simulationsmodell des hydraulischen Systems ist für die Systemanalyse und den Reglerentwurf von besonderer Bedeutung. Ein entscheidender Parameter für die Hydraulikdynamik ist der Durchflussquerschnitt der Hydraulikventile, der die Beziehung zwischen dem Eingangsstrom des Ventils und dem Volumenstrom in den Kammern des Hydraulikzylinders charakterisiert. Angaben zu den Durchflussquerschnitten der Ventile sind im Datenblatt des Herstellers angegeben, diese spiegeln aber lediglich die physikalische Querschnittsfläche des Ventils. Wenn das Ventil in das gesamte Hydrauliksystem integriert ist, hängt der Volumenstrom in die Hydraulikzylindern von weiteren Faktoren ab, wie z.B. Verringerungen des Durchflussquerschnitts beim Eintritt in den Ventilblock, in welchem das Ventil eingebaut ist. Um die Einfachheit des Modells zu behalten, werden diese Faktoren bei der Modellierung nicht explizit berücksichtigt. Ihr Einfluss wird durch eine experimentelle Ermittlung eines effektiven Ventilöffnungsquerschnitts berücksichtigt. Der Identifikationsprozess der effektiven Durchflussquerschnittsflächen der Ventile der Stützen- und der Diagonalaktoren wird in diesem Abschnitt beschrieben.

Hierfür wurden Messreihen für drei unterschiedliche Stützen- und drei Diagonalaktoren aufgenommen. In der Auswertung wurden keine signifikanten Unterschiede im dynamischen Verhalten der Hydraulikzylinder festgestellt. Aus diesem Grund wird die Identifikation der Parameter beispielhaft für einen Stützen- und für einen Diagonalaktor im ersten Modul durchgeführt. Im Anschluss werden die identifizierten Parameter auf alle Aktoren übertragen.

4.2.1 Parameteridentifikation der Stützenaktoren

Die elektromagnetisch betätigten 4/3-Wegeventile besitzen je zwei Magnetspulen. Das Vorzeichen des Stromsignals gibt an welche dieser Magnetspulen bestromt wird und definiert somit die Bewegungsrichtung des Ventilschiebers. Ein negativer Strom I_V^s führt zu einem Volumenstrom in Kammer A und folglich zu einer Zylinderkolbenbewegung in positiver x -Richtung nach Abb. 4.1. Ein positiver Strom führt zu einem Volumenstrom in Kammer B und einer Kolbenbewegung in negativer x -Richtung.

Üblicherweise werden für die Identifikation von Öffnungsquerschnitten sich wiederholende Rampen mit hoher Steigung in positiver und negativer Richtung als Eingangssignal für den Strom I_V^s gewählt. Der Maximal- und Minimalwert der Rampen wird mit jedem neuen Messzyklus schrittweise erhöht. Das Ziel ist es, einen stationären Zustand mit konstanten Zylinderkolbengeschwindigkeit zu erreichen. In diesem Fall können die Öffnungsquerschnitte direkt aus den resultierenden konstanten Volumenströmen am Hydraulikzylinder berechnet werden [60].

Die in dieser Arbeit durchgeführte Messreihe zur Identifikation der resultierenden Öffnungsquerschnitte besteht aus 20 Messungen. Die Steigung der Rampen für den Strom, die als Eingangssignal verwendet wurden, beträgt $0,8 \frac{1}{s}$. Die Endwerte für den Strom werden mit jeder Messung um 5 % des maximal zulässigen Stroms $I_{V,\max}^s$ erhöht, beginnend mit $I_V^s = 0,05 I_{V,\max}^s$ und abschließend mit $I_V = I_{V,\max}^s$.

Eine beispielhafte Messung ist in Abb. 4.4a dargestellt. Die gemessenen Systemausgänge sind die Kammerdrücke p_A^s und p_B^s sowie die Kolbenposition x^s des Hydraulikzylinders. Bei elektromagnetisch betätigten Ventile mit positiver Überdeckung entsteht erst ab einer gewissen minimalen Ventilstellung eine Öffnung. Dies führt zu einem Totgang in der statischen Kennlinie zwischen dem

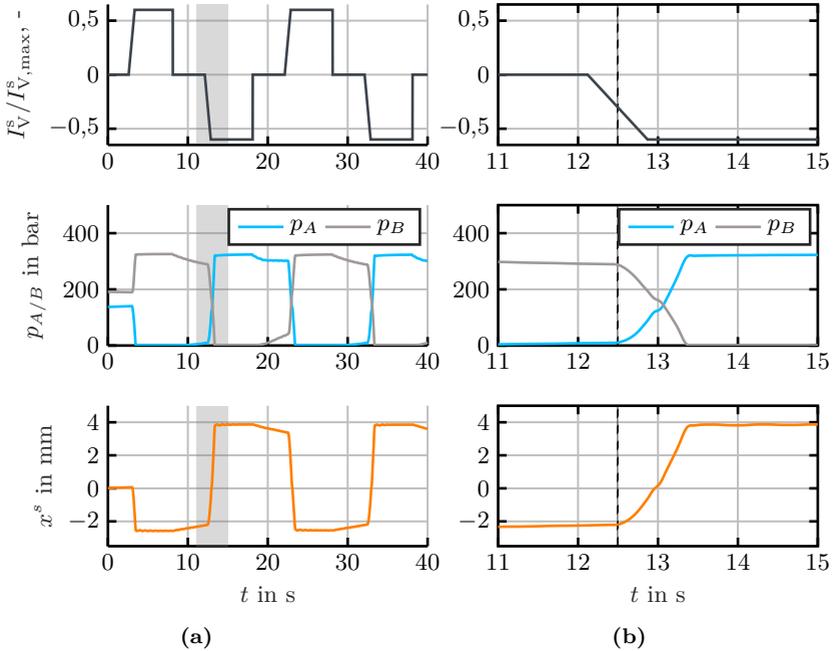


Abbildung 4.4: (a) Beispielhafte Messung aus der Messreihe zur Identifikation der Öffnungsquerschnitte der Ventile der Stützenzylinder, die den normierten Eingangsstrom $I_V^s / I_{V,max}^s$ (—), die Druckänderung in den Zylinderkammern (p_A^s (—) und p_B^s (—)) und die Position des Zylinderkolbens x^s (—) zeigt. (b) Detaildarstellung des grau markierten Bereichs aus (a).

Strom und dem Öffnungsquerschnitt. Der Totgang ist in den Datenspezifikationen des Ventils angegeben und wird in dieser Arbeit zusätzlich experimentell verifiziert. Bei Messungen mit Stromeingangssignalen unter $0,3I_{V,max}^s$ ist keine Änderung der Ausgangssignale zu beobachten, was dem vom Hersteller angegebenen Totgang entspricht. Dies ist beispielhaft in Abb. 4.4b zu sehen. Die schwarze senkrechte Linie kennzeichnet den Druckanstieg, nachdem der Ventilschieber den Totgang überwunden hat.

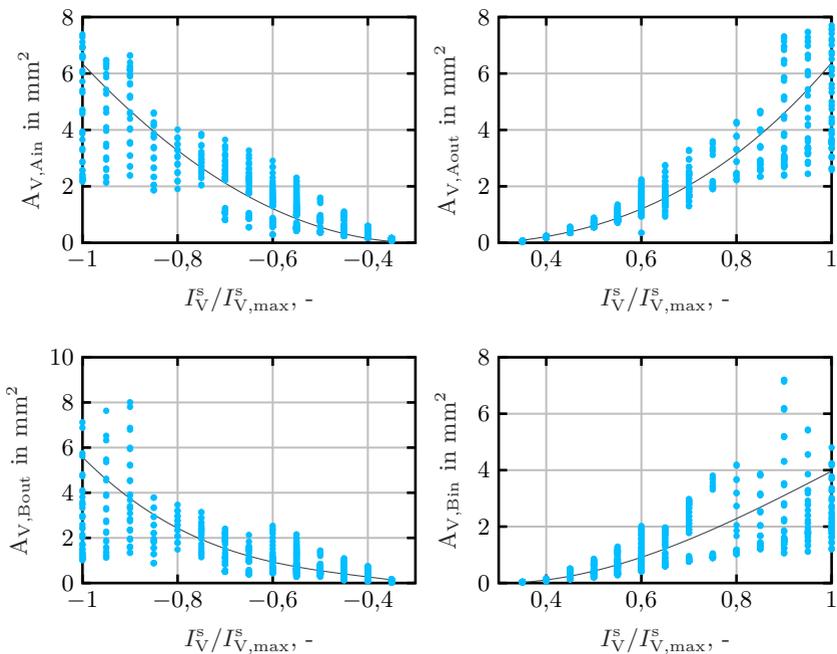


Abbildung 4.5: Gemessene (•) und identifizierte (—) Öffnungsquerschnitte der Ventile der Stützenaktoren in Abhängigkeit des normierten Eingangsstroms $I_V^s / I_V^s, \max$.

Für die Identifikation der Öffnungsquerschnitte, die sich für verschiedene Schieberpositionen s_V^s bzw. Stromstärken I_V^s ergeben, werden ausschließlich Messdatenabschnitte berücksichtigt, welche die folgenden Bedingungen erfüllen

$$I_V^s = \text{const} \neq 0, \quad (4.11)$$

$$x^s \neq \text{const}, \quad (4.12)$$

wie in Abb. 4.4b dargestellt. Im Vergleich zu anderen hydraulisch angetriebenen mechanischen Systemen [60],[55] ist es bei den untersuchten Hydraulikzylindern

aufgrund der starken mechanischen Kopplung mit dem Tragwerk nicht möglich, eine konstante Kolbengeschwindigkeit und damit einen stationären Zustand zu erreichen. Über die Beschränkung der Kolbenbeschleunigung $\|a^s\| \leq \epsilon$ wird der Einfluss dieser mechanischen Kopplung auf die Identifikation der unbekanntem Modellparameter minimiert. Des Weiteren wird bei der Identifikation angenommen, dass die Schieberdynamik (4.7) ausreichend schnell ist und deswegen vernachlässigt werden kann.

Unter Verwendung der Messdaten können die Volumenströme Q_A^s und Q_B^s aus (4.3) berechnet werden. Die dafür notwendigen Ableitungen der Messsignale x^s , p_A^s und p_B^s werden mit Hilfe eines Savitzky-Golay-Ableitungsfilters [57] fünfter Ordnung mit einer Fensterlänge $N_{sg} = 25$ berechnet. Aufgrund der niedrigen Standardabweichung des Messrauschens der Sensoren, welche für die Drucksensoren bei 0,05 bar und für die Wegmessgeber bei 1,5 μm liegt, ist das Ableiten der Messsignale zulässig. Das Ableitungsfiler führt zu einer Phasenverschiebung, welche durch Filterung der verbleibenden Signale ausgeglichen wird, um die zeitliche Konsistenz der Signale zu gewährleisten.

Als Nächstes werden die Öffnungsquerschnitte $A_{V,Ain}^s(s_V)$, $A_{V,Aout}^s(s_V)$, $A_{V,Bin}^s(s_V)$, $A_{V,Bout}^s(s_V)$ für jeden Zeitpunkt der extrahierten Messabschnitte mit Hilfe der Blendengleichungen (4.5) und (4.6) berechnet und in Abb. 4.5 gegen die entsprechenden Ströme I_V^s aufgetragen.

Die Abbildung zeigt eine große Streuung der berechneten Öffnungsquerschnitte insbesondere bei hohen Eingangsströmen. Diese Variation ist hauptsächlich auf Schwankungen des Versorgungsdrucks, aber auch auf den zunehmenden Einfluss des Last zurückzuführen, die sich aus der Kopplung mit dem Tragwerk ergibt. Die Durchflussquerschnitte wurden für beide Bewegungsrichtungen des Hydraulikzylinders separat ausgewertet. Die der Identifikation zugrunde liegenden Messungen beinhalten jedoch mehrfache Wechsel der Bewegungsrichtung (vgl. Abb. 4.4a). Die berechneten Durchflussquerschnitten werden folglich auch durch Reibungseffekte und die Ventilhysterese beeinflusst. Ein zusätzlicher Faktor für die Variation ist die Vernachlässigung der Schieberdynamik. Ferner führt das mechanische Spiel in der Bolzenverbindung zwischen dem Hydraulikzylinder und dem passiven Element zu Artefakten in den Messungen. Insbesondere verursacht das Spiel beim Nulldurchgang einen kurzzeitigen Zeitabschnitt mit konstanten Druck- und Positionswerten, wie er in der 13. Sekunde in Abbildung 4.4b zu erkennen ist.

Für die analytische Beschreibung der Öffnungsflächen als Funktion der Schieberposition wird der bereichsweise Ansatz

$$A_{V,A}^s(s_V^s) = \begin{cases} A_{V,Ain}^s(s_V^s) & \text{für } s_V^s < -0,3, \\ 0 & \text{für } |s_V^s| \leq 0,3, \\ A_{V,Aout}^s(s_V^s) & \text{für } s_V^s > 0,3, \end{cases} \quad (4.13)$$

$$A_{V,B}^s(s_V^s) = \begin{cases} A_{V,Bout}^s(s_V^s) & \text{für } s_V^s < -0,3, \\ 0 & \text{für } |s_V^s| \leq 0,3, \\ A_{V,Bin}^s(s_V^s) & \text{für } s_V^s > 0,3 \end{cases} \quad (4.14)$$

gewählt. Die berechneten Öffnungsquerschnitte selbst werden durch die Polynomfunktionen approximiert:

$$\begin{aligned} A_{V,Ain}^s &= a_1^s (s_V^s + 0,3)^3 + b_1^s (s_V^s + 0,3)^2 + c_1^s (s_V^s + 0,3), \\ A_{V,Aout}^s &= a_2^s (s_V^s - 0,3)^3 + b_2^s (s_V^s - 0,3)^2 + c_2^s (s_V^s - 0,3), \\ A_{V,Bout}^s &= a_3^s (s_V^s + 0,3)^3 + b_3^s (s_V^s + 0,3)^2 + c_3^s (s_V^s + 0,3), \\ A_{V,Bin}^s &= a_4^s (s_V^s - 0,3)^3 + b_4^s (s_V^s - 0,3)^2 + c_4^s (s_V^s - 0,3). \end{aligned}$$

Die Koeffizienten werden mit Hilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate ermittelt. Die berechneten Polynomfunktionen für den bereichswisen Ansatz aus (4.13) und (4.14) sind in Abb. 4.5 dargestellt.

4.2.2 Parameteridentifikation der Diagonalaktoren

Die Identifikation der Öffnungsquerschnitte der Ventile zur Ansteuerung der Hydraulikzylinder, welche in den Diagonalelementen integriert sind, wird analog zu dem im letzten Abschnitt beschriebenen Verfahren durchgeführt. Da die Diagonalaktoren jedoch nur Zugkräfte aufnehmen können, werden hier nur die Querschnitte $A_{V,Ain}^d(s_V^d)$ und $A_{V,Aout}^d(s_V^d)$ identifiziert.

Eine beispielhafte Messung ist in Abb. 4.6a dargestellt. Ein negatives Stromsignal führt zu einem Volumenstrom in Kammer A und die Diagonale erfährt eine Zugkraft. Ein positives Stromsignal bewirkt hingegen eine Entlastung der Diagonale, da das Öl aus der Kammer A zum Tank abfließt. Der Kammerdruck p_B bleibt nahezu konstant, da die Kammer B permanent mit dem Öltank

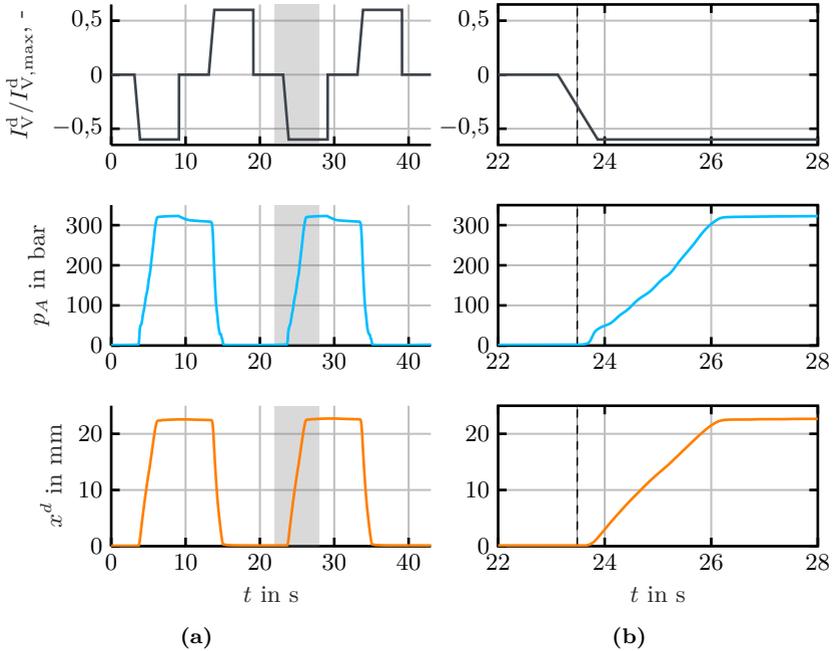


Abbildung 4.6: (a) Beispielhafte Messung aus der Messreihe zur Identifikation der Öffnungsquerschnitte der Ventile der Diagonalzylinder, die den normierten Eingangsstrom $I_V^d/I_{V,\max}^d$ (—), die Druckänderung in den Zylinderkammern p_A^d (—) und die Position des Zylinderkolbens x^d (—) zeigt. (b) Detaildarstellung des grau markierten Bereichs aus (a).

verbunden ist. Der vertikale Strich in Abb. 4.6b kennzeichnet den Zeitpunkt, in welchem der Totbereich der Ventilposition überwunden wird. Im Gegensatz zum Druckverlauf der Stützenaktoren beginnt der Druckanstieg 70 ms nach dem Überschreiten des identifizierten Totbereichs. Mögliche Ursache dafür ist eine stärker ausgeprägte Ventilhysterese.

Abbildung 4.7 zeigt die berechneten Öffnungsquerschnitte $A_{V,\text{Ain}}^d(s_V^d)$ und $A_{V,\text{Aout}}^d(s_V^d)$. Diese weisen im Vergleich zu denen der Stützenaktoren eine ge-

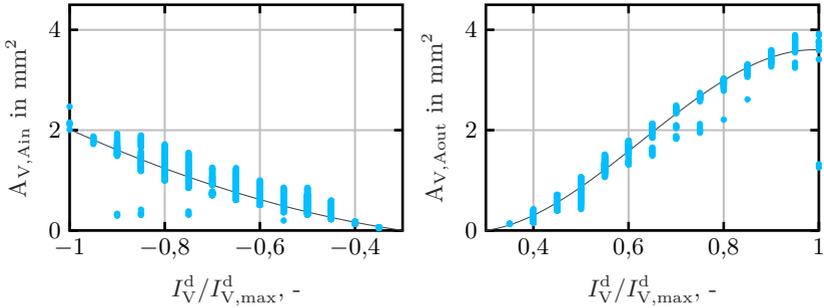


Abbildung 4.7: Gemessene (•) und identifizierte (—) Öffnungsquerschnitte der Diagonalaktoren in Abhängigkeit des normierten Eingangsstroms $I_V^d/I_{V,max}^d$.

ringere Varianz auf. Diese Beobachtung lässt sich darauf zurückführen, dass die Diagonalaktoren kleinere Ventile haben (vgl. Tabelle 4.1). Diese Tatsache ermöglicht es, dass der stationäre Zustand mit einer konstanten Zylindergergeschwindigkeit für längere Zeit aufrecht erhalten werden kann. Darüber hinaus verfügen die Diagonalaktoren über einen größeren näherungsweise lastfreien Bewegungsbereich, bevor sich der Einfluss der mechanischen Kopplung mit dem Hochhaus auf die Messergebnisse auswirkt. Infolgedessen sind die extrahierten Bereiche für die Identifikation weniger anfällig für Störeffekte.

Analog zu dem Vorgehen bei der Identifikation der unbekannt Parameter der Stützenaktoren wird der bereichsweise Ansatz

$$A_{V,A}^d(s_V^d) = \begin{cases} A_{V,Ain}^d(s_V^d) & \text{für } s_V^d < -0,3, \\ 0 & \text{für } |s_V^d| \leq 0,3, \\ A_{V,Aout}^d(s_V^d) & \text{für } s_V^d > 0,3 \end{cases} \quad (4.15)$$

für die analytische Beschreibung der Öffnungsflächen als Funktion der Schieberposition gewählt. Die berechneten Öffnungsquerschnitte werden durch die Polynomfunktionen approximiert:

$$\begin{aligned} A_{V,Ain}^d &= a_5^d (s_V^d + 0,3)^3 + b_5^d (s_V^d + 0,3)^2 + c_5^d (s_V^d + 0,3), \\ A_{V,Aout}^d &= a_6^d (s_V^d - 0,3)^3 + b_6^d (s_V^d - 0,3)^2 + c_6^d (s_V^d - 0,3). \end{aligned}$$

Die Koeffizienten werden mit Hilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate ermittelt. Abbildung 4.7 zeigt den resultierenden Verlauf der Polynomfunktionen aus (4.15). Die Asymmetrie in den identifizierten effektiven Durchflussquerschnitten resultiert aus der mechanischen Kopplung zwischen dem Hydraulikzylinder und dem Tragwerk. Wenn das Tragwerk als eine Feder mit spezifischer Federsteifigkeit modelliert wird, arbeitet der Hydraulikzylinder beim Bedrücken der Zylinderkammer A ($I_V^d < 0$) gegen die Federkraft. Daher ist ein doppelt so hoher Spulenstrom erforderlich, um den gleichen effektiven Durchflussquerschnitt zu erreichen wie beim Entlasten des Hydraulikzylinders.

4.3 Kraft-Folgeregelung

Die Kraft-Folgeregelung für das hydraulische System stellt sicher, dass die gemessenen Aktorkräfte den gewünschten Kräften entsprechen. Sie bildet die Grundlage für die Implementierung einer übergeordneten Regelstrategie zur statischen Lastkompensation und dynamischen Schwingungsdämpfung. In diesem Abschnitt wird die Herleitung eines geeigneten Reglerentwurfsmodells und die Auslegung eines Reglers für die Stützenaktoren im ersten Teil und für die Diagonalaktoren im zweiten Teil vorgestellt.

4.3.1 Reglerentwurf für die Stützenaktoren

Der Entwurf einer Kraft-Folgeregelung für die Stützenaktoren ist zum einen dadurch erschwert, dass das 4/3-Wegeventil aufgrund seiner positiven Überdeckung einen Totbereich aufweist, welcher zu Verzögerungen und damit zu einer Verschlechterung der Regelperformance führt. Zum anderen besitzen die Hydraulikzylinder eine Stellgröße - den Ventilstrom - die jedoch eine gleichzeitige Änderung beider Kammerdrücke bewirkt. Darüber hinaus beeinflussen die mechanische Kopplung der Hydraulikzylinder mit dem Tragwerk sowie das mechanische Spiel in den Verbindungselementen die Reglerperformance. Der folgende Abschnitt beschreibt, wie die vorgestellten Herausforderungen in dem Reglerentwurf adressiert wurden. Abbildung 4.8 zeigt die Struktur der Regelung schematisch.

Die Zustandsraumdarstellung (ZRD) des Systems (4.3) mit dem Zustand $\mathbf{x} = [p_A^s \quad p_B^s]^\top$, dem Systemeingang $u = I_V^s / I_{V,\max}^s$, und dem Systemausgang

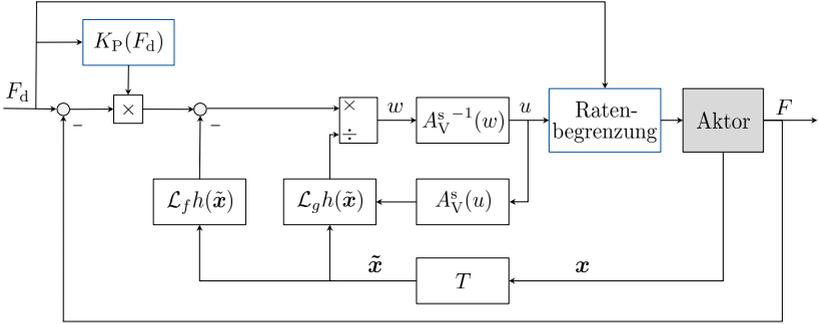


Abbildung 4.8: Schematische Darstellung der flachheitsbasierten Eingangs-/Ausgangslinearisierung des Hydrauliksystems und der Kraft-Folgeregelung.

$y = F^s$ lautet

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} \dot{p}_A^s \\ \dot{p}_B^s \end{bmatrix} &= \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{E}{V_A^s} (-A_A^s \dot{x}^s + Q_L^s(\mathbf{x})) \\ \frac{E}{V_B^s} (A_B^s \dot{x}^s - Q_L^s(\mathbf{x})) \end{bmatrix}}_{f(\mathbf{x})} + \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{E}{V_A^s} Q_A^s(\mathbf{x}, A_{V,A}^s(u)) \\ \frac{E}{V_B^s} Q_B^s(\mathbf{x}, A_{V,B}^s(u)) \end{bmatrix}}_{g(\mathbf{x},u)}, \\
 y &= \underbrace{p_A^s A_A^s - p_B^s A_B^s}_{h(\mathbf{x})}.
 \end{aligned} \tag{4.16}$$

Die Volumina V_A^s und V_B^s ergeben sich aus den Totvolumina $V_{A,0}^s$ und $V_{B,0}^s$ und die Zylinderbewegung:

$$V_A^s = V_{A,0}^s + A_{V,A}^s x^s, \tag{4.17}$$

$$V_B^s = V_{B,0}^s - A_{V,B}^s x^s. \tag{4.18}$$

Die ZRD ist nichtlinear und nicht eingangsaffin, was den Reglerentwurf erschwert. Um ein geeignetes Reglerentwurfsmodell abzuleiten, wird die Annahme getroffen, dass die identifizierten Kennlinien für die Öffnungsquerschnitte der Ventile identisch sind, d.h. dass das Ventil des Hydraulikzylinders symmetrisch

ist

$$A_{V, B}^s(u) \equiv A_{V, A}^s(u) = A_V^s(u). \quad (4.19)$$

Als Nächstes wird ein virtueller Eingang $w = A_V^s(u)$ definiert und in Gleichung (4.16) eingesetzt

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= f(\mathbf{x}) + g(\mathbf{x})w, \\ y &= h(\mathbf{x}), \end{aligned} \quad (4.20)$$

sodass die ZRD eingangsaffin bezüglich des virtuellen Eingangs w ist. Um den realen Systemeingang u zu berechnen, wird die Inverse der identifizierten Kennlinien A_V^{s-1} auf den berechneten virtuellen Eingang w angewendet (vgl. Abb. 4.8).

Anschließend wird eine Zustandstransformation durchgeführt, sodass der neue Zustandsvektor den Mitteldruck p_a^s beider Zylinderkammern und die Kraft F^s enthält, die sich aufgrund der Druckdifferenz in den Kammern einstellt [64]. Die gesuchte Zustandstransformation ist durch

$$\tilde{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} p_a^s \\ F^s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{T}_1 \\ \mathbf{T}_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_A^s \\ p_B^s \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0,5 & 0,5 \\ A_A^s & -A_B^s \end{bmatrix}}_T \begin{bmatrix} p_A^s \\ p_B^s \end{bmatrix} \quad (4.21)$$

beschrieben.

Die Zustandsraumdarstellung des transformierten Systems

$$\begin{aligned} \dot{\tilde{\mathbf{x}}} &= \tilde{f}(\tilde{\mathbf{x}}) + \tilde{g}(\tilde{\mathbf{x}})w, \\ y &= \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} \tilde{\mathbf{x}} = \tilde{h}(\tilde{\mathbf{x}}) \end{aligned} \quad (4.22)$$

ergibt sich durch Einsetzen des neuen Zustands $\tilde{\mathbf{x}}$ in Gleichung (4.20).

Der relative Grad r des Systems wird durch Ableiten des Ausgangs y berechnet

$$\dot{y} = \underbrace{\frac{\partial \tilde{h}(\tilde{\mathbf{x}})}{\partial \tilde{\mathbf{x}}} \tilde{f}(\tilde{\mathbf{x}})}_{\mathcal{L}_{\tilde{f}} \tilde{h}(\tilde{\mathbf{x}})} + \underbrace{\frac{\partial \tilde{h}(\tilde{\mathbf{x}})}{\partial \tilde{\mathbf{x}}} \tilde{g}(\tilde{\mathbf{x}})}_{\mathcal{L}_{\tilde{g}} \tilde{h}(\tilde{\mathbf{x}}) \neq 0} w. \quad (4.23)$$

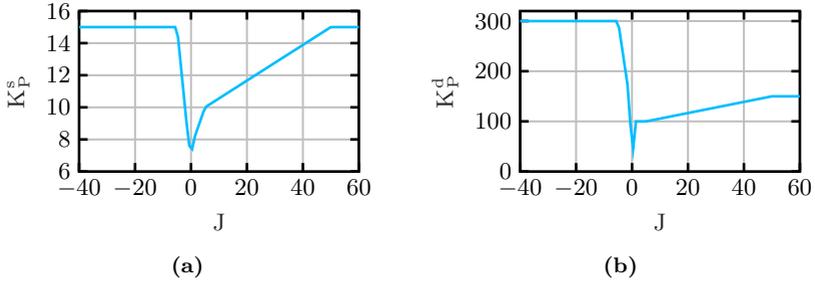


Abbildung 4.9: Reglerverstärkung der (a) Stützenaktoren und der (b) Diagonalaktoren in Abhängigkeit des Maßes für die Dynamik des Referenzkraftsignals.

Da $\mathcal{L}_{\tilde{g}}\tilde{h}(\tilde{\mathbf{x}}) \neq 0$ ist, beträgt der relative Grad $r = 1$. Die verbleibende Nullodynamik erster Ordnung beschreibt die Änderung des Mitteldrucks

$$\dot{p}_a = \mathcal{L}_{\tilde{f}}\mathbf{T}_1 \circ \mathbf{T}^{-1}(\tilde{\mathbf{x}}^*) - \mathcal{L}_{\tilde{g}}\mathbf{T}_1 \circ \mathbf{T}^{-1}(\tilde{\mathbf{x}}^*) \frac{\mathcal{L}_{\tilde{f}}\tilde{h}(\tilde{\mathbf{x}}^*)}{\mathcal{L}_{\tilde{g}}\tilde{h}(\tilde{\mathbf{x}}^*)} \quad (4.24)$$

mit $\tilde{\mathbf{x}}^* = [p_a \ 0]^\top$. Diese ist durch den Versorgungsdruck nach oben und durch den Tankdruck nach unten beschränkt und zu jedem Zeitpunkt stabil.

Schließlich wird eine exakte Ein-/Ausgangs-Linearisierung des Systems (4.22) durchgeführt, indem der Eingang

$$w = \frac{1}{\mathcal{L}_{\tilde{g}}\tilde{h}(\tilde{\mathbf{x}})} \{-\mathcal{L}_{\tilde{f}}\tilde{h}(\tilde{\mathbf{x}}) + K_P^s(y_d)(y_d - y)\} \quad (4.25)$$

auf das System angewandt wird. Dabei ist die proportionale Regelverstärkung $K_P^s(y_d)$ von der gewünschten Kraft y_d abhängig. Die Terme $A_A^s \dot{x}^s$ und $A_B^s \dot{x}^s$, welche die Druckänderung aufgrund der Kolbenbewegung berücksichtigen, werden bei der Linearisierung vernachlässigt, da die Kolbengeschwindigkeit nicht direkt gemessen werden kann und eine numerische Differenzierung des Positionssignals in Echtzeit durch Messrauschen zu Ungenauigkeiten führt. Diese Annahme ist jedoch gerechtfertigt, da mögliche Kolbenbewegungen aufgrund der mechanischen Kopplung und Steifigkeit des Tragwerks sehr gering sind. Somit hängt der Druckaufbau in den Zylinderkammern hauptsächlich vom

Volumenstrom und nicht von der Verschiebungsgeschwindigkeit des Hydraulikzylinders ab.

Während der Reglerauslegung am D1244 sind bei besonders dynamischen Referenzkraftsignalen (z. B. Sprünge) Grenzyklen im Gebäudeverhalten aufgetreten. Der Grund dafür ist eine Verstärkung der Störübertragung in Folge der starken mechanischen Kopplung zwischen Aktor und Tragwerk. Eine Verringerung der Reglerverstärkung führt zur Reduktion des Effektes, allerdings auch zu einer langsameren Systemantwort und somit verringerten Performance des geschlossenen Regelkreises. Daher wird ein Maß definiert, welches die Dynamik des Referenzkraftsignals quantifiziert

$$J[T] = \text{sign}(y_d[T]) \sum_{i=T-10}^T |y_{d,\text{filt}}[i]|. \quad (4.26)$$

Hier steht $y_{d,\text{filt}}[i]$ für das mit einer Grenzfrequenz von 5 Hz Hochpass-gefilterte Referenzkraftsignal. Folglich kann das Maß $J[T]$ als Tiefpass-gefilterte Ableitung des Referenzsignals interpretiert werden. Ein hoher Wert von J deutet auf eine hochdynamische Änderung der gewünschten Kraft hin. Abbildung 4.9a zeigt den Zusammenhang zwischen dem Maß für die Dynamik des Referenzsignals J und der Reglerverstärkung. Eine negative Aktorkraft führt zu einer Zugbelastung im Tragwerkselement. Da die Gewichtskraft des Tragwerks in die entgegengesetzte Richtung wirkt, ist die Reglerverstärkung für negative Sollkräfte größer gewählt als für positive.

4.3.2 Reglerentwurf für die Diagonalaktoren

Die Herleitung eines Reglerentwurfsmodells für die Diagonalaktoren ist im Vergleich zu den Stützenaktoren deutlich vereinfacht, da eine der Zylinderkammern permanent mit dem Tank verbunden ist. Somit wird durch die Stellgröße der Druck der Zylinderkammer und folglich die gewünschte Kraft direkt eingestellt. Durch die Wahl von $x = F^d$ ergibt sich ein eindimensionales

Zustandsraummodell des Systems

$$\dot{x} = \underbrace{-\frac{E}{V_A^d}(A_A^d)^2 \dot{x}^d}_{f(x)} + \underbrace{\frac{E}{V_A^d} A_A^d Q_A^d(x, A_{V,A}^d(u))}_{g(x,u)}, \quad (4.27)$$

$$y = x = h(x).$$

Analog zur Herleitung eines Reglerentwurfsmodells für den Stützenaktor wird ein virtueller Eingang $w = A_{V,A}^d(u)$ gewählt, womit das System (4.27) in die eingangsaffine Darstellung (4.20) überführt wird. Da der Ausgang von (4.27) direkt dem Zustand des Systems entspricht, ist der relative Grad $r = 1$. Somit besitzt das System keine Nulldynamik und $y = F^d$ ist ein flacher Ausgang. Die Stellgröße ist dann durch

$$w = \frac{1}{g(x)} \{-f(x) + K_P^d(y_d)(y_d - y)\} \quad (4.28)$$

gegeben.

Abbildung 4.9b zeigt die Beziehung zwischen dem dynamischen Maß für die Referenzkraft und die Reglerverstärkung $K_P^d(y_d)$. Analog zu der Reglerauslegung für die Stützenaktoren wird die Reglerverstärkung $K_P(y_d)$ bei Annäherung an die gewünschte Aktorkraft reduziert, um eine Verstärkung der Störübertragung zu vermeiden. Die Verstärkung $K_P(y_d)$ der Diagonalaktoren wird um einen Faktor 20 höher als die Verstärkung der Stützenaktoren gewählt. Dies liegt an den Proportionalventilen der Hydraulikzylindern der Diagonalen, welche einen halb so großen maximalen Volumenstrom haben als die Ventile der Hydraulikzylinder in den Stützen, sowie an den zehnfach höheren Verfahrenswegen. Ein negativer Wert für J entspricht einer Vergrößerung der Zugkraft des Diagonalaktors und damit einem Volumenstrom in die Kammer A des Hydraulikzylinders. Diese dadurch resultierende Bewegung wird durch den Druckaufbau kontrolliert. Ein positiver Wert für J bedeutet dagegen, dass das Ventil in Richtung Öltank aufgemacht und die Diagonale entlastet wird. Aufgrund der konstanten Verbindung der Kammer B mit dem Tank ist die entgegengerichtete hydraulische Kraft in diese Richtung gering. Zusätzlich verstärkt die Gewichtskraft der Diagonale den Ölabbfluss. Die Kombination beider Effekte führt zu einer schnellen Entlastung der Diagonale. Daher wird die Reglerverstärkung für die Bewegung in dieser Richtung halb so hoch gewählt wie in der entgegengesetzten Richtung.

4.4 Systemanalyse

In diesem Abschnitt wird die Performance der Kraft-Folgeregelung für den Stützenaktor und für den Diagonalaktor basierend auf mehreren Messungen am Hochhaus analysiert. Als Erstes wird die Sprungantwort des Systems untersucht. Hierfür werden, wie in Abb. 4.10a dargestellt, mehrere Sprünge unterschiedlicher Höhe als Referenzkraft vorgegeben. Das Diagramm zeigt ein gutes Folgeverhalten des geschlossenen Regelkreises. Leichte Abweichungen bei stationären Referenzkräften sind auf Ölleckage an den Ventilen zurückzuführen. Die Änderung der Stellgröße beginnt ungefähr 50 ms nach dem Sprung der Referenzkraft. Diese Latenzzeit ergibt sich aus Kommunikationsverzögerungen aufgrund der dezentralen Steuerungsarchitektur (vgl. Abschnitt 2.2.4). Ohne Berücksichtigung der Latenzzeit dauert es 200 ms, bis die gemessene Kraft F die gewünschte Kraft F_d erreicht. Dabei wird die Stellgröße I_V^s maximal zu 60 % ausgenutzt, was auf Potential für eine schnellere Akktorreaktion bei höherer Regelverstärkung deutet. Aufgrund der starken mechanischen Kopplung zwischen Aktor und Tragwerk führt jedoch eine Erhöhung von K_P zur Verstärkung der Störübertragung und ist daher für die beschriebene Anwendung nicht empfehlenswert.

Die Sprungantwort der Diagonalaktoren ist in Abb. 4.10b für verschiedene Sprunghöhen dargestellt. Hier wird die Referenzkraft auch im stationären Fall genau erreicht. Beim Kraftaufbau wird um 50 kN ein kurzer Zeitabschnitt mit konstanter Kraft beobachtet. Ein möglicher Grund dafür ist das Spiel zwischen den drei miteinander verbundenen Flachstahlteilen, aus denen die Diagonalelemente des Tragwerks bestehen. Die Detailansicht der Sprungantwort in den unteren Diagrammen von Abb. 4.10b zeigt eine ähnliche Latenz zwischen der Referenzkraft und der Reglerreaktion wie bei den Stützenaktoren. Hier wird die gewünschte Kraft F_d etwa 350 ms nach der initialen Änderung der gemessenen Kraft erreicht, da die Geschwindigkeit der Kraftänderung durch die Stellgrößenbeschränkung begrenzt ist. Des Weiteren sind Schwingungen des Eingangsstroms I_V^d aufgrund der transienten Dynamik der Kraft F_d zu beobachten. Die Berücksichtigung der inversen Kennlinie im Reglerentwurf führt zu einer deutlichen Verstärkung des Eingangsstromsignals innerhalb des Totbereichs des Hydraulikventils. Da jedoch die resultierenden Schwingungen hauptsächlich im Totbereich auftreten, ist ihr Einfluss auf das Systemverhalten vernachlässigbar.

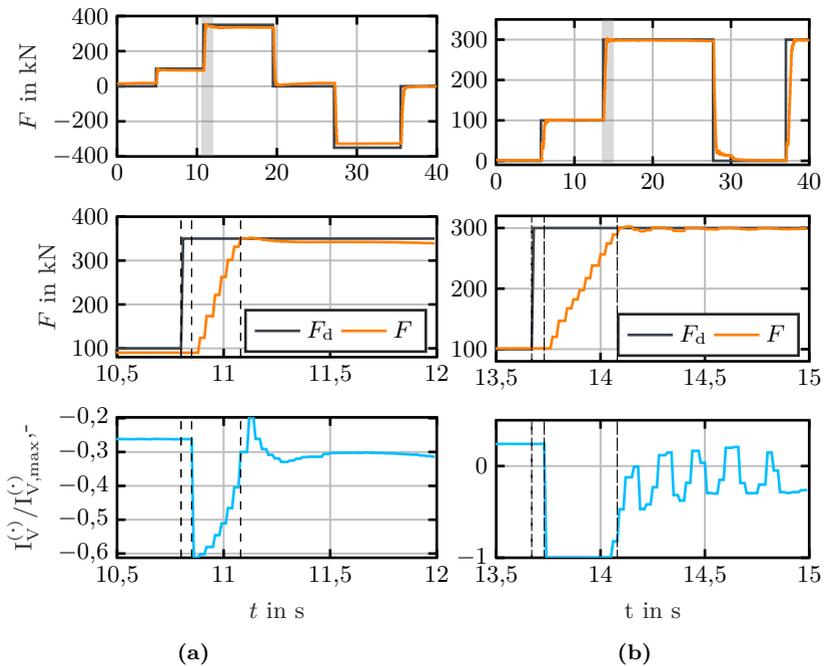


Abbildung 4.10: Sprungantwort der Kraft-Folgeregelung (a) für die Stützenaktoren und (b) für die Diagonalaktoren für unterschiedliche Sprunghöhen (1. Reihe). Detaildarstellung des grau markierten Bereichs (2. Reihe) mit Stellgröße $I_V^s / I_{V,max}^s$ bzw. $I_V^d / I_{V,max}^d$.

Als Nächstes wird die Performance der Kraft-Folgeregelung im Frequenzbereich beispielhaft für einen Diagonalaktor untersucht. Dafür wird eine Messreihe mit sinusförmigen Referenzkräften durchgeführt, deren Frequenz in 0,1 Hz Schritten von 0,1 Hz bis 5 Hz zunimmt. Abbildung 4.11 zeigt eine Messung am Diagonalaktor für eine sinusförmige Referenzkraft mit einer Frequenz von 1 Hz. Es ist ersichtlich, dass die Kraft-Folgeregelung zu einem sehr guten Folgeverhalten für diese Anregungsfrequenz führt.

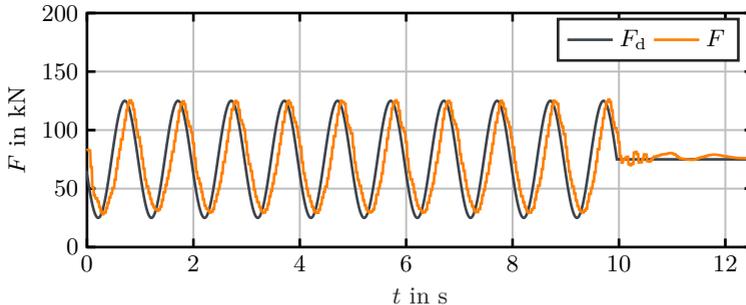


Abbildung 4.11: Kraft-Folgeregelung eines Diagonalaktors für eine sinusförmige Referenzkraft mit einer Frequenz von 1 Hz.

Im Weiteren werden für jede Sinusanregung mit einer bestimmten Frequenz die Amplitudenverstärkung und die Phasenverschiebung zwischen der Referenzkraft und der gemessenen Kraft mithilfe der Methode der orthogonalen Korrelation [34] berechnet. Basierend auf den Ergebnissen wird das in Abb. 4.12 dargestellte Bode-Diagramm für den geschlossenen Regelkreis des Diagonalaktors abgeleitet. Die Frequenz, bei der die Amplitudenverstärkung die -3 dB-Linie schneidet, wird als Grenzfrequenz des geschlossenen Regelkreises definiert.

Neben der gemessenen Phase in dunkelblau zeigt die hellblaue Linie im Bode-Diagramm die Phasenverschiebung, die sich allein aus der Folgeregelung ergibt. Der Unterschied zwischen den beiden Linien ergibt sich aus der Kommunikationslatenzen von 50 ms aufgrund der Steuerungsarchitektur. Im Diagramm ist ersichtlich, dass die Kraft-Folgeregelung eine Phasenverschiebung von etwa 20° und eine Amplitudenverstärkung von fast 0 dB für Frequenzen bis zu 0,6 Hz verursacht. Die Bandbreite des geschlossenen Regelkreises liegt bei etwa 2 Hz. Die hellblaue Linie für die Phase zeigt, dass die größte Phasenverschiebung aus den Kommunikationsverzögerungen im geschlossenen Regelkreis resultiert. Ein signifikanter Peak der Amplitudenverstärkung bei 3,5 Hz ist auf die Anregung einer Resonanzfrequenz des Tragwerks aufgrund der beschriebenen starken mechanischen Rückkopplungen im System zurückzuführen.

Insgesamt weist die entworfene Regelung für den Stützen- und für den Diagonalaktor ein gutes Kraft-Folgeverhalten für Frequenzen bis 2 Hz auf. Wie im Abschnitt 3.1.5 beschrieben, liegen die Biegemoden ersten Grades des iden-

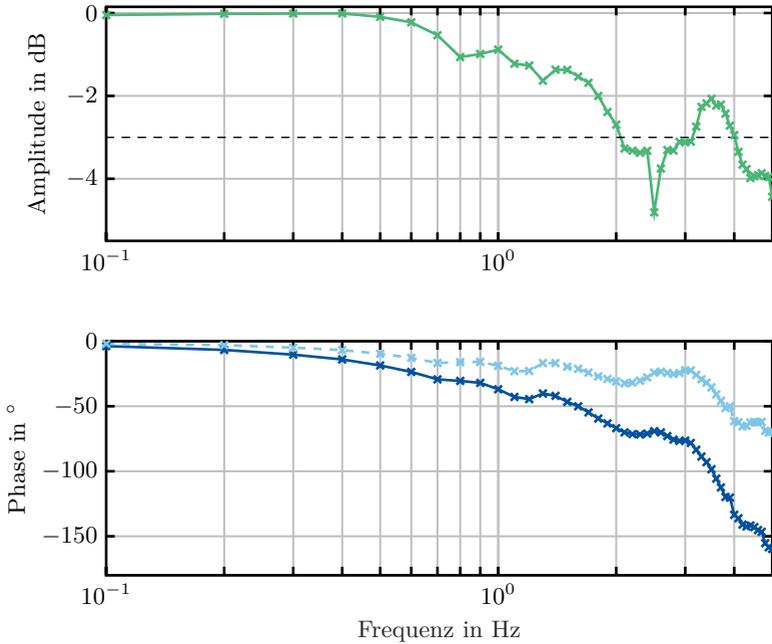


Abbildung 4.12: Aus Messdaten identifizierte Bode-Diagramme des geschlossenen Regelkreises eines Diagonalaktors.

tifizierten, dynamischen Modells des D1244 bei 1,2 Hz und die Torsionsmode ersten Grades bei 1,9 Hz. Somit ermöglicht die in diesem Kapitel vorgestellte Kraft-Folgeregelung die Schwingungsdämpfung der ersten drei Eigenmoden des Tragwerks, wie in Abschnitt 5.2.4 gezeigt wird.

Regelung adaptiver Tragwerke

Adaptive Hochhäuser besitzen aufgrund des stark reduzierten Materialeinsatzes eine niedrigere Steifigkeit im Vergleich zu konventionell gebauten Hochhäusern. Somit erfahren sie größere stationäre Auslenkungen infolge stationärer Lasten. Ferner werden adaptive Hochhäuser durch dynamische Störungen wie Windböen stärker zu Schwingungen angeregt, da deren Resonanzfrequenzen infolge der reduzierten Steifigkeit niedriger liegen.

Dieses Kapitel widmet sich dem Regelungsentwurf für adaptive Tragwerke und baut dabei auf den in Kapitel 3 hergeleiteten Modellen sowie in Kapitel 4 entworfene unterlagerte Kraft-Folgeregelung auf. Ein Blockschaltbild der Regelungsstruktur adaptiver Tragwerke ist in Abb. 5.1 dargestellt. Die Regelung teilt sich dabei in die Kompensation der Auswirkungen statischer Lasten sowie die dynamische Dämpfung zur Reduktion der Schwingungsamplituden infolge dynamischer Störungen auf. Das erste Ziel erfordert die Einführung einer virtuellen Steifigkeit in das Tragwerk, während das zweite Ziel durch die Einführung einer virtuellen Dämpfung erreicht wird.

Zunächst wird der Entwurf eines optimierungsbasierten Reglers zur Kompensation statischer Lasten unter Berücksichtigung der begrenzten Aktuierungskräfte vorgestellt. Nachfolgend wird der Regler am adaptiven Hochhaus D1244 experimentell validiert.

Darüber hinaus wird eine modellprädiktive Regelung (model predictive control, MPC) zur Schwingungsdämpfung präsentiert, die ebenfalls die begrenzten Aktuierungskräfte im Reglerentwurf einbezieht. Eine zentrale Fragestellung hierbei ist die Bestimmung der erforderlichen Genauigkeit des Prädiktionsmodells im Reglerentwurf. Dies geschieht durch einen Vergleich der Performance des geschlossenen Regelkreises mit verschiedenen MPC, welche die Stellgrößen unter

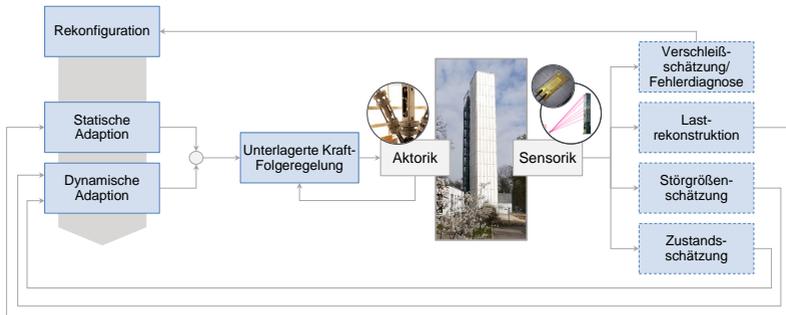


Abbildung 5.1: Blockschaltbild der Regulationsstruktur adaptiver Tragwerke.

Verwendung des vollständigen linearen Modells (3.1), des modal-reduzierten linearen Modells (3.21), des linearisierten Modells (3.38) bzw. des nichtlinearen Modells (3.26) eines adaptiven Hochhauses berechnen.

Zur Erfüllung der beiden Hauptregelziele für adaptive Gebäude werden zwei Regler entworfen, die auf dasselbe Aktorset mit begrenzten Kräften zurückgreifen. Im abschließenden Abschnitt wird der Bedarf an Stellgrößen für die Regler zur Kompensation statischer Lasten und zur Schwingungsdämpfung unter realistischen Störungen untersucht. Basierend auf den Ergebnissen wird ein Verfahren zur optimalen Verteilung des Stellgrößenbudgets auf die Regler entwickelt, um gute Performance hinsichtlich beider Regelziele zu erzielen.

Zusätzlich werden erweiterte Regelungskonzepte vorgestellt, die auf den Umgang mit Aktorausfällen und Verschleiß der Tragwerkelemente abzielen. Die Realisierung einer fehlertoleranten Regelung sichert den optimalen Betrieb des Gebäudes hinsichtlich der zwei vorgestellten Regelziele und dient somit der Erhöhung des Komforts im Gebäude. Des Weiteren wird durch die Berücksichtigung von Verschleiß in der Regelung die optimale Ausnutzung der Lebensdauer der einzelnen Komponenten sichergestellt.

5.1 Statische Lastkompensation

5.1.1 Modellbasierter Kompensationsentwurf

Ein wichtiger Lastfall für adaptive Gebäude besteht in stationären oder quasi-stationären Belastungen. Als quasi-stationär werden hier Belastungen angesehen, deren Spektrum nahezu keine Anteile oberhalb eines Fünftels der niedrigsten Eigenfrequenz des Tragwerks aufweist. Diese Belastungen führen zu einer stationären Auslenkung des Tragwerks, welche die Gebrauchstauglichkeit des Gebäudes beeinträchtigt.

Um eine Kompensationsstrategie zur Minimierung der stationären Verschiebungen zu entwickeln, werden zunächst in Modell (3.1) die Zustandsableitungen zu Null gesetzt, um das stationäre Modell zu erhalten:

$$\begin{aligned} \mathbf{K}\mathbf{q}_s &= \mathbf{F}_u\mathbf{u}_s + \mathbf{F}_z\mathbf{z}_s, \\ \mathbf{y}_s &= \mathbf{C}\mathbf{q}_s. \end{aligned} \quad (5.1)$$

Dabei beinhaltet $\mathbf{u}_s \in \mathbb{R}^m$ die für die statische Kompensation eingesetzten Aktorkräfte, während $\mathbf{F}_z\mathbf{z}_s \in \mathbb{R}^n$ die aus einer stationären Störung resultierenden Kräfte auf das Tragwerk repräsentiert. Der Ausgang $\mathbf{y}_s \in \mathbb{R}^p$ gibt die Knotenverschiebungen der vier Dachknoten des Tragwerks an, da die größten Tragwerksverschiebungen am Dach auftreten.

Eine stationäre Störung \mathbf{z}_s auf das passive System (5.1) ($\mathbf{u}_s = 0$) führt auf die Verschiebung der Dachknoten

$$\mathbf{y}_{s,0} = \mathbf{C}\mathbf{K}^{-1}\mathbf{F}_z\mathbf{z}_s. \quad (5.2)$$

Das Ziel der statischen Lastkompensation ist, den Fehler

$$\mathbf{e} = \mathbf{y}_{s,d} - \mathbf{y}_s \quad (5.3)$$

zwischen dem gemessenen Ausgang \mathbf{y}_s und dem Sollwert $\mathbf{y}_{s,d} = 0$ zu minimieren. Dieses Regelziel entspricht der Minimierung der Verschiebungen der Tragwerksknoten. Die dafür notwendigen Aktorkräfte werden über die Lösung

des konvexen quadratischen Optimierungsproblems

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_s^* = \underset{\mathbf{u}_s}{\operatorname{argmin}} \quad & \mathbf{y}_s^\top \mathbf{y}_s \\ \text{s.d.} \quad & \mathbf{y}_s = \mathbf{C}\mathbf{K}^{-1}\mathbf{F}_u\mathbf{u}_s + \mathbf{y}_{s,0}, \\ & \mathbf{u}_{s,\min} \leq \mathbf{u}_s \leq \mathbf{u}_{s,\max} \end{aligned} \quad (5.4)$$

unter Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkungen berechnet. Das Optimierungsproblem (5.4) wird mittels des Innere-Punkte-Verfahrens gelöst.

5.1.2 Experimentelle Validierung

Die modellbasierte Kompensation wird im nächsten Schritt am Hochhaus D1244 experimentell validiert. Die Kompensation statischer Lasten erfordert hierbei ein Modell, das insbesondere die stationären Auslenkungen des Tragwerks abbilden kann. Das in Abschnitt 3.1.5 identifizierte dynamische Modell beschreibt das dynamische Verhalten des Tragwerks anhand der ersten drei Moden. Das identifizierte modale Modell gewährleistet aufgrund der Vernachlässigung von hochfrequenten Schwingungen keine stationäre Genauigkeit. Aus diesem Grund wird für die statische Lastkompensation das analytisch hergeleitete Modell (5.1) verwendet.

In der Praxis wurde festgestellt, dass das Tragwerk des D1244 nach einer Aktuierung und darauffolgender Reduktion aller Aktorkräfte auf 0 kN nicht in den selben Zustand wie vor der Aktuierung zurückkehrt. Mögliche Ursachen dafür sind mechanisches Spiel und Reibungseffekte zwischen den einzelnen Tragwerkelementen und in den Aktoren sowie stationäre Regelfehler der unterlagerten Hydraulikregelung. Um diesen Effekt zu reduzieren, werden alle aktuierten Diagonalen des Tragwerks mit einer Kraft von 100 kN vorgespannt. Die Steifigkeitsmatrix wird im nächsten Schritt für den modellbasierten Kompensationsentwurf anhand von Messungen approximiert. Hierbei werden zwei Diagonalen im Erdgeschoss mit einer konstanten Kraft beaufschlagt und führen somit zu einer statischen Last auf das Tragwerk. Die resultierende Verschiebung in y -Richtung der Dachknoten des Tragwerks wird mittels eines Positionssensor gemessen und ist in Abb. 5.2a dargestellt. Hierbei wird angenommen, dass die Geschossdecken starr sind (rigid-floor-assumption) [65], sodass alle Dachknoten

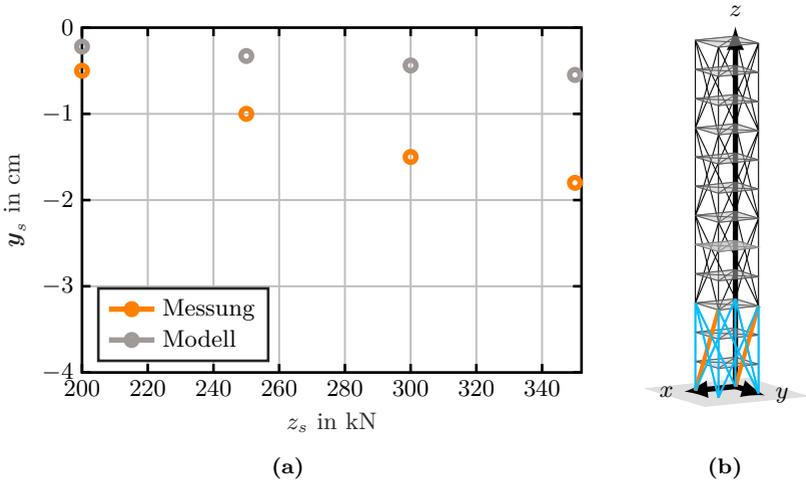


Abbildung 5.2: (a) Vergleich von gemessener und simulierter Verschiebung der Dachknoten des Tragwerks unter Einwirkung einer statischen Last. (b) Darstellung des experimentellen Aufbaus zur Validierung der statischen Lastkompensation: Aktoren zur Auslenkung (-); Aktoren zur Kompensation (+).

die gleiche Verschiebung erfahren. Des Weiteren wird die mithilfe des Modells vorhergesagte Verschiebung der Dachknoten berechnet und in Abb. 5.2a abgebildet.

Die gemessenen Verschiebungen sind um einen durchschnittlichen Faktor von drei größer als die vom Modell vorhergesagten Verschiebungen. Um diese Diskrepanz zwischen Modell und Praxis zu kompensieren wird die Steifigkeitsmatrix des Modells zur Berechnung der optimalen Aktorkräfte durch den Faktor $\gamma = 3$ dividiert.

Für die experimentelle Validierung der Strategie zur statischen Lastkompensation (5.4) wird der in Abb. 5.2b dargestellte Aufbau betrachtet. Alle aktuierten Diagonalen sind auf 100 kN vorgespannt, während die Stützenaktoren mithilfe der unterlagerten Hydraulikregelung auf eine Kraft von Null geregelt sind. Um die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse sicherzustellen, werden zwei Diagonalak-

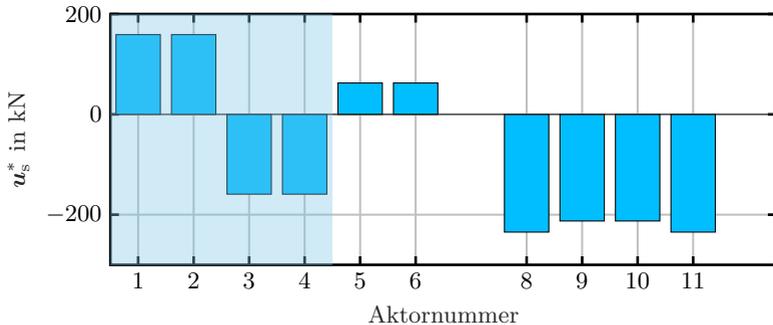


Abbildung 5.3: Optimale Aktorkräfte zur statischen Lastkompensation. Die blaue Fläche kennzeichnet die Kräfte der Stützenaktoren, die weiße Fläche kennzeichnet die Kräfte der Diagonalaktoren.

toren im ersten Modul zum Aufbringen einer statischen Last auf das Tragwerk verwendet. Diese Last entspricht einem Fehlerfall der Aktoren, bei dem der Volumenstrom in und aus den Zylinderkammern aufgrund eines Ventildefekts blockiert ist. Infolge dessen ist der Hydraulikkolben in der Position zum Zeitpunkt des Ausfalls fixiert und übt eine konstante Kraft auf das Tragwerk aus. Hierfür werden die zwei Diagonalaktoren sieben und zwölf mit einer konstanten Kraft $z_s = 250$ kN zusätzlich zu deren Vorspannung beaufschlagt und führen zu einer stationären Auslenkung der Dachknoten des Tragwerks um $\mathbf{y}_{s,0} = 34$ mm in y -Richtung. Um diese Auslenkung zu kompensieren werden alle übrigen Aktoren \mathbf{u}_s des ersten Moduls eingesetzt (vgl. Abb. 5.2b).

Durch Lösung des Optimierungsproblems (5.4) werden die optimalen Aktorkräfte \mathbf{u}_s^* zur Kompensation der stationären Auslenkung $\mathbf{y}_{s,0}$ berechnet. Hierbei wird die Stellgrößenbeschränkung für die Diagonalen entsprechend der aufgebrauchten Vorspannung angepasst, sodass die Diagonalaktoren Zugkräfte bis 300 kN und Druckkräfte bis 100 kN aufbringen können. Die Stützenaktoren können Kräfte bis 400 kN in beide Richtungen aufbringen. Die berechneten Kräfte zur Kompensation der Verschiebungen am Dach des Tragwerks sind in Abb. 5.3 dargestellt.¹ Die aufgebrauchte statische Last führt zu einer stationären

¹ Die Nummerierung der Aktoren sowie der Elemente des D1244 ist im Anhang B angegeben.

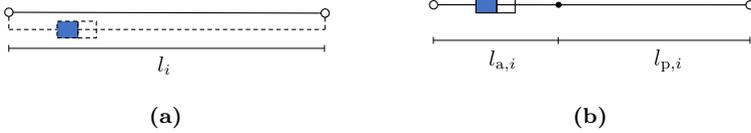


Abbildung 5.4: Schematische Darstellung der Elementlängen (a) eines passiven oder parallel aktuierten Elements und (b) eines seriell aktuierten Elements.

Verschiebung des Tragwerks ausschließlich in y -Richtung. Aus diesem Grund haben die Stützenkräfte ähnliche Amplituden, jedoch mit paarweise unterschiedlichem Vorzeichen. Die Diagonalaktoren fünf und sechs befinden sich auf der durch die Biegung gestauchten Gebäudeseite, so dass sie zur Kompensation der Störung eine Druckkraft von 63 kN aufbringen. Im Gegensatz dazu befinden sich die Diagonalaktoren neun und zehn auf der durch die Biegelast gestreckten Gebäudeseite und üben daher eine Zugkraft von 213 kN aus. Die Diagonalaktoren acht und elf überkreuzen die Last aufbringenden Diagonalaktoren und setzen eine zusätzliche Zugkraft ein, um die stationären Verschiebungen zu kompensieren. Mit den berechneten Aktorkräften \mathbf{u}_s^* wird die stationäre Verschiebung am Tragwerksdach im Rahmen der Messgenauigkeit vollständig kompensiert. Es sei angemerkt, dass (5.4) aufgrund des redundanten Aktorsets ein unterbestimmtes Optimierungsproblem ist.

Im Folgenden werden die Messungen der weiteren Sensorsysteme des D1244 im ausgelenkten und kompensierten Zustand ausgewertet. Eine Kompensation der durch statische Lasten verursachten Verschiebungen im Tragwerk ist genau dann erreicht, wenn alle Bauelemente $i \in \mathcal{I}$ ihre Ursprungslänge erreichen und somit keine Längenänderungen erfahren

$$\mathbf{q}_s \stackrel{!}{=} \mathbf{0} \quad \hat{=} \quad \Delta l = l - l_0 \stackrel{!}{=} \mathbf{0}. \quad (5.5)$$

Um die Längenänderung der einzelnen Elementen des D1244 zu erhalten, werden die DMS zur Messung der Elementdehnungen und die Wegmessgeber zur Messung des Aktorverfahrweges eingesetzt.

Die Längenänderung der passiven sowie der parallel aktuierten Elemente des Tragwerks kann direkt aus der gemessenen Elementdehnung bestimmt werden (vgl. Abb. 5.4a):

$$\Delta l_i = \epsilon_i l_{0,i}, \quad \forall i \in \{\mathcal{I} \mid \text{Element } i \text{ ist passiv oder parallel aktuiert}\}. \quad (5.6)$$

Bei den seriell aktuierten Diagonalen setzt sich die Änderung der Elementlänge aus der Längenänderung $\Delta l_{p,i}$ des passiven Elements und dem Aktorverfahrweg x_i^d zusammen (vgl. Abb. 5.4b):

$$\begin{aligned} \Delta l_i &= \Delta l_{p,i} + \Delta l_{a,i} = \epsilon_i l_{p,0,i} + x_i^d, \\ \forall i &\in \{\mathcal{I} \mid \text{Element } i \text{ ist seriell aktuiert}\}. \end{aligned} \quad (5.7)$$

Um den Einfluss der statischen Kompensation auf die Längenänderungen zu beurteilen, wurde zunächst eine Messung der Längenänderungen Δl_r aller Tragwerkelemente bei einer Vorspannung von 100 kN der Diagonalaktoren als Referenzwert aufgenommen. Nachfolgend wurden die Längenänderungen $\Delta l_{s,0}$ im ausgelenkten Zustand sowie die Längenänderungen Δl_s im kompensierten Zustand gemessen. Abbildung 5.5 zeigt die Längenänderungen der 48 Elemente des Tragwerks.

Zur Auslenkung des Tragwerks wurden die im siebten und zwölften Element verbauten Diagonalaktoren verwendet (vgl. Abb. 5.2b). Trotz der gleich großen aufbrachten Zugkraft in beiden Elemente wird das siebte Element um 180 mm verkürzt, während das zwölfte Element lediglich eine Verkürzung von 145 mm erfährt. Dieser Unterschied ist auf Regelfehler der unterlagerten Hydraulikregelung der Aktoren selbst sowie der umliegenden Aktoren zurückzuführen. Außerdem erfahren die Elemente, die mit den aktuierten Diagonalen überkreuzt sind, eine um Faktor 1,6 unterschiedliche Verlängerung. Des Weiteren ist ersichtlich, dass die Längenänderungen der Stützen (Elemente eins bis vier) aufgrund ihrer größeren Steifigkeit mit 0,02 mm bis 0,07 mm deutlich kleiner sind als die Längenänderungen der Diagonalelemente. Durch die ausschließliche Aktuierung im ersten Modul sind die Längenänderungen in den darüberliegenden Modulen (vgl. unteres Diagramm in Abb. 5.5) deutlich kleiner als im ersten Modul. Hier ist sichtbar, dass die Längenänderungen einzelner Elemente durch die Kompensation erhöht werden. Diese Erhöhung ist jedoch nicht signifikant verglichen mit

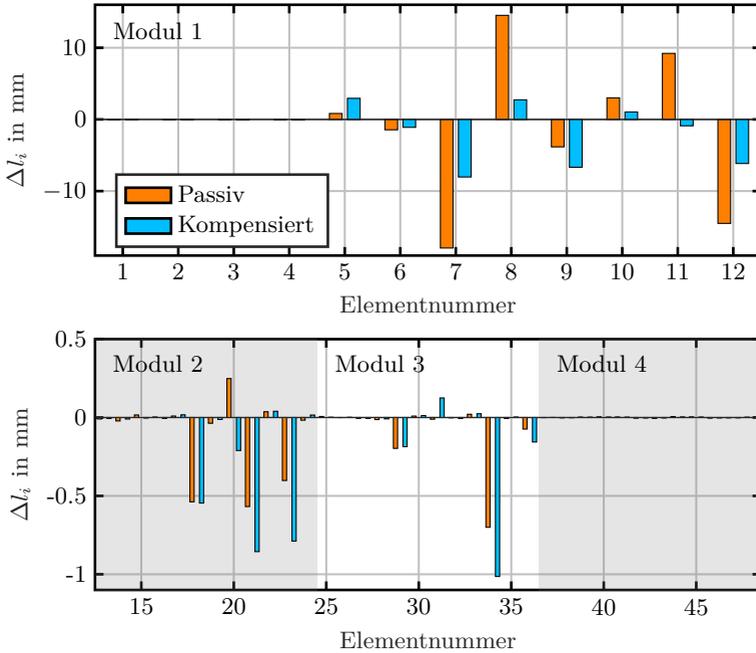


Abbildung 5.5: Längenänderung der Tragwerkelemente unter Einwirkung einer statischen Last (–) und im kompensierten Zustand (–).

der Reduktion der Längenänderungen der Elemente im ersten Modul. Basierend auf der euklidischen Norm der gemessenen Längenänderungen aller Elemente

$$\begin{aligned} \|\Delta l_{s,0}\| &= 29 \text{ mm}, \\ \|\Delta l_s\| &= 13 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.8)$$

wird eine Reduktion der Längenänderungen um 56% erreicht. Durch eine Erweiterung der Kostenfunktion können die zusätzlichen FHG des Optimierungsproblems (5.4) genutzt werden, um die Längenänderungen der Elemente zusätzlich zur Knotenverschiebung am Tragwerksdach zu minimieren. Somit können unerwünschte lokale Kräfte im Tragwerk verhindert werden, welche zu Verschleiß führen.

5.2 Schwingungsdämpfung

Neben den statischen Lasten sind Gebäude dynamischen Störungen wie Erdbeben und Wind ausgesetzt. In diesem Abschnitt wird der Entwurf einer Regelung vorgestellt, welche eine virtuelle Dämpfung in das Tragwerk einführt und somit zur Schwingungsreduktion führt. Um optimale Systemperformance unter Berücksichtigung begrenzter Aktorkräfte zu erreichen, wird eine MPC verwendet. Die vorgestellte Regelung ist nicht ausschließlich auf Hochhäusern beschränkt, sondern kann auch zur Schwingungsdämpfung bei weiteren Tragwerken eingesetzt werden, wie in [19] für Brücken vorgestellt.

Die Regelung ist auf die Rückführung des gesamten Tragwerkszustandes angewiesen, welcher sich aus den Knotenverschiebungen und -geschwindigkeiten zusammensetzt. Da nur ein Teil der Zustände gemessen wird, wird der volle Zustand über einen Beobachter modellbasiert rekonstruiert. Der Beobachterentwurf ist nicht Teil dieser Arbeit und wird nicht behandelt. Im weiteren Verlauf wird angenommen, dass der vollständige Zustand des Systems bekannt ist. Modellbasierte Methoden zur Zustandsschätzung adaptiver Tragwerke werden beispielsweise in [78, 95] vorgestellt.

MPC ist eine modellbasierte Regelung, welche den Systemeingang in Echtzeit unter Verwendung eines Prädiktionsmodells berechnet. Hierbei stellt sich die Frage, welche Genauigkeit für das Prädiktionsmodell erforderlich ist, sodass die berechneten Aktorsignale zu einer guten Performance des geschlossenen Regelkreises führen. Ein genaues Modell des realen Tragwerks führt auf eine präzise Prädiktion des Systemverhaltens bei der Berechnung der Aktorsignale, erhöht jedoch den Rechenaufwand und kann somit die Echtzeitfähigkeit der Regelung in Frage stellen. Aus diesem Grund wird in diesem Abschnitt die Systemperformance unter Berücksichtigung unterschiedlicher Prädiktionsmodelle für die MPC verglichen.

Zunächst wird eine lineare MPC zur Schwingungsdämpfung eingesetzt. Aufgrund der hohen natürlichen Dämpfung hochfrequenter Eigenmoden des Systems und der begrenzten Bandbreite der Aktoren rechtfertigt sich die Verwendung eines reduzierten Modells im Regelungsentwurf. Hierbei kann das modal-reduzierte lineare Modell des Hochhauses gemäß Gleichung (3.21) berücksichtigt werden, unter der Annahme, dass alle Elemente Zug- und Druckkräfte aufnehmen können. Um das tatsächliche Verhalten des Tragwerks zu erfassen,

ist die Einbeziehung der lokalen Nichtlinearitäten erforderlich. Zu diesem Zweck wird als zweites Vergleichsmodell das linear approximierte POD-Modell gemäß Gleichung (3.38) als Prädiktionsmodell in der Regelung berücksichtigt.

Das reale schaltende Verhalten der Diagonalelemente kann jedoch nur mithilfe des vollen nichtlinearen Modells abgebildet werden. Daher wird schließlich eine nichtlineare modellprädiktive Regelung (nonlinear model predictive control, NMPC) implementiert, die das Modell (3.26) als Prädiktionsmodell verwendet. Abschließend wird die Performance des geschlossenen Kreises unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Prädiktionsmodelle anhand von Performancemaßen für die Effizienz der Schwingungsdämpfung verglichen.

5.2.1 Lineare Modellprädiktive Regelung

In diesem Abschnitt wird der Reglerentwurf einer linearen MPC unter Verwendung des linearen modal-reduzierten Modells (3.21) vorgestellt. Der Reglerentwurf unter Verwendung des linearisierten POD-Modells (3.38) erfolgt nach dem gleichen Vorgehen.

Für die Formulierung des Optimierungsproblems wird die Systemgleichung (3.21) zunächst diskretisiert. Die Diskretisierung erfordert die Annahme, dass der Eingangswert über ein Zeitintervall $[t, t + \Delta t]$ konstant bleibt. Diese Eigenschaft wird Zero-Order-Hold genannt. Die analytische Lösung ist dann durch

$$\boldsymbol{\xi}(t + \Delta t) = \underbrace{e^{\mathbf{A}\Delta t}}_{\mathbf{A}_d} \boldsymbol{\xi}(t) + \underbrace{\int_0^{\Delta t} e^{\mathbf{A}\tau} d\tau \mathbf{B}}_{\mathbf{B}_d} \mathbf{u}_d(t) \quad (5.9)$$

gegeben [63]. Dabei sind \mathbf{A}_d und \mathbf{B}_d konstante Matrizen der gleichen Dimensionalität wie die Matrizen \mathbf{A} und \mathbf{B} des kontinuierlichen Modells. Das mit Zeitschrittweite Δt diskretisierte Prädiktionsmodell ergibt sich damit zu

$$\boldsymbol{\xi}(k + 1) = \mathbf{A}_d \boldsymbol{\xi}(k) + \mathbf{B}_d \mathbf{u}_d(k). \quad (5.10)$$

Hierbei sind $\boldsymbol{\xi}(k) \in \mathbb{R}^{2n_r}$ die zeitdiskreten modalen Zustände und $\mathbf{u}_d(k) \in \mathbb{R}^m$ die für die Schwingungsdämpfung eingesetzten zeitdiskreten Eingänge zum Zeitpunkt $t = k\Delta t$.

Nachfolgend werden die optimalen Aktorkräfte zur Schwingungsdämpfung durch Lösung des Optimalsteuerungsproblems

$$\begin{aligned}
 & \min_{\mathbf{u}_d(\cdot|t)} J(\boldsymbol{\xi}(t), \mathbf{u}_d(\cdot|t)) = \\
 & \min_{\mathbf{u}_d(\cdot|t)} \sum_{k=t}^{t+N-1} \boldsymbol{\xi}(k|t)^\top \mathbf{Q} \boldsymbol{\xi}(k|t) + \mathbf{u}_d(k|t)^\top \mathbf{R} \mathbf{u}_d(k|t) \\
 & \text{s.d.} \quad \boldsymbol{\xi}(k+1|t) = \mathbf{A}_d \boldsymbol{\xi}(k|t) + \mathbf{B}_d \mathbf{u}_d(k|t), \\
 & \quad \quad \mathbf{y}(k|t) = \mathbf{C} \boldsymbol{\xi}(k|t), \\
 & \quad \quad \boldsymbol{\xi}(t|t) = \boldsymbol{\xi}(t), \\
 & \quad \quad \mathbf{u}_{d,\min} \leq \mathbf{u}_d(k|t) \leq \mathbf{u}_{d,\max}
 \end{aligned} \tag{5.11}$$

für $k = t, \dots, t + (N - 1)\Delta t$ berechnet. Der Prädiktionshorizont N der MPC wird basierend auf der Systemdynamik gewählt. Ein kurzer Prädiktionshorizont hat den Vorteil eines geringeren Rechenaufwands, während ein hoher Prädiktionshorizont die Stabilität des Optimierungsproblems begünstigt und somit die Regelgüte des Systems verbessert. Die Variablen $\boldsymbol{\xi}(\cdot|t)$, $\mathbf{y}(\cdot|t)$ und $\mathbf{u}_d(\cdot|t)$ bezeichnen zum Zeitpunkt t vorhergesagte Trajektorien.

Die positiv definiten Matrizen $\mathbf{Q} \in \mathbb{R}^{2n_r \times 2n_r}$ und $\mathbf{R} \in \mathbb{R}^{m \times m}$ sind Entwurfparameter des Reglers und bestimmen die relative Bedeutung der Zustandsminimierung und der dafür erforderlichen Aktorkräfte. Daher wird die Stellgrößengewichtungsmatrix als skalierte Einheitsmatrix $\mathbf{R} = r_0 \mathbf{I}^{m \times m}$ gewählt, und die Gewichtungsmatrix der Zustände zu

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}^{n_r \times n_r} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & 100 \mathbf{I}^{n_r \times n_r} \end{bmatrix}. \tag{5.12}$$

Da die Dämpfung über eine zur Geschwindigkeit proportionale Kraft ausgelegt wird, werden die modalen Geschwindigkeiten mit einem Faktor von 100 höher als die modalen Amplituden gewichtet.

Für die numerische Lösung des Optimalsteuerungsproblems (5.11) wird dieses als beschränktes linear-quadratisches Optimierungsproblem der Form

$$\begin{aligned}
 & \min_{\mathbf{x}} \quad \frac{1}{2} \mathbf{x}^\top \mathbf{P} \mathbf{x} \\
 & \text{s.d.} \quad \mathbf{l} \leq \mathbf{W} \mathbf{x} \leq \mathbf{r}
 \end{aligned} \tag{5.13}$$

formuliert, wobei der Optimierungsvektor

$$\mathbf{X} = [\boldsymbol{\xi}(0)^\top \quad \boldsymbol{\xi}(1)^\top \quad \dots \quad \boldsymbol{\xi}(N)^\top \quad \mathbf{u}_d(0)^\top \quad \dots \quad \mathbf{u}_d(N-1)^\top]^\top, \quad (5.14)$$

$$\mathbf{X} \in \mathbb{R}^{2n_r(N+1)+Nm} \quad (5.15)$$

die zeitdiskreten Zustände $\boldsymbol{\xi}(k)$ und zeitdiskreten Eingänge $\mathbf{u}_d(k)$ über den Optimierungshorizont N beinhaltet. Die Herleitung der Matrizen P und W ist in Anhang C ausgeführt.

Die aus der Lösung¹ des Optimalsteuerungsproblems (5.11) resultierenden optimalen Aktorkräfte zum Zeitpunkt t ergeben sich zu

$$\mathbf{u}_d^*(\cdot|t) = \underset{\mathbf{u}_d(\cdot|t)}{\operatorname{argmin}} \quad J(\boldsymbol{\xi}(t), \bar{\mathbf{u}}_d(\cdot|t)). \quad (5.16)$$

5.2.2 Nichtlineare Modellprädiktive Regelung

Dieser Abschnitt stellt die Berechnung der Aktorkräfte mithilfe einer NMPC vor, welche das Schaltverhalten der Diagonalelemente explizit berücksichtigt. Dafür wird die nichtlineare Dynamikgleichung (3.25) mit $z(t) = 0$

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}_d(t)) = \mathbf{A}(\mathbf{x}(t))\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}_d(t) \quad (5.17)$$

als Prädiktionsmodell verwendet. Für die numerische Lösung der DGL auf dem Intervall $[t(k) \quad t(k+1)]$ wird die polynomiale Kollokationsmethode verwendet. Hierfür wird der Zustand als stückweise Polynome erster Ordnung parametrisiert, während der Eingang als abschnittsweise konstant approximiert wird. Aufgrund der Wahl von Polynomen erster Ordnung für die Parametrisierung der Dynamik sind zwei Bedingungen notwendig, um die freien Parameter der Approximation jedes Intervalls zu bestimmen. Die erste setzt die Stetigkeit der Zustandstrajektorie an den Intervallgrenzen voraus. Die zweite Bedingung beschreibt die Lösung der DGL innerhalb der Zeitintervalle. Als Ansatz wird die implizite Mittelpunkregel verwendet. Hierfür werden die Kollokationspunkte

$$t_c(k) = \frac{t(k+1) + t(k)}{2} \quad (5.18)$$

¹ Dieses Optimierungsproblem wird mithilfe des Solvers Operator Splitting Quadratic Program (OSQP) [79] gelöst, welches das Alternating Direction Method of Multipliers zur Berechnung der Lösung verwendet (vgl. Anhang C).

als Intervallmittelpunkte definiert. Nachfolgend wird die Zustandstrajektorie an den Kollokationspunkten mittels der impliziten Mittelpunkregel

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{x}(k) + \Delta t f \left(\underbrace{\frac{\mathbf{x}(k) + \mathbf{x}(k+1)}{2}}_{\mathbf{x}_{\text{app}}(t_c)}, \mathbf{u}_d(t_c) \right) \quad (5.19)$$

ausgewertet.

Somit ergibt sich das Optimalsteuerungsproblem zur Berechnung der Aktorkräfte

$$\begin{aligned} \min_{\mathbf{u}_d(\cdot|t)} \quad & J(\mathbf{x}_{\text{app}}(t), \mathbf{u}_d(\cdot|t)) = \\ \min_{\mathbf{u}_d(\cdot|t)} \quad & \sum_{k=t}^{t+N-1} \mathbf{x}_{\text{app}}(t_c|t)^\top \bar{\mathbf{Q}} \mathbf{x}_{\text{app}}(t_c|t) + \mathbf{u}_d(t_c|t)^\top \bar{\mathbf{R}} \mathbf{u}_d(t_c|t) \\ \text{s. d.} \quad & \mathbf{x}(k+1|t) = \mathbf{x}(k|t) + \Delta t f(\mathbf{x}_{\text{app}}(t_c|t), \mathbf{u}_d(t_c|t)), \\ & \mathbf{y}(k|t) = \mathbf{C} \mathbf{x}(k|t), \\ & \mathbf{x}(t|t) = \mathbf{x}(t), \\ & \mathbf{u}_{d,\min} \leq \mathbf{u}_d(k|t) \leq \mathbf{u}_{d,\max}. \end{aligned} \quad (5.20)$$

Die positiv definiten Matrizen $\bar{\mathbf{Q}} \in \mathbb{R}^{2n \times 2n}$ und $\bar{\mathbf{R}} \in \mathbb{R}^{m \times m}$ sind analog zur linearen MPC die Entwurfparameter des Reglers. Um eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse trotz unterschiedlicher Prädiktionsmodelle sicherzustellen, werden in der Gewichtungsmatrix $\bar{\mathbf{Q}}$ die Geschwindigkeiten mit einem Faktor 100 höher als die Verschiebungen gewichtet, während die Matrix $\bar{\mathbf{R}} = \bar{r}_0 \mathbf{I}_m$ gewählt wird. Aufgrund der stark erhöhten Anzahl an Zuständen des nichtlinearen verglichen mit den modal-reduzierten linearen Prädiktionsmodelle wird mehr Energie für die gleiche Dämpfung benötigt. Aus diesem Grund wird die Stellenergie mit dem Gewichtungsfaktor $\bar{r}_0 = 10^{-4} r_0$ gewichtet.

Das Optimalsteuerungsproblem wird als ein Nichtlineares Optimierungsproblem (Nonlinear Problem, NLP) formuliert. Hierfür wird die parametrisierte Zustandstrajektorie als Optimierungsvariablen in das NLP der NMPC aufgenommen. Somit ist keine explizite Formulierung der zeitdiskreten Dynamik notwendig.

Durch die Lösung ¹ des NLP werden optimale Aktorkräfte zur Schwingungsdämpfung eines adaptiven Tragwerks unter Berücksichtigung des nichtlinearen Verhaltens der Diagonalen berechnet. Aufgrund der Anwendung des Kollokationsverfahrens zur Parametrisierung der Systemdynamik entsteht ein Approximationsfehler zwischen dem nichtlinearen Prädiktionsmodell und der realen Systemdynamik, welcher jedoch deutlich kleiner als der Approximationsfehler unter Verwendung des linearen Modells (3.21) und des linearisierten POD-Modells (3.38) ist. Jedoch führt die Lösung des NLP der NMPC zu einer Erhöhung des Rechenaufwandes für einen Rechenschritt von Millisekunden auf Minuten unter Verwendung von aktueller Hardware verglichen mit der Lösung des linear-quadratischen Problems der linearen MPC. Des Weiteren weisen die zur Verfügung stehenden Lösungsalgorithmen für NLP verschlechterte Konvergenzeigenschaften auf.

5.2.3 Performance-Vergleich unter Berücksichtigung unterschiedlicher Prädiktionsmodelle

Die Performance der MPC wird im Folgenden hinsichtlich zweier Kriterien evaluiert. Zunächst wird in Abschnitt 5.2.3.1 die Genauigkeit der Vorhersage unter Verwendung der unterschiedlichen Prädiktionsmodelle bewertet. Nachfolgend wird in Abschnitt 5.2.3.2 die Güte der Schwingungsdämpfung evaluiert.

Hierbei wird jeweils die Performance der reduzierten Modelle (MOR- und POD-Modell) sowie die Performance der vollständigen Modelle (linear und nichtlinear) miteinander verglichen.

Für die Berechnung der optimalen Aktorkräfte mittels linearer MPC wird das Optimierungsproblem (5.11) gelöst. Hierbei werden drei unterschiedliche Modelle zur Prädiktion eingesetzt:

- das lineare modal-reduzierte Modell unter Berücksichtigung von vier Schwingungsmoden (LMPC MOR),
- das mittels POD linearisierte Modell unter Berücksichtigung von vier Hauptkomponenten (LMPC POD),

¹ Dieses Optimierungsproblem wird mithilfe des symbolischen Frameworks für numerische Optimierung CasADi (Computer-Aided Simulation and Automatic Differentiation) [5] gelöst.

- das vollständige lineare Modell (LMPC).

Für die NMPC wird das Optimierungsproblem (5.20) unter Verwendung des vollständigen nichtlinearen Modells gelöst.

Alle aufgezählten modellprädiktiven Regelungsverfahren haben einen zeitdiskreten Optimierungshorizont von $N = 28$ Schritte sowie eine Diskretisierungsschrittweite von $\Delta t = 25$ ms, was einem Prädiktionshorizont von 0,7 s entspricht. Dieser Prädiktionshorizont umfasst nur eine Schwingung der ersten Mode des Systems und wird als Kompromiss zwischen dem Rechenaufwand und der Güte der Vorhersage gewählt. Die Simulationen für die Auswertung der Prädiktionsgenauigkeit werden über $t_{\text{sim}} = 2$ s und die Simulationen für die Auswertung der Performance über $t_{\text{sim}} = 5$ s durchgeführt. Als Strecke wird in allen Simulationen das vollständige nichtlineare Modell verwendet, um das Verhalten des realen Tragwerks möglichst genau abzubilden.

5.2.3.1 Auswertung der Prädiktionsgenauigkeit

Ein genaues Prädiktionsmodell ist entscheidend für die Performance einer MPC. Große Abweichungen zwischen den vorhergesagten und realen Trajektorien des Systems führen zu ineffizienten Aktorkräften und somit zu einer Verschlechterung der Reglerperformance. Daher wird in diesem Abschnitt die Prädiktionsgenauigkeit der reduzierten sowie der vollständigen Modelle bewertet. Hierbei ist das Tragwerk zum Zeitpunkt $t = 0$ am obersten Tragwerkspunkt um 10 cm in Richtung der ersten Eigenmode ausgelenkt.

Abbildung 5.6a veranschaulicht die Auslenkung eines Dachknotens in x -Richtung im unregulierten sowie im geregelten Fall. Hierbei zeigen die geregelten Verläufe die Verschiebung eines Tragwerksknotens im geschlossenen Regelkreis unter Berücksichtigung des linearen modal-reduzierten und des linearisierten POD Modells als Prädiktionsmodell der MPC. Aufgrund der Anfangsauslenkung führt das Tragwerk eine freie gedämpfte Schwingung aus. Da das System im passiven Zustand bereits stabil ist, konvergiert es zur Ruhelage. Die Abbildung zeigt, dass die Regelung sowohl unter Berücksichtigung des MOR- als auch des POD-Modells zu einer Reduktion der Schwingungsamplituden führt. Dabei ist kein signifikanter Unterschied in der Performance zu erkennen.

Zur Veranschaulichung der Prädiktionsgenauigkeit der MPC unter Berücksichtigung des linearen modal-reduzierten Modells sind in Abb. 5.6b neben

den geregelten Verlauf exemplarisch die Prädiktionen zu zwei Zeitpunkten dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die vorhergesagte Zustandstrajektorie höherfrequenter als die reale Trajektorie schwingt. Dies ist auf die Annahme des linearen Modells zurückzuführen, dass die Diagonalaussteifungen Zug- und Druckkräfte aufnehmen können. Dies führt zu einer höheren Steifigkeit im Prädiktionsmodell gegenüber dem realen Tragwerk.

Nachfolgend wird die Prädiktionsgenauigkeit der MPC unter Berücksichtigung des POD-Modells als Prädiktionsmodell analysiert. Hierbei berücksichtigt der Regler erneut ein lineares reduziertes Modell, welches jedoch mittels weniger linearen Moden das Schwingungsverhalten des nichtlinearen Tragwerks approximiert. Abbildung 5.6c zeigt neben der geregelten Auslenkung die MPC Prädiktion an zwei Zeitpunkten. Anhand der Graphen ist ersichtlich, dass die reale Trajektorie und die prädizierten Verläufe hinreichend genau übereinstimmen. Dieses Ergebnis ist auch darauf zurückzuführen, dass die Frequenzen der Anregung in der vom POD-Modell abgebildeten Bandbreite liegen. Höherfrequente Störungen hätten eine Reduktion der Prädiktionsgüte zur Folge.

Trotz der Unterschiede in der Prädiktionsgenauigkeit führen beide Regelungsansätze zu nahezu identischer Performance der Schwingungsdämpfung, was auf eine hohe Robustheit der Regelung gegenüber Modellunsicherheiten im Prädiktionsmodell schließen lässt.

Im nächsten Schritt wird analog die Prädiktionsgenauigkeit des vollständigen linearen Modells sowie des vollständigen nichtlinearen Modells untersucht. Hierbei ist die Gewichtung der Zustände relativ zur Gewichtung der Eingänge höher gewählt, da die vollständigen Modelle eine 70-fach höhere Anzahl an Zustände besitzen. Abbildung 5.7a vergleicht die passive Auslenkung am Tragwerkdach mit den geregelten Verläufen unter Verwendung der unterschiedlichen Prädiktionsmodelle. Beide Regler führen zu einer signifikanten Reduktion der Schwingungsamplituden, wobei das lineare Prädiktionsmodell erneut zu einer Überschätzung der Schwingungsfrequenz führt wie in Abb. 5.7b dargestellt. Im Vergleich dazu entspricht die Prädiktion mit dem nichtlinearen Modell der tatsächlichen Trajektorie sehr genau. Dieses Ergebnis ist aufgrund der Übereinstimmung von Strecke und Prädiktionsmodell der MPC sowie die Abwesenheit einer externen Störung zu erwarten. Abweichungen zwischen realen und vorhergesagten Trajektorien sind in diesem Fall ausschließlich auf Instabilitäten bei der numerischen Lösung des NLP zurückzuführen.

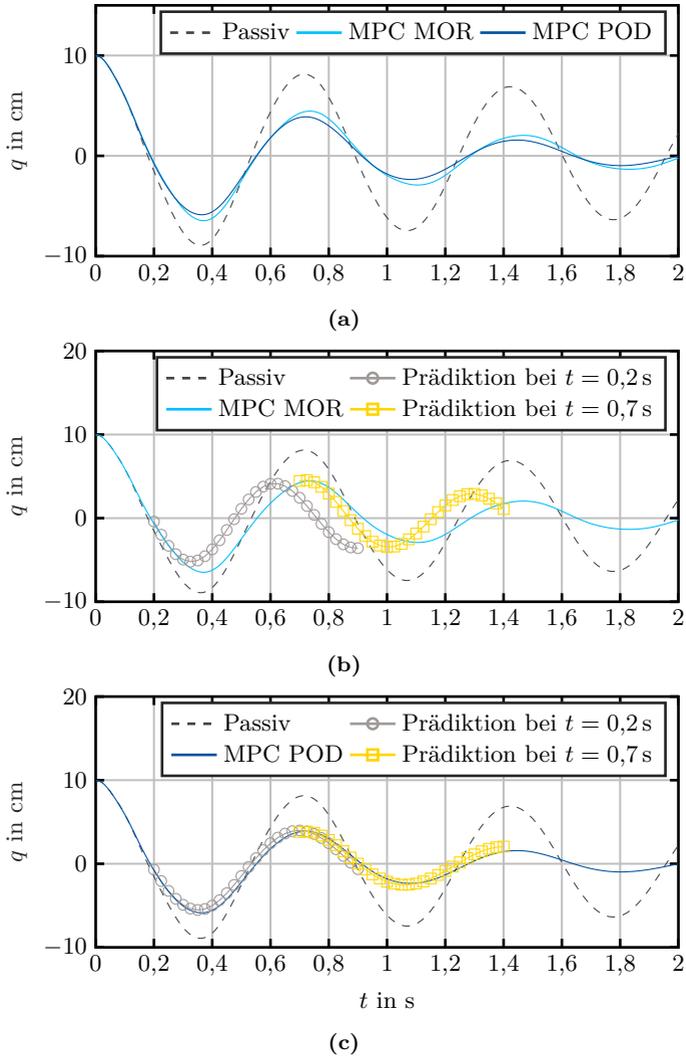


Abbildung 5.6: Vergleich der Prädiktionsgenauigkeit der MPC mithilfe des linearen modal-reduzierten Modells und des linearisierten POD-Modells.

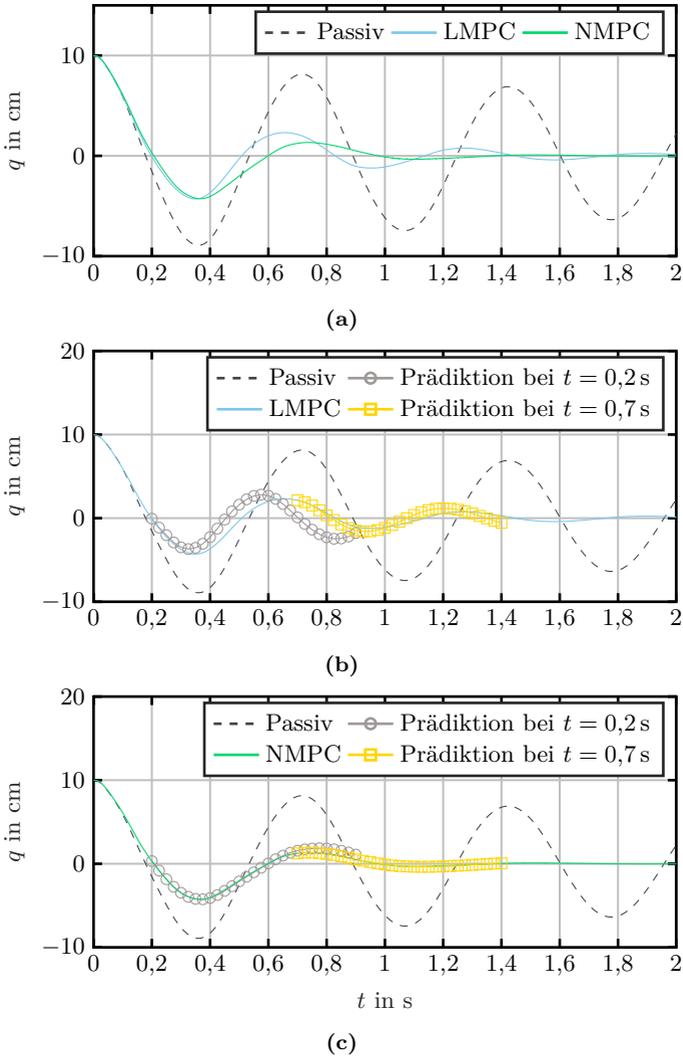


Abbildung 5.7: Vergleich der Prädiktionsgenauigkeit der MPC mithilfe des linearen sowie des nichtlinearen Modells.

5.2.3.2 Auswertung der Performance der Schwingungsdämpfung

Die Evaluierung der Systemperformance der MPC erfolgt anhand einer Windstörung, da Wind einen typischen Belastungsfall für Hochhäuser darstellt. Die in den Simulationen verwendete Windgeschwindigkeit ist in Abb. 5.8a dargestellt. Die gewählte mittlere Windgeschwindigkeit von $v_0 = 18 \text{ m/s}$ entspricht Stufe acht von zwölf der Beaufort-Skala [75] und stellt somit einen stürmischen Wind dar. Diese gewählte Windgeschwindigkeit dient zum Testen der Performance mit den präsentierten Regelungsalgorithmen unter realistischen Bedingungen.

Die Performance des geschlossenen Regelkreises mit unterschiedlicher Regelstrategien zur Schwingungsdämpfung wird anhand eines dynamischen Performancemaßes bewertet. Dieses Maß berechnet die durchschnittliche absolute Geschwindigkeit der Tragwerksknoten über die gesamte Simulationsdauer

$$J_d = \sum_{i=1}^{n_{\text{nodes}}} \int_0^{t_{\text{sim}}} |\dot{q}_i(t)| dt, \quad (5.21)$$

wobei n_{nodes} die Anzahl aller Tragwerksknoten darstellt. Zur Bewertung des Bewohnerkomforts ist eine Auswertung der Tragwerksbeschleunigungen notwendig. Das definierte Performancemaß wird aber in erster Linie zur Bewertung der Güte der Schwingungsdämpfung verwendet und basiert aus diesem Grund auf Knotengeschwindigkeiten.

Abbildung 5.8b zeigt die infolge der Windstörung resultierende Verschiebung und Geschwindigkeit in x -Richtung eines Dachknotens des Tragwerks unter Verwendung der reduzierten Prädiktionsmodelle in der MPC. Es ist ersichtlich, dass die MPC sowohl unter Verwendung des MOR-Modells als auch unter Verwendung des POD-Modells zu einer ähnlich hohen Reduktion der Schwingungen führt, was die Ergebnisse aus Abschnitt 5.2.3.1 bestätigt. Tabelle 5.1 gibt das dynamische Performancemaß J_d für die einzelnen Szenarien sowie die prozentuale Schwingungsreduktion verglichen mit dem unregelmäßigen Verschiebungsverlauf an. Die Auswertung des Performancemaßes berücksichtigt die Knotengeschwindigkeiten aller Tragwerksknoten und gibt somit eine ganzheitliche Auswertung der Performance. Diese bestätigt erneut die ähnliche Performance der MPC unter Verwendung der reduzierten Modelle.

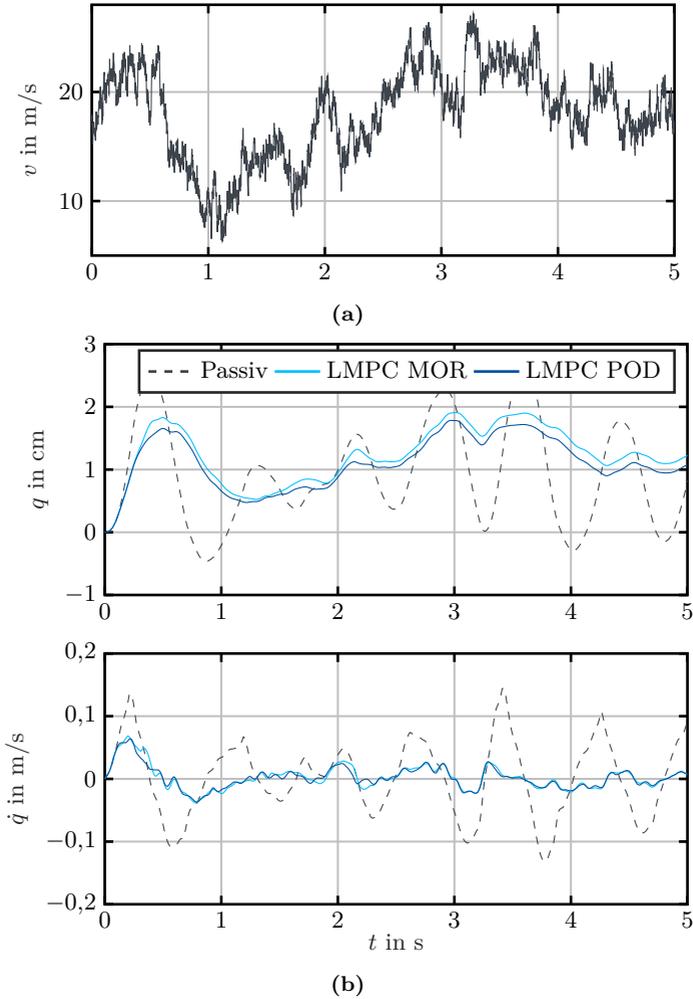


Abbildung 5.8: (a) Windgeschwindigkeit der Windstörung zur Validierung der MPC zur Schwingungsdämpfung. (b) Verschiebung und Geschwindigkeit des Tragwerks unter Verwendung des MOR- und POD-Modells als Prädiktionsmodell in der MPC.

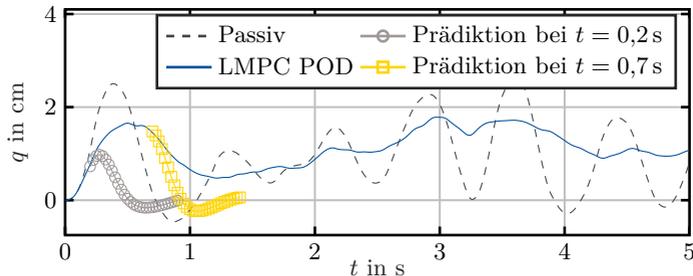


Abbildung 5.9: Passive und geregelte Trajektorien des Tragwerks bei einer Windanregung sowie zwei beispielhafte vorhergesagte Trajektorien der MPC mit dem linearisierten POD-Modell.

Des Weiteren ist in Abb. 5.9 die mithilfe des POD-Modells prädiizierte Verschiebungstrajektorie an zwei Zeitpunkten beispielhaft dargestellt. Hierbei ist eine signifikante Abweichung zwischen der prädiizierten und realen Trajektorie zu sehen. Dies ist auf die unbekannte Störung zurückzuführen. Eine Verbesserung der Prädiktion erfordert eine Erweiterung des Systems um einen Störgrößenbeobachter oder um eine Messung der mittleren Windgeschwindigkeit.

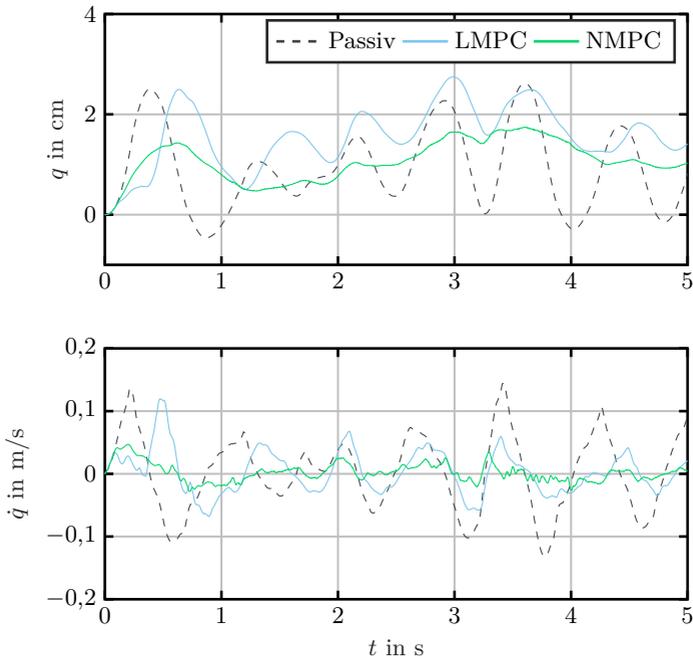
Anschließend wird die Performance der MPC mit dem vollständigen linearen und dem nichtlinearen Prädiktionsmodell analog zu den reduzierten Modellen bewertet. Durch die höhere Dimension der vollständigen Modelle entsprechen die Gewichtungsmatrizen nicht denen der reduzierten Modelle, weshalb die Ergebnisse nicht direkt miteinander vergleichbar sind. Abbildung 5.10a stellt die aus der Windanregung resultierende Verschiebung und Geschwindigkeit in x -Richtung eines Dachknotens des Tragwerks dar. Anhand der Grafik wird ersichtlich, dass die NMPC zu einer deutlich besseren Performance als die LMPC führt. Dies ist durch die Auswertung des Performancemaßes J_d in Tabelle 5.1 belegt. Während die NMPC zu einer Schwingungsreduktion von 62% führt, dämpft die LMPC lediglich 33% der Tragwerksschwingungen. Eine mögliche Ursache dafür liegt im höheren Approximationsfehler des linearen Modells. Die Überschätzung der Schwingungsfrequenzen höherer Moden, die im Reglerentwurf gleich wie die niederfrequenten Moden gewichtet werden, führt zu einer deutlichen Performancereduktion im Vergleich zum vollständigen nichtlinearen Modell. Im Gegensatz dazu werden bei gleichen Stellgrößenbeschränkungen unter Verwendung der reduzierten Modelle lediglich die vier Schwingungs-

Szenario	J_a	Reduktion in %
Passiv	11.6	-
LMPC MOR	3.9	67
LMPC POD	3.7	68
LMPC	7.7	33
NMPC	4.4	62

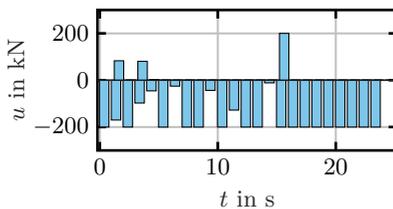
Tabelle 5.1: Performancemaß der MPC unter Verwendung unterschiedlicher Prädiktionsmodelle.

den betrachtet, welche zu den niedrigsten Resonanzfrequenzen des Tragwerks gehören. Da diese das dynamische Verhalten mechanischer Systeme dominieren, wird die Aktorkraft unter Berücksichtigung des reduzierten Modells effizient eingesetzt. Aufgrund des hohen Approximationsfehlers in Kombination mit der gleichen Gewichtung aller Schwingungsmoden überschreiten die berechneten Stellkräfte der LMPC die Stellgrößenbeschränkung, was eine Performancereduktion zur Folge hat. Abbildungen 5.10b und 5.10c zeigen die maximalen und minimalen Aktorkräfte für die 24 Aktoren. Gemäß der Darstellung benötigt das System unter Verwendung der NMPC deutlich kleinere Kräfte, um die durch Windanregung entstehende Schwingung zu dämpfen. Im Vergleich dazu erreichen alle von der LMPC berechneten Aktorkräfte die Stellgrößenbeschränkung, was den ineffizienten Einsatz der Aktorkräfte bestätigt.

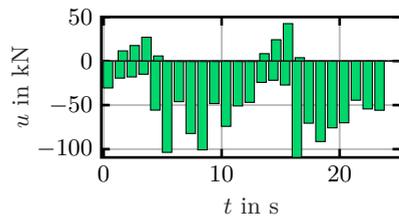
Anhand der Untersuchung der modellprädiktiven Regelstrategien zur Schwingungsdämpfung unter Verwendung unterschiedlicher Prädiktionsmodelle lässt sich schließen, dass die Berücksichtigung des linearen reduzierten Prädiktionsmodells im Reglerentwurf die beste Performance aufweist. Dieses lässt sich als linear-quadratisches Optimierungsproblem formulieren, das mit effizienten Solvern mit stabilen Konvergenzeigenschaften zur Berechnung der Aktorkräfte in Echtzeit gelöst werden kann. Durch eine stärkere Gewichtung der dominanten Schwingungsmoden in den vollständigen Modellen könnte eine verbesserte Schwingungsdämpfung erreicht werden. Allerdings führen die hochdimensionalen Modelle zu einem höheren Rechenaufwand. Insbesondere die Berücksichtigung der nichtlinearen Modelldynamik in der MPC führt zu einem nichtlinearen Optimierungsproblem, dessen numerische Lösung schlechte Konvergenzeigenschaften aufweist und in der Praxis unter Verwendung aktueller Hardware nicht in Echtzeit gelöst werden kann.



(a)



(b)



(c)

Abbildung 5.10: (a) Verschiebung und Geschwindigkeit des Tragwerks unter Verwendung des vollständigen linearen und des vollständigen nichtlinearen Modells als Prädiktionsmodell in der MPC. Optimale Aktorkräfte der LMPC (b) und NMPC (c).

5.2.4 Experimentelle Ergebnisse

Im Folgenden werden erste experimentelle Ergebnisse als konzeptionelle Validierung der Schwingungsdämpfung adaptiver Gebäuden vorgestellt.

Hierfür werden zunächst alle aktuierten Diagonalen des Tragwerks mit einer Kraft von 200 kN vorgespannt. Nachfolgend wird das Tragwerk mittels zwei Diagonalaktoren im ersten Modul (in Abb. 5.2b in orange gekennzeichnet) zu einer Biegebewegung in Richtung der Biegemode erster Ordnung zu Schwingungen angeregt. Das dabei erzeugte dynamische Störungssignal ist

$$z_d = 200 \text{ kN} + 150 \text{ kN} \cdot \sin(2\pi f_z t). \quad (5.22)$$

Mittels optischer Messung am Tragwerksdach wird die Geschwindigkeit der Tragwerksbewegung $\mathbf{y}_{d,\text{meas}}$ aufgenommen. Über einen Proportionalregler

$$u_d = -K_d \mathbf{y}_{d,\text{meas}} \quad (5.23)$$

wird diese Messung zurückgeführt. Dabei werden zur Aktuierung die Aktoren genutzt, die auch zur Anregung verwendet wurden. Bei harmonischer Anregung des Systems mit Kraftamplituden im Bereich von 150 kN ergeben sich Knotengeschwindigkeiten von maximal 0,5 m/s. Die Größenordnung des Verhältnisses dieser beiden Größen gibt einen Richtwert für die Reglerverstärkung, welche im Weiteren zu $K_d = 2 \cdot 10^4$ gewählt wurde.

Im Folgenden werden zwei Messungen mit einer Anregungsfrequenz $f_z = 0,7 \text{ Hz}$ sowie $f_z = 2,1 \text{ Hz}$ durchgeführt und entsprechend in Abb. 5.11 und in Abb. 5.12 dargestellt. Hierbei wird eine Biegeschwingung des Tragwerks zum Zeitpunkt t_1 mittels z_d angeregt. Zum Zeitpunkt t_2 wird die Anregung ausgeschaltet. Die Regelung ist zu diesem Zeitpunkt noch aus und das Tragwerk kommt nach einige Sekunden freier gedämpfter Schwingung zur Ruhe. Zum Zeitpunkt t_3 wird die Anregung erneut appliziert. Zum Zeitpunkt t_4 wird die Anregung z_d wieder abgeschaltet und die Regelung aktiviert. An dem Geschwindigkeitsverlauf in Abb. 5.11 ist zu erkennen, dass im passiven Fall die Schwingung des Tragwerks innerhalb von 3 s nach dem Ausschalten der Störung um 23 % gedämpft wird. Im geregelten Fall beträgt die Dämpfung nach 3 s bereits 76 %.

Abbildung 5.12 zeigt den Verlauf bei einer Anregungsfrequenz von $f_z = 2,1 \text{ Hz}$, welche an der Grenze der experimentell bestimmten Bandbreite der unterlagernten Kraft-Folgeregelung ist. In diesem Fall ist die Geschwindigkeit des passiven

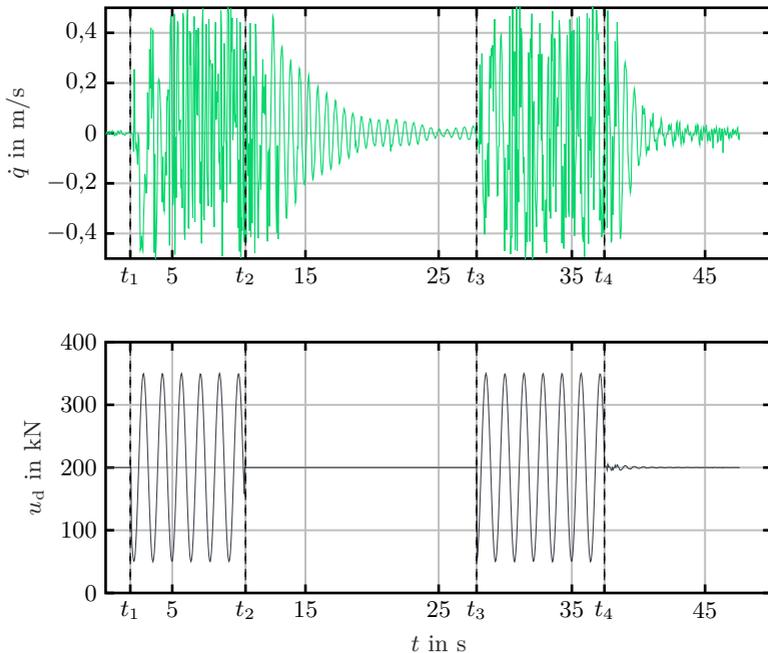


Abbildung 5.11: Vergleich des passiven und geregelten Geschwindigkeitsverlauf am Tragwerksdach sowie die angewandten Stör- und Aktorkräfte für eine Anregungsfrequenz von $f_z = 0,7$ Hz.

Systems nach 3 s nach dem Ausschalten der Störung bereits um 52 % gedämpft. Dies bestätigt die Untersuchungen in Kapitel 3, dass höhere Eigenfrequenzen eine höhere natürliche Dämpfung besitzen. Die Geschwindigkeitsrückführung führt bei dieser Anregungsfrequenz nach 3 s zu einer Dämpfung von 83 %. Somit ist gezeigt, dass trotz der sinkenden Performance der unterlagerten Kraft-Folgeregelung eine zusätzliche Dämpfung erreicht werden kann. Diese ersten experimentellen Ergebnisse bilden die Grundlage für die Validierung der erweiterten Regelstrategien zur Schwingungsdämpfung.

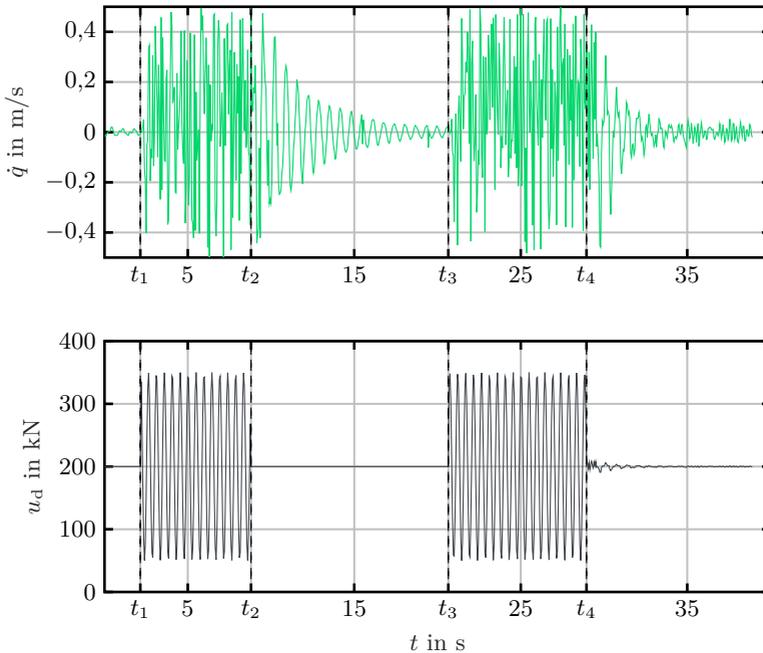


Abbildung 5.12: Vergleich des passiven und geregelten Geschwindigkeitsverlauf am Tragwerksdach sowie die angewandten Stör- und Aktorkräfte für eine Anregungsfrequenz von $f_z = 2,1$ Hz.

5.3 Stellgrößenaufteilung bei mehreren Regelzielen

Die Hauptregelziele für adaptive Gebäude sind, wie in den vorherigen Abschnitten erläutert, statische Lastkompensation und dynamische Schwingungsdämpfung. Um diese zu erfüllen, stehen dieselben Aktoren zur Verfügung. Angesichts der begrenzten Aktuierungskräfte stellt dieser Abschnitt ein Verfahren zur Verteilung der Stellgrößen auf die beiden Regler vor. Die präsentierte Methode basiert auf der Publikation [15]. Das Ziel besteht darin, eine insgesamt optimale Performance des geschlossenen Kreises zu erzielen.

Hierbei wird das Windmodell (3.39) als externe Störung

$$\mathbf{z}(t) = \mathbf{z}_s + \mathbf{z}_d(t) \quad (5.24)$$

verwendet. Dabei führt die mittlere Windgeschwindigkeit \mathbf{z}_s zu einer statischen Last auf das Tragwerk, während die Windböen $\mathbf{z}_d(t)$ das Tragwerk zu Schwingungen anregen.

Abbildung 5.14a zeigt die Windstörung, die in dieser Untersuchung verwendet wurde. Die mittlere Windgeschwindigkeit von 40 m/s entspricht der höchsten Windstärke nach der Beaufort-Skala und wurde gewählt, um die Performance des Verfahrens in einem kritischen Szenario zu testen.

Für die Simulation des Hochhauses wird hier das lineare vollständige Modell (3.1) verwendet. Für die Kompensation statischer Lasten wird das Optimierungsproblem (5.4) gelöst, wobei der Systemausgang $\mathbf{y}_s = \mathbf{q}_s$ die FHG aller Tragwerksknoten enthält. Abbildung 5.13a zeigt die Verschiebungen des Tragwerks im passiven und kompensierten Zustand. Wie zu erkennen ist, können die Verschiebungen mittels der statischen Lastkompensation deutlich reduziert werden. Die für diese Kompensation erforderlichen Aktorkräfte $\mathbf{u}_s^*(t)$ sind in Abb. 5.13b dargestellt. Die grauen Bereiche kennzeichnen Stützenaktoren, die weißen Diagonalaktoren. Es ist ersichtlich, dass die Stützenaktoren Kräfte nahe der Stellgrößenbeschränkung benötigen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass sie in die tragenden Strukturelemente integriert sind und somit gegen die Tragwerkslast wirken. Somit werden hohe Kräfte benötigt, um die gleiche Verschiebung zu gewährleisten wie bei Nutzung der Diagonalaktoren.

Des Weiteren wird die MPC (5.11) zur Schwingungsdämpfung eingesetzt. Hierbei wird das lineare modal-reduzierte Modell ($n_r = 10$) als Prädiktionsmodell verwendet. Die Gewichtungsmatrix $\mathbf{R} \in \mathbb{R}^{m \times m}$ wird als Einheitsmatrix gewählt, während die Gewichtungsmatrix der Zustände als

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} q_0 \mathbf{Q}_1 & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & q_0 \mathbf{Q}_2 & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & q_0 \mathbf{Q}_1 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & q_0 \mathbf{Q}_2 \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{2n_r \times 2n_r} \quad (5.25)$$

gewählt wird. Der Faktor $q_0 = 10^6$ gleicht den Unterschied in der Größenordnung zwischen den Aktorkräften und den modalen Amplituden aus. Die Matrizen $\mathbf{Q}_1 = 1000 \mathbf{I} \in \mathbb{R}^{2 \times 2}$ und $\mathbf{Q}_2 = 100 \mathbf{I} \in \mathbb{R}^{(n_r-2) \times (n_r-2)}$ gewichten

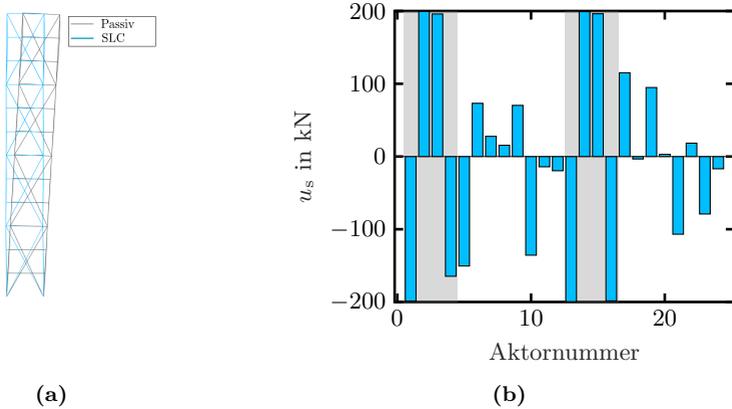


Abbildung 5.13: (a): Stationäre Verschiebung mit und ohne statische Lastkompensation (vergrößert um Faktor 100, um die Verschiebungen (im mm-Bereich) im Vergleich zur Höhe des Gebäudes (36 m) sichtbar zu machen). (b) Aktorkräfte für die statische Lastkompensation. Die grauen Flächen markieren die Kräfte der Stützenaktoren, die weißen markieren die Kräfte der Diagonalaktoren.

die modalen Amplituden und Geschwindigkeiten der beiden Biegemoden erster Ordnung höher, da sie die Dynamik des Tragwerks dominieren. Die aus der Lösung des Optimierungsproblems (5.11) resultierenden optimalen Aktorkräfte $\mathbf{u}_d^*(t)$ führen zu einer deutlichen Reduktion der Tragwerksschwingungen (vgl. Abb 5.14b), welche durch die Windböen angeregt werden.

Im Weiteren wird eine Simulationsstudie durchgeführt, um den Stellgrößenbedarf beider vorgestellten Regler zu bewerten. Um die Performance der statischen Lastkompensation zu bewerten, wird ein Tiefpassfilter mit einer Grenzfrequenz von $f_G = 0,2 \text{ Hz}$ auf den Systemausgang angewandt. Diese Frequenz ist zehnmal niedriger als die niedrigste Eigenfrequenz des Tragwerks und stellt damit sicher, dass das gefilterte Signal nur die stationäre Verschiebung enthält. Das statische Performancemaß, das die Verschiebungen aller Knoten berücksichtigt, ist definiert als

$$J_s = \sum_{i=1}^n \int_{t_0}^{t_{\text{sim}}} |\mathbf{q}_{i,\text{filt}}(t)| dt. \quad (5.26)$$

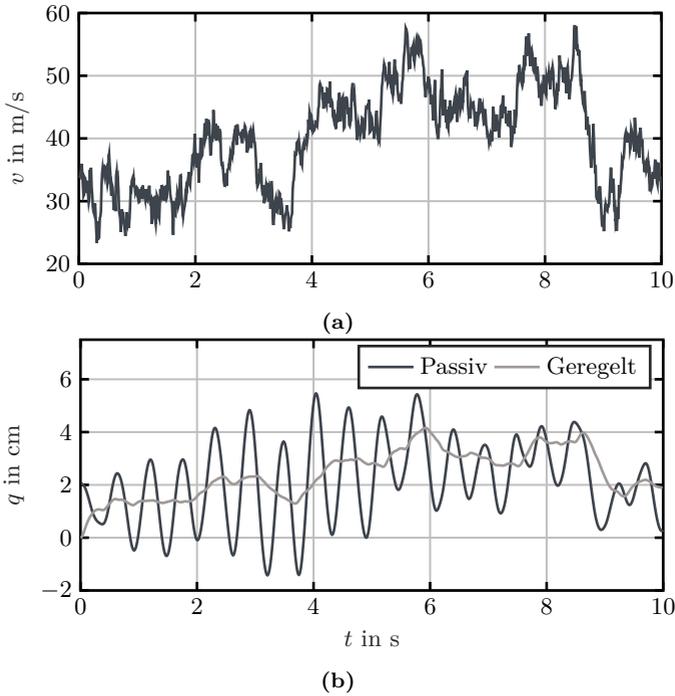


Abbildung 5.14: (a): Windgeschwindigkeit der Windstörung; (b) Verschiebung eines der Dachknotenpunkte des Tragwerks mit und ohne Schwingungsdämpfung.

Des Weiteren wird zur Evaluierung der Performance der MPC das bereits definierte dynamische Peformancemaß (5.21) verwendet.

Die Simulationsstudie besteht aus 20 Simulationen mit einer fest vorgegebenen Verteilung der maximal verfügbaren Aktuierungskräfte von 200 kN auf die beiden Regler. In der ersten Simulation wird die statische Lastkompensation (5.4) mit einer Stellgrößenbeschränkung von $\mathbf{u}_s \leq 5\%|\mathbf{u}_{\max}|$ berechnet, während die MPC für die Schwingungsdämpfung (5.11) als maximale Stellgröße die ver-

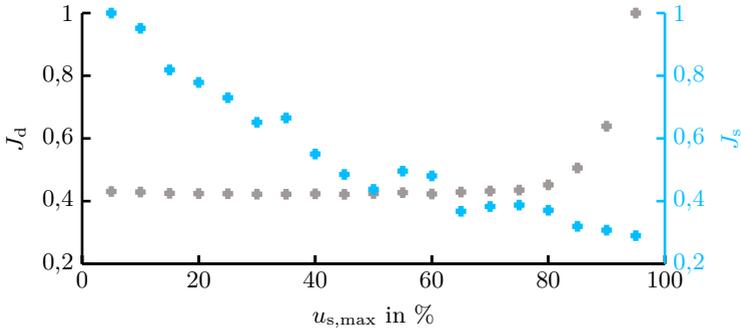


Abbildung 5.15: Normalisiertes statisches und dynamisches Performancemaß für verschiedene Stellgrößenverteilungen zwischen der statischen Lastkompensation und der MPC.

bleibenden 95% der Aktorkraft bekommt: $\mathbf{u}_d \leq 95\%|\mathbf{u}_{max}|$. In jeder nächsten Simulation wird die Stellgrößenbeschränkung beider Regler um 5% erhöht bzw. verringert. Die normalisierten Performancemaße (5.26) und (5.21) werden für jede Simulation berechnet und in Abb. 5.15 dargestellt.

Abbildung 5.15 zeigt, dass eine Erhöhung der Stellgrößenbeschränkung für die statische Lastkompensation zu einer Performanceverbesserung führt. Diese Verbesserung steigt monoton mit höheren verfügbaren Aktorkräfte an. Jedoch führt die Filterung des Verschiebungssignals zu Artefakten bei der Berechnung des statischen Performancemaßes J_s und somit zu leichten Abweichungen von der monotonen Abnahme. Die Kompensation statischer Lasten erfordert besonders hohe Kräfte, da vor allem die Stützenaktoren eingesetzt werden, die gegen die hohe Steifigkeit des Tragwerks actuieren. Im Gegensatz dazu verschlechtert sich das in Abb. 5.15 in grau gekennzeichnete dynamische Performancemaß J_d erst bei Stellgrößenbeschränkungen unter $20\%u_{max}$. Dies ist auf die deutlich geringeren erforderlichen Aktorkräfte für die Schwingungsdämpfung im Vergleich zur statischen Lastkompensation zurückzuführen. Auf Grundlage der Ergebnisse wird eine Methode zur optimalen Verteilung der Stellgrößen zwischen der MPC und der statischen Lastkompensation entwickelt.

Abbildung 5.16 zeigt im Blockschaltbild das Verfahren zur Aufteilung des Stellgrößenbudgets. Basierend auf der durchgeführten Simulationsstudie wird

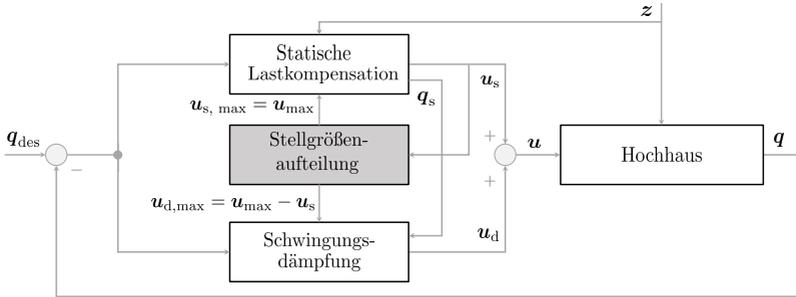


Abbildung 5.16: Blockschaltbild des Verfahrens zur Aufteilung des Stellgrößenbudgets.

zunächst das Optimierungsproblem für die statische Lastkompensation (5.4) unter Berücksichtigung der maximalen Kraft $\mathbf{u}_{s,\max} = \mathbf{u}_{\max}$ als Stellgrößenbeschränkung gelöst. Anschließend werden die verbleibenden Aktorkräfte $\mathbf{u}_{d,\max} = \mathbf{u}_{\max} - \mathbf{u}_s$ berechnet und der MPC als Stellgrößenbeschränkung übergeben. Durch die Umlenkung aller verbleibenden Kräfte von der statischen Lastkompensation auf die aktive Schwingungsdämpfung wird die Ausnutzung des gesamten Kraftpotentials gewährleistet. Dieses Verfahren ist auch als Master-Slave-Prinzip in der Literatur verbreitet [10, 11].

Die Performance des geschlossenen Regelkreises unter Verwendung der statischen Lastkompensation und der dynamischen Schwingungsdämpfung sowie des vorgestellten Verfahrens zur Aufteilung des Stellgrößenbudgets wird mithilfe eines Maß für die Gesamtperformance des Systems

$$J = \sum_{i=1}^n \int_{t_0}^{t_{\text{sim}}} |\mathbf{q}_i(t)| dt + \sum_{i=1}^n \int_{t_0}^{t_{\text{sim}}} |\dot{\mathbf{q}}_i(t)| dt \quad (5.27)$$

bewertet. Dieser bezieht sowohl die absolute Abweichung der Knotenverschiebungen zur Ruhelage ein, welche die Güte der statischen Lastkompensation darstellen, als auch die Knotengeschwindigkeiten, welche die Güte der MPC widerspiegeln. Abbildung 5.17 zeigt den Verschiebungsverlauf eines Dachknoten des Tragwerks in x -Richtung unter Verwendung nur einer MPC sowie unter Verwendung des vorgestellten Verfahrens.

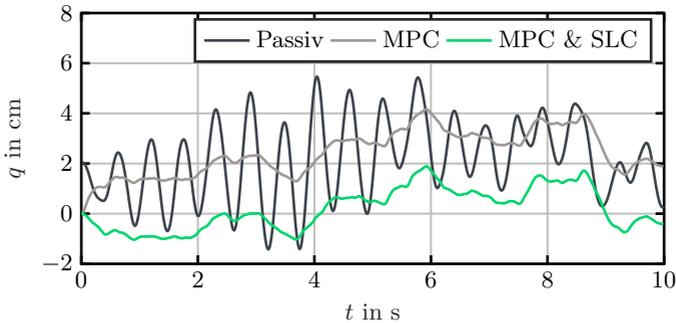


Abbildung 5.17: Vergleich der Verschiebung eines Dachknotsens des Hochhauses: (—) passives System; (—) geschlossener Regelkreis unter Verwendung einer MPC; (—) geschlossener Regelkreis unter Verwendung der MPC und der statischen Lastkompensation sowie des Verfahrens zur optimalen Stellgrößenaufteilung.

Allein durch die Anwendung einer MPC auf das System wird eine Performanceverbesserung von 66 % im Vergleich zum passiven System erreicht. Durch die Anwendung des vorgestellten Verfahrens steigt die Performanceverbesserung auf 80 % gegenüber dem unregulierten System.

Mit Hilfe der vorgestellten Algorithmen zur Kompensation statischer Lasten und Schwingungsdämpfung, sowie die Aufteilung der vorhandenen Stellgrößen auf beiden Strategien wird eine optimale Performance des geschlossenen Regelkreises adaptiver Tragwerke im nominellen Betrieb sichergestellt. Die effektive Nutzung von adaptiven Gebäuden erfordert jedoch einen langfristigen autonomen und zuverlässigen Betrieb. Durch eine Berücksichtigung des Komponentenverschleißes in der Regelung kann die Abnutzung der einzelnen Elemente homogenisiert werden, um Ausfälle zu verhindern. Dies führt auf die Entwicklung einer verschleißorientierten Regelungsstrategie, welche im nächsten Abschnitt vorgestellt wird. Um den optimalen Betrieb über die lange Lebensdauer eines Gebäudes sicherzustellen, ist eine Reaktion der Regelung auf Komponentenausfälle notwendig. Eine fehlertolerante Regelstrategie für adaptive Gebäude wird im Abschnitt 5.5 vorgestellt.

5.4 Verschleißorientierte Regelung

Dieser Abschnitt stellt die Entwicklung einer verschleißorientierten Regelstrategie für adaptive Tragwerke vor, welche der in [14] präsentierten Methode entspricht. Hierbei sind eine optimale Aktorplatzierung sowie ein redundantes Aktorset eine wichtige Voraussetzung, um einen maximalen Einfluss der Aktorkräfte auf das Tragwerk zu gewährleisten. Ausgehend davon kann ein Regler entwickelt werden, welcher den Lastabtrag über die Elemente des Tragwerks beeinflussen kann, um Verschleiß zu reduzieren. Dabei wird angenommen, dass der Verschleißgrad der einzelnen Elemente bekannt ist. In der Praxis kann dieser mithilfe von Zuverlässigkeitsalgorithmen abgeschätzt werden [59].

Das primäre Ziel der verschleißorientierten Regelungsstrategie ist die Dämpfung von Tragwerksschwingungen, welche aus dynamischen Störungen resultieren. Aus diesem Grund wird zum Testen des Verfahrens eine rein dynamische Windanregung berücksichtigt (vgl. Abb. 5.18). Im Folgenden wird der Zustand ohne stark verschlissene Elemente als nomineller Fall bezeichnet. Dafür wird eine nominelle MPC entworfen, deren Kostenfunktion die Elementlängungen $\mathbf{y}(t)$ statt der modalen Amplituden $\boldsymbol{\xi}(t)$ bestraft:

$$\begin{aligned}
 \min_{\mathbf{u}_d(\cdot|t)} \quad & J(\boldsymbol{\xi}(t), \mathbf{u}_d(\cdot|t)) = \\
 \min_{\mathbf{u}_d(\cdot|t)} \quad & \sum_{k=t}^{t+N-1} \mathbf{y}(k|t)^\top \mathbf{Q} \mathbf{y}(k|t) + \mathbf{u}_d(k|t)^\top \mathbf{R} \mathbf{u}_d(k|t) \\
 \text{s.d.} \quad & \boldsymbol{\xi}(k+1|t) = \mathbf{A} \boldsymbol{\xi}(k|t) + \mathbf{B} \mathbf{u}_d(k|t), \\
 & \mathbf{y}(k|t) = \mathbf{C}_L \boldsymbol{\xi}(k|t), \\
 & \boldsymbol{\xi}(k|t) = \boldsymbol{\xi}(t), \\
 & \mathbf{u}_{d,\min} \leq \mathbf{u}_d(k|t) \leq \mathbf{u}_{d,\max}.
 \end{aligned} \tag{5.28}$$

Diese Wahl bietet die Möglichkeit, die Gewichte der verschiedenen Elementlängungen je nach ihrem Verschleißgrad zu variieren. Als Prädiktionsmodell der MPC wird das lineare modal-reduzierte Modell eingesetzt, während die Simulation der Tragwerksdynamik mithilfe des linearen vollständigen Modells durchgeführt wird.

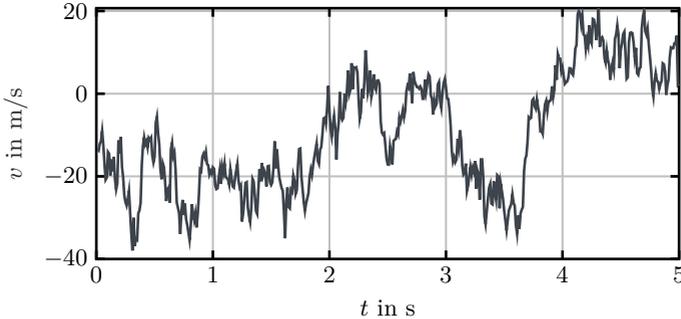


Abbildung 5.18: Windgeschwindigkeit der Windstörung zur Validierung der verschleißorientierten Regelstrategie.

Die Gewichtungsmatrizen $\mathbf{Q} \in \mathbb{R}^{n_{\text{elem}} \times n_{\text{elem}}}$ und $\mathbf{R} \in \mathbb{R}^{m \times m}$ werden im nominalen Regler zu

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} q_0 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & q_0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{R} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.29)$$

gewählt, wobei \mathbf{Q} die Gewichtungen q_0 für die Elementlängen der einzelnen Tragwerkselemente enthält. Wenn ein Element als stark verschlissen eingestuft wird, wird diese Information an den Regler übermittelt. Infolge dessen wird die Gewichtung für die Längung dieses Elements in der Gewichtungsmatrix \mathbf{Q} um einen Faktor α wie folgt erhöht:

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} q_0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & 0 & \alpha q_0 & 0 & \vdots & \\ 0 & \dots & 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & q_0 \end{bmatrix}. \quad (5.30)$$

Somit führt eine hohe Längung \mathbf{y}_p des verschlissenen Elements p zu höheren Kosten $J(\mathbf{x}_0, \bar{\mathbf{u}}(t))$. Daher wird bei der Störungskompensation die Belastung die-

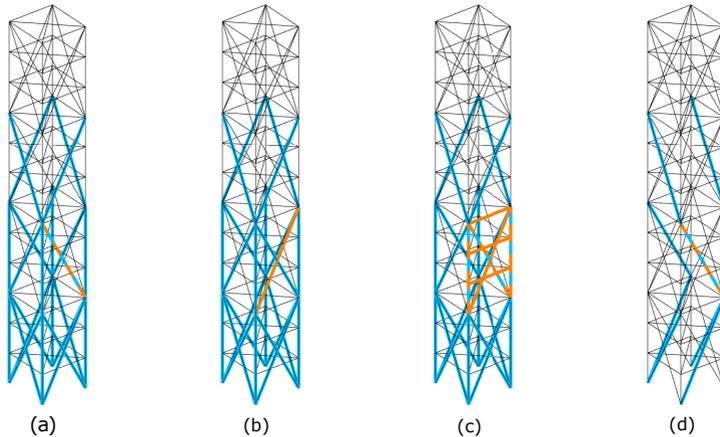


Abbildung 5.19: Adaptives Tragwerk mit aktuierten Elementen (hellblau - 24 in (a), (b), (c) und 8 in (d)) und Elementen, die aufgrund des hohen Verschleißes entlastet werden ($(-)$: ein aktuiertes Element in (a) und (d), ein passives Element in (b) und mehrere benachbarte Elemente in (c)).

ses Elements vermieden, so dass die Last über die übrigen Elemente abgetragen wird.

Das Potenzial zur Belastungsreduktion mithilfe der verschleißorientierten Regelstrategie wird zunächst für ein stark verschlissenes Tragwerkelement untersucht. Zu diesem Zweck wird exemplarisch ein aktuiertes Diagonalelement p als stark verschlissenes angenommen, wie in Abb. 5.19a dargestellt. Es werden mehrere Simulationen mit steigendem Gewichtungsfaktor α in (5.30) für das verschlissene Element durchgeführt. Für jede Simulation wird ein Maß für die Belastung des Elements p als quadratisches Mittel (root mean square, RMS) der Elementlänge \mathbf{y}_p über die Simulationszeit

$$e_p = \sqrt{\frac{1}{N_{\text{sim}}} \sum_{k=1}^{N_{\text{sim}}} \mathbf{y}_p(t_k)^2} \quad (5.31)$$

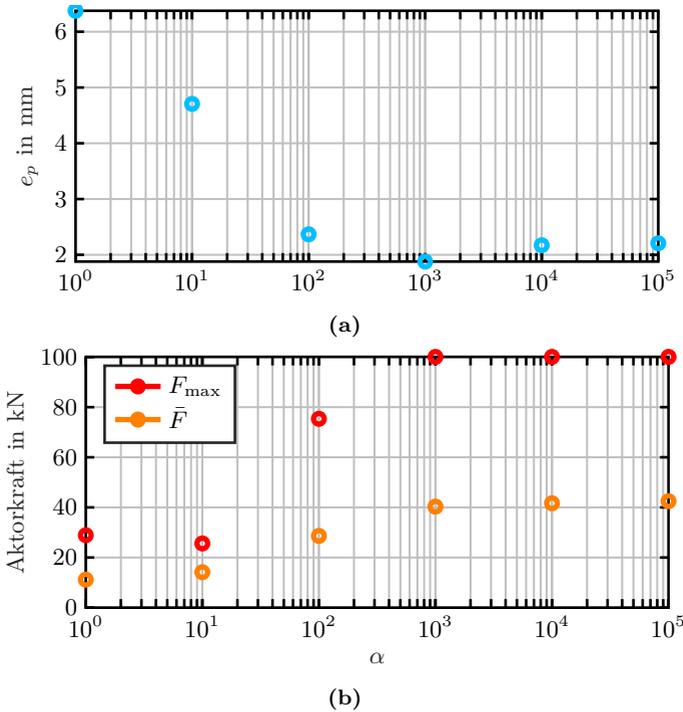


Abbildung 5.20: (a) Belastungsreduktion eines aktuierten verschlissenen Elements (vgl. Abb. 5.19a) in Abhängigkeit seines Gewichtungsfaktors α in der Kostenfunktion der MPC. (b) Mittlere und maximale Kraft des Aktors im verschlissenen Element.

berechnet und in Abb. 5.20a dargestellt. Das Diagramm zeigt, dass eine Erhöhung des Gewichtungsfaktors der Elementlänge bis zu $\alpha = 1000$ die Belastung des beanspruchten Elements deutlich reduziert. Die Reduktion erreicht jedoch eine Sättigung für höhere Gewichtungsfaktoren, da die Stellgrößenbeschränkung für den im Element integrierten Aktor aktiv wird. Außerdem wird für jede der

Simulationen der Mittelwert und die maximale Aktorkraft

$$\bar{F} = \frac{1}{N_{\text{sim}}} \sum_{k=1}^{N_{\text{sim}}} |\mathbf{u}_i(t_k)|, \quad F_{\text{max}} = \left\| \left[\mathbf{u}_i(t_1), \dots, \mathbf{u}_i(t_{N_{\text{sim}}}) \right] \right\|_{\infty} \quad (5.32)$$

berechnet und in Abb. 5.20b dargestellt. Es ist ersichtlich, dass der Kraftbedarf sich erhöht, da der Aktor neben der Kompensation der externen Störung für die Belastungsreduktion des Elements selbst sorgt.

Der Zusammenhang zwischen dem Gewichtungsfaktor α der Elementlänge in der Kostenfunktion und dem resultierenden zeitlichen Verlauf der Elementlänge sowie der Aktorkraft ist in Abb. 5.21 veranschaulicht. Eine Erhöhung der Gewichtung führt zur Reduktion der Elementlänge bis zu einem gewissen Grad, bei dem die Stellgrößenbeschränkung erreicht wird. Außerdem treten bei einer besonders hohen Gewichtung ($\alpha = 10000$) unerwünschte hochfrequente Schwingungen auf. Um die Allgemeinheit dieses Ergebnisses zu überprüfen, wird als nächstes ein passives Element als stark verschlissen angenommen (vgl. Abb. 5.19b) und im Kostenfunktional stärker bestraft. Abbildung 5.22 zeigt die Elementlänge unter Verwendung des nominellen sowie des verschleißorientierten Reglers mit unterschiedlichen Gewichtungsfaktoren α . Obwohl das verschlissene Tragwerkselement in diesem Fall keinen Aktor enthält, wird seine Länge in ähnlichem Ausmaß reduziert wie die Elementlänge des überkreuzenden aktiven Diagonalelements.

Im nächsten Schritt wird untersucht, ob eine zusätzliche Belastungsreduktion des zuvor untersuchten aktuierten Diagonalelements erreicht werden kann, indem nicht nur das Element selbst sondern auch seine benachbarten Elemente (vgl. Abb. 5.19c) in der Kostenfunktion höher gewichtet werden. Abbildung 5.23a zeigt die Elementlänge des Diagonalelements unter Verwendung folgender Regler

- nomineller Regler (R)
- verschleißorientierter Regler mit höherem Gewichtungsfaktor α für das stark verschlissene Diagonalelement (VR-1)
- verschleißorientierter Regler mit höherem Gewichtungsfaktor α für das stark verschlissene Diagonalelement sowie für seine Nachbarelemente (VR-mult)

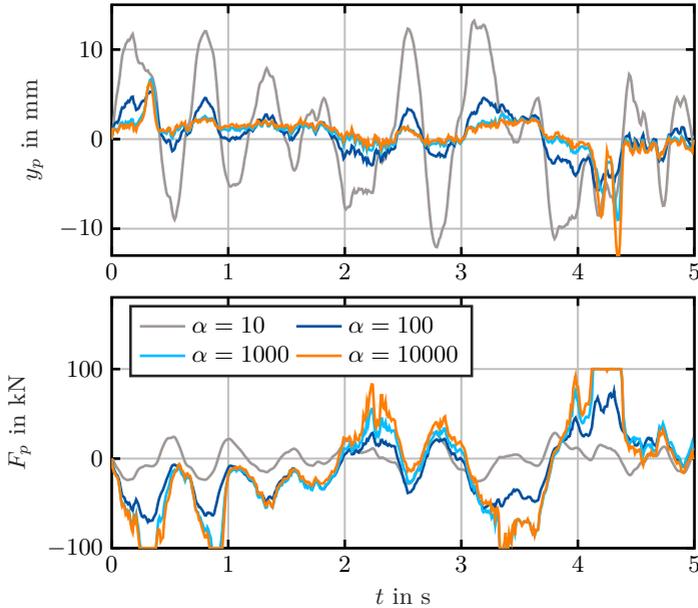


Abbildung 5.21: Vergleich der Elementlänge eines aktuierten verschlissenen Elements (vgl. Abb. 5.19a) und der Kraft des im verschlissenen Element integrierten Aktors unter Verwendung der nominellen MPC sowie der verschleißorientierten MPC für unterschiedliche Gewichtungsfaktoren α .

Der Vergleich der Elementlänge des verschlissenen Elements unter Verwendung beider Varianten des verschleißorientierten Reglers zeigt, dass die zusätzliche Bestrafung der benachbarten Elementlängen in der Kostenfunktion zu keiner weiteren Reduktion der Belastung in den verschlissenen Elementen führt.

Des Weiteren wird ein Maß für die dynamische Belastung $e_{\text{side},\alpha}$ aller P benachbarten Elemente

$$e_{\text{side},\alpha} = \sum_{p=1}^P e_{p,\alpha} \quad (5.33)$$

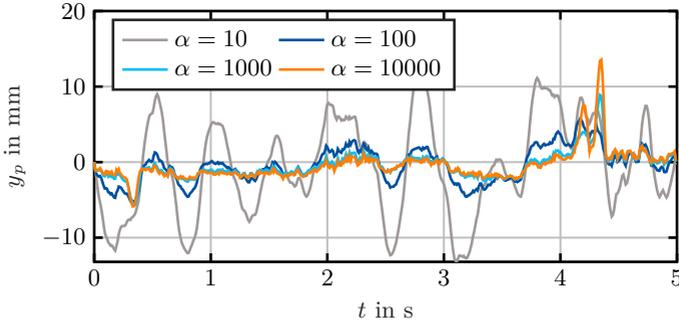


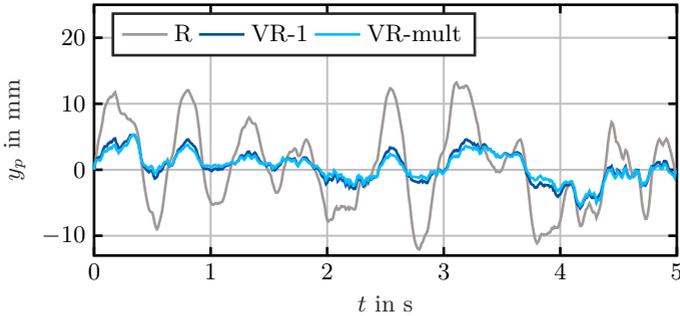
Abbildung 5.22: Vergleich der Elementlänge eines passiven verschlissenen Elements (vgl. Abb. 5.19b) unter Verwendung der nominellen MPC sowie der verschleißorientierten MPC für unterschiedliche Gewichtungsfaktoren α .

unter Verwendung des verschleißorientierten Reglers für verschiedene Gewichtungsfaktoren α berechnet und in Abb. 5.23b illustriert. Aus dem Diagramm wird deutlich, dass unter Verwendung des verschleißorientierten Reglers die Belastung mehrerer Elemente signifikant reduziert werden kann. Somit lässt sich zusammenfassen, dass durch die zusätzliche Bestrafung mehrerer Tragwerkselemente der Lastabtrag im Tragwerk manipuliert werden kann, so dass Störungen vorzugsweise unter Beanspruchung bestimmter Elemente kompensiert werden.

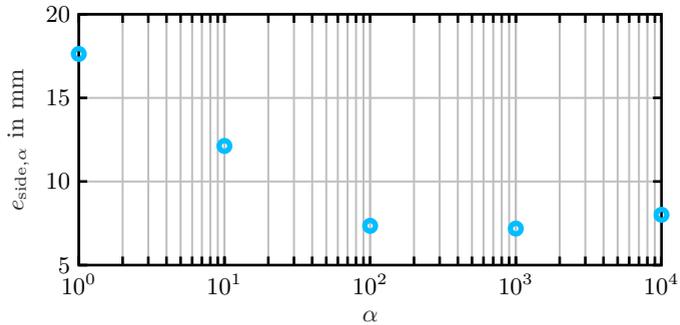
Als Letztes wird die Belastungsreduktion eines stark verschlissenen Elements für zwei verschiedene Aktorsets untersucht: eines mit 24 und eines mit acht Aktoren (vgl. Abb. 5.19a und 5.19d). Die für beide Aktorsets resultierenden Elementlängen y_p unter Verwendung des nominellen und des verschleißorientierten Reglers sind in Abb. 5.24a dargestellt. Hierbei wird das verschlissene Element mit einem Gewichtungsfaktor $\alpha = 100$ im verschleißorientierten Regler bestraft. Die graphische Darstellung zeigt, dass ein kleineres Aktorset zu einer niedrigeren Reduktion der Elementlängen führt. Um die vorgestellte Regelstrategie für beide Aktorsets quantitativ zu vergleichen, wird die relative Belastungsreduktion

$$r = 1 - \frac{e_p}{\bar{e}_p} \quad (5.34)$$

definiert, wobei \bar{e}_p die Länge unter Verwendung des nominellen Reglers ist.



(a)



(b)

Abbildung 5.23: (a): Vergleich der Länge des Elements p unter Verwendung der nominellen MPC (R), der verschleißorientierten MPC mit höherer Gewichtung des Elements - (VR-1, Abb. 5.19a) sowie der verschleißorientierten MPC mit höherer Gewichtung mehrerer Elemente - (VR-mult, Abb. 5.19c); (b) Belastungsreduktion mehrerer benachbarter verschlissener Elemente in Abhängigkeit des Gewichtungsfaktors α in der Kostenfunktion der MPC.

Für das größere Aktorset beträgt die Belastungsreduktion $r = 0.63$, während sie für das kleinere Aktorset $r = 0.45$ ist. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Stellgrößenbeschränkung bei einem kleineren Aktorset schneller erreicht wird, wie in Abb. 5.24b ersichtlich.

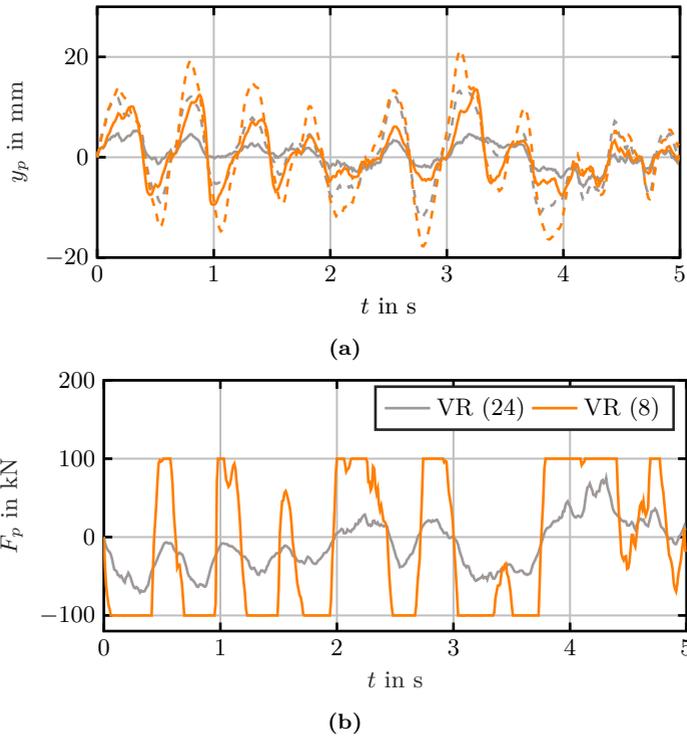


Abbildung 5.24: Belastungsreduktion (a) und Aktorkraft (b) eines aktuierten verschlissenen Elements für eine Tragwerkstopologie mit 24 Aktoren (VR (24), Abb. 5.19a) bzw. 8 Aktoren (VR (8), Abb. 5.19d).

Zusammenfassend wurde gezeigt, dass mithilfe der verschleißorientierten Regelstrategie der Lastabtrag durch die Aktoren so manipuliert werden kann, dass die Tragwerkselemente möglichst gleichmäßig abgenutzt werden. Dies führt auf eine Lebensdauerverlängerung adaptiver Gebäude. Relevante Lastpfade zum Abtrag bestimmter Lasten können mittels der Redundanzmatrix [68] definiert werden.

5.5 Fehlertolerante Regelung

Neben der Überwachung des Verschleißes ist die Fehlertoleranz adaptiver Tragwerke bezüglich Komponentenausfällen ein wichtiges Kriterium für die Gewährleistung ihres optimalen Betriebs. Dieser Abschnitt stellt die Entwicklung einer fehlertoleranten Regelungsstrategie für den Fall eines Aktorausfalls für ein hydraulisch aktuiertes adaptives Tragwerk dar. Die vorgestellte Regelung basiert auf [18]. Hierbei ist wie bei der verschleißorientierten Regelung das primäre Regelziel die Dämpfung von Tragwerksschwingungen infolge dynamischer Störungen, sodass zum Testen des Verfahrens eine dynamische Windanregung verwendet wird (vgl. Abb. 5.25). Des Weiteren wird das lineare modal-reduzierte Modell zum Reglerentwurf verwendet, während die Simulation der Tragwerksdynamik mittels des vollständigen linearen Modells durchgeführt wird.

Zunächst wird ein Regler für den nominellen Fall entworfen, in welchem keine Ausfälle vorliegen. Hierbei werden keine Stellgrößenbeschränkungen berücksichtigt, so dass das quadratische Optimierungsproblem

$$\min_{\mathbf{u}(t)} J(\boldsymbol{\xi}_0, \mathbf{u}(t)) = \min_{\mathbf{u}(t)} \int_0^\infty \boldsymbol{\xi}(t)^\top \mathbf{Q} \boldsymbol{\xi}(t) + \mathbf{u}(t)^\top \mathbf{R} \mathbf{u}(t) dt \quad (5.35)$$

unter Berücksichtigung der Systemdynamik (3.1) analytisch gelöst werden kann. Die Gewichtungsmatrizen \mathbf{Q} und \mathbf{R} werden zu

$$\mathbf{R} = r_0 \cdot \mathbf{I}^{m \times m}, \quad \mathbf{Q} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}^{n_r \times n_r} & \mathbf{0} & \dots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{Q}_1 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \mathbf{Q}_2 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \dots & \mathbf{0} & \mathbf{I}^{n_{r,2} \times n_{r,2}} \end{bmatrix} \quad (5.36)$$

gewählt, wobei $n_{r,2} = n_r - (2 + n_2)$ ist. Die Matrizen \mathbf{Q}_1 und \mathbf{Q}_2 sind wie folgt definiert:

$$\mathbf{Q}_1 = \begin{bmatrix} 100 q_0 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 100 q_0 \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{2 \times 2}, \quad \mathbf{Q}_2 = \begin{bmatrix} q_0 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & q_0 \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{n_2 \times n_2}. \quad (5.37)$$

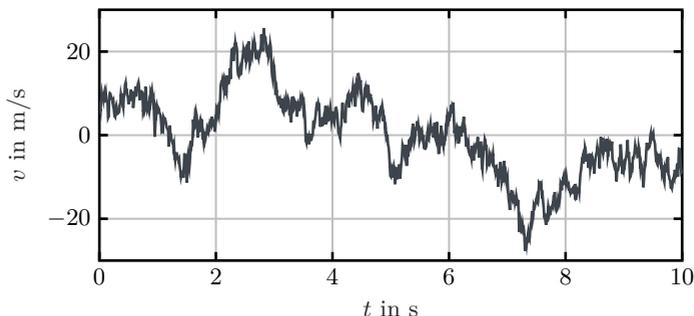


Abbildung 5.25: Windgeschwindigkeit der Windstörung zur Validierung der fehlertoleranten Regelstrategie.

Damit werden die zwei Biegemoden erster Ordnung des Systems stärker gewichtet, da sie für die Dynamik des Systems dominant sind. Die Konstanten q_0 und r_0 gleichen den Unterschied in der Größenordnung zwischen den Aktorkräften und den modalen Amplituden aus.

Wie in Kapitel 2 beschrieben, wird das Tragwerk des D1244 mittels Hydraulikzylindern aktuiert. Dabei wird der Volumenstrom in die Zylinderkammer mittels Proportionalventilen gesteuert. Der in diesem Abschnitt betrachtete Fehlerfall ist ein blockierter Volumenstrom in und aus den Zylinderkammern aufgrund eines Ventildefekts. Infolge dessen ist der Hydraulikkolben in der Position zum Zeitpunkt des Ausfalls fixiert. Somit übt der Aktor eine konstante Kraft auf das Tragwerk aus und kann nicht angesteuert werden. Dieses Hydraulikzylinder wird im Folgenden als fehlerhafter Aktor bezeichnet. Im fehlerhaften Fall ändert sich die Stellgröße $\mathbf{u}(t)$ zu

$$\mathbf{u}(t) = [\mathbf{u}_f \quad \bar{\mathbf{u}}(t)], \quad (5.38)$$

wobei $\mathbf{u}_f \in \mathbb{R}^{m_f}$ die konstanten Aktorkräfte der m_f fehlerhaften Aktoren beinhaltet, während $\bar{\mathbf{u}}(t) \in \mathbb{R}^{m-m_f}$ die Aktorkräfte der fehlerfreien Aktoren bezeichnet.

Abbildung 5.26 zeigt ein aktuiertes Element (a) sowie sein Ersatzschaltbild im fehlerfreien Zustand (b) und im fehlerhaften Fall (c). Der äußere quadratische

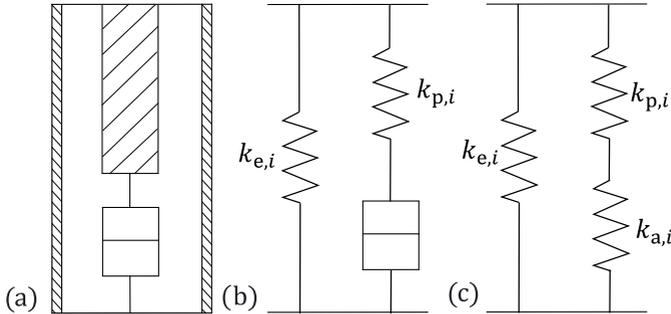


Abbildung 5.26: (a) Parallel aktuiertes Element. (b) Ersatzschaltbild eines parallel aktuierten Elements. (c) Ersatzschaltung eines parallel aktuierten Elements mit fehlerhaftem Aktor.

Hohlprofilquerschnitt des Stahlelements wird als Feder mit einer Steifigkeitskonstante $k_{e,i}$ modelliert, welche bereits in der Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} des Modells enthalten ist. Der Aktor ist parallel zum passiven Element installiert und besteht aus dem Hydraulikzylinder und einem passiven Element, welches den Hydraulikzylinder mit dem oberen Knoten des Elements verbindet. Dies wird als eine serielle Verbindung des Aktors mit einer Feder mit Steifigkeitskonstante $k_{p,i}$ modelliert, wie in Abb. 5.26b gezeigt. Die Dynamik des passiven Stahlelements ist deutlich schneller als die des fehlerfreien Aktors und wird daher im fehlerfreien Fall vernachlässigt. Wenn die Ventile des Zylinders festsitzen, bildet sich eine Ölsäule, da kein Volumenstrom aus den Zylinderkammern ausfließen kann. Folglich kann der fehlerhafte Hydraulikzylinder durch eine Feder mit konstanter Steifigkeit $k_{a,i}$ modelliert werden. Das Ersatzschaltbild des fehlerhaften Systems ist in Abb. 5.26c dargestellt. Somit erhöht sich die Steifigkeit des Systems im Fehlerfall um

$$\mathbf{K}_f = \sum_{i=1}^{m_f} \mathbf{f}_i k_i \mathbf{f}_i^\top, \quad k_i = \frac{k_{p,i} k_{a,i}}{k_{p,i} + k_{a,i}}, \quad (5.39)$$

wobei k_i die zusätzliche Steifigkeit eines Elements mit fehlerhaftem Aktor beschreibt und \mathbf{f}_i die Spalte der Eingangsmatrix \mathbf{F}_u , welche dem fehlerhaften Aktor entspricht. Durch Einsetzen von (5.38) und (5.39) in die Dynamik des

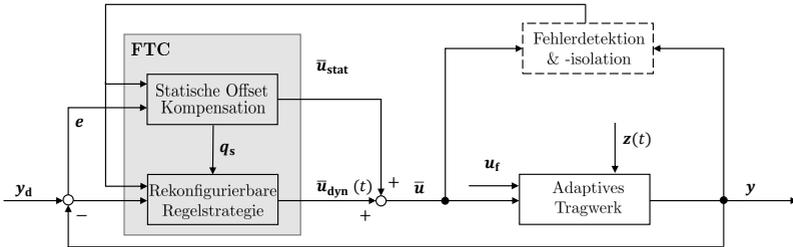


Abbildung 5.27: Blockschaltbild der fehlertoleranten Regelstrategie mit statischer Offset-Kompensation und rekonfigurierbarer Regelung.

Tragwerks (3.1) wird die Dynamik des fehlerhaften Systems hergeleitet:

$$\begin{aligned} \ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{D}\dot{\mathbf{q}}(t) + (\mathbf{K} + \mathbf{K}_f)\mathbf{q}(t) &= \mathbf{F}_{\bar{\mathbf{u}}}\bar{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{F}_f\mathbf{u}_f + \mathbf{F}_z\mathbf{z}(t), \quad t > 0 \\ \mathbf{q}(0) &= \mathbf{q}_0, \quad \dot{\mathbf{q}}(0) = \mathbf{q}_1. \end{aligned} \quad (5.40)$$

Um den optimalen Betrieb sicherzustellen, wird im Folgenden eine fehlertolerante Regelstrategie entwickelt, welche sich im Fall eines diagnostizierten Aktorausfalls autonom anpasst. Diese besteht aus zwei Komponenten. Als Erstes wird der statische Offset kompensiert, welcher aus der konstanten Kraft des fehlerhaften Aktors auf das Tragwerk resultiert. Als Zweites findet eine Rekonfiguration der dynamischen Regelstrategie statt, indem diese unter Berücksichtigung der Änderungen in der Systemdynamik und des Aktors neu berechnet wird. Ein Blockdiagramm der fehlertoleranten Regelstrategie ist in Abb. 5.27 dargestellt. Folglich wird das Eingangssignal der funktionierenden Aktoren $\bar{\mathbf{u}}(t)$ in

$$\bar{\mathbf{u}}(t) = \bar{\mathbf{u}}_{\text{stat}} + \bar{\mathbf{u}}_{\text{dyn}}(t) \quad (5.41)$$

unterteilt, wobei $\bar{\mathbf{u}}_{\text{stat}}$ für die Kompensation des statischen Offsets und $\bar{\mathbf{u}}_{\text{dyn}}(t)$ zur Schwingungsdämpfung eingesetzt wird.

Für die Berechnung von $\bar{\mathbf{u}}_{\text{stat}}$ wird die Gleichung der stationären Tragwerksverschiebung im fehlerhaften Fall aufgestellt:

$$(\mathbf{K} + \mathbf{K}_f)\mathbf{q} = \mathbf{F}_{\bar{\mathbf{u}}}\bar{\mathbf{u}}_{\text{stat}} + \mathbf{F}_f\mathbf{u}_f \quad (5.42)$$

Der durch die fehlerhaften Aktoren verursachte statische Offset \mathbf{u}_f wird als Störung betrachtet. Der stationäre Systemausgang

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{q} \in \mathbb{R}^p \quad (5.43)$$

stellt die translatorischen Verschiebungen der Tragwerksknoten dar. Für einen bestimmten Offset \mathbf{u}_f wird der Fehler

$$\min_{\bar{\mathbf{u}}_{\text{stat}}} \mathbf{e} = \min_{\bar{\mathbf{u}}_{\text{stat}}} \mathbf{y} - \mathbf{y}_d \quad (5.44)$$

zwischen den gewünschten Verschiebungen $\mathbf{y}_d = \mathbf{0}$ und den tatsächlichen Verschiebungen \mathbf{y} unter Verwendung der Aktorkräfte $\bar{\mathbf{u}}_{\text{stat}}$ der fehlerfreien Aktoren minimiert. Durch die Lösung des unbeschränkten Optimierungsproblems (5.44) ergeben sich die optimalen Kräfte

$$\bar{\mathbf{u}}_{\text{stat}} = \underset{\bar{\mathbf{u}}_{\text{stat}}}{\operatorname{argmin}} \mathbf{e} = -(\mathbf{C}(\mathbf{K} + \mathbf{K}_f)^{-1}\mathbf{F}_{\bar{\mathbf{u}}})^+ \mathbf{C}(\mathbf{K} + \mathbf{K}_f)^{-1}\mathbf{F}_f\mathbf{u}_f \quad (5.45)$$

für die Kompensation des statischen Offsets, wobei $(\cdot)^+$ für die Moore-Penrose Pseudoinverse steht. Entsprechend ergeben sich die Verschiebungen

$$\mathbf{q}_s = (\mathbf{K} + \mathbf{K}_f)^{-1}\mathbf{F}_{\bar{\mathbf{u}}}\bar{\mathbf{u}}_{\text{stat}} + (\mathbf{K} + \mathbf{K}_f)^{-1}\mathbf{F}_f\mathbf{u}_f \quad (5.46)$$

im kompensierten Zustand. Des Weiteren wird der nominelle Regler (5.35) rekonfiguriert. Dabei berechnet er die Aktorkräfte $\bar{\mathbf{u}}_{\text{dyn}}(t)$ durch Lösung des Optimierungsproblems unter Berücksichtigung der erhöhten Steifigkeit des fehlerhaften Systems im modal-reduzierten Reglerentwurfmodell sowie unter Verwendung der verbliebenen fehlerfreien Aktoren.

Die Performance der vorgestellten fehlertoleranten Regelstrategie wird am Beispiel des in Abb. 5.28a vorgestellten Tragwerks bewertet. Dieses verfügt über zwölf parallel integrierte Aktoren und ist der in Abb. 5.25 dargestellten Windanregung ausgesetzt. Abbildung 5.29a zeigt die Verschiebung und die Beschleunigung eines der Dachknoten des Hochhauses für die folgenden vier Fälle:

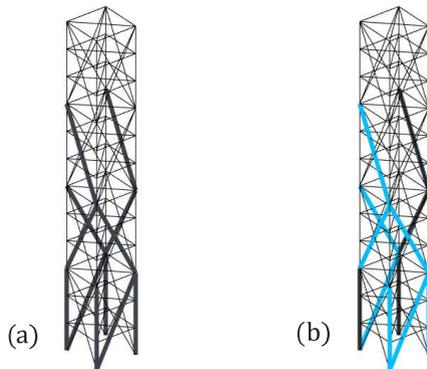


Abbildung 5.28: (a) Adaptives Hochhaus mit zwölf Aktoren (-); (b) Adaptives Hochhaus mit vier fehlerfreien Aktoren (-) und acht fehlerhaften Aktoren (-).

- (i) das passive System
- (ii) das fehlerfreie System unter Verwendung der nominellen Regelstrategie
- (iii) das fehlerhafte System unter Verwendung der nominellen Regelstrategie
- (iv) das fehlerhafte System unter Verwendung der fehlertoleranten Regelstrategie.

In den Fällen (iii) und (iv) werden acht der zwölf Hydraulikzylinder als fehlerhaft modelliert (vgl. Abb. 5.28 b). Der statische Offset jedes Zylinders wird auf einen zufällig gewählten Wert zwischen \bar{u}_{\min} und \bar{u}_{\max} gesetzt. Die beste Performance wird für das Szenario (ii) erreicht, welche dem fehlerfreien System entspricht. Das Szenario (iii) zeigt eine erhebliche Verschlechterung der Performance im fehlerhaften Fall. Bei Verwendung der vorgestellten fehlertoleranten Regelstrategie wird die Performanceverschlechterung bis zu einem gewissen Grad kompensiert. Des Weiteren ist in Abb. 5.29b die Beschleunigung des Dachknotens als Maß für den Bewohnerkomfort im Gebäude dargestellt. Die Verschiebungsverläufe für die vier Fälle zeigen, dass hauptsächlich die erste Eigenmode des Tragwerks angeregt wird, da sie bei Hochhäusern dominant ist.

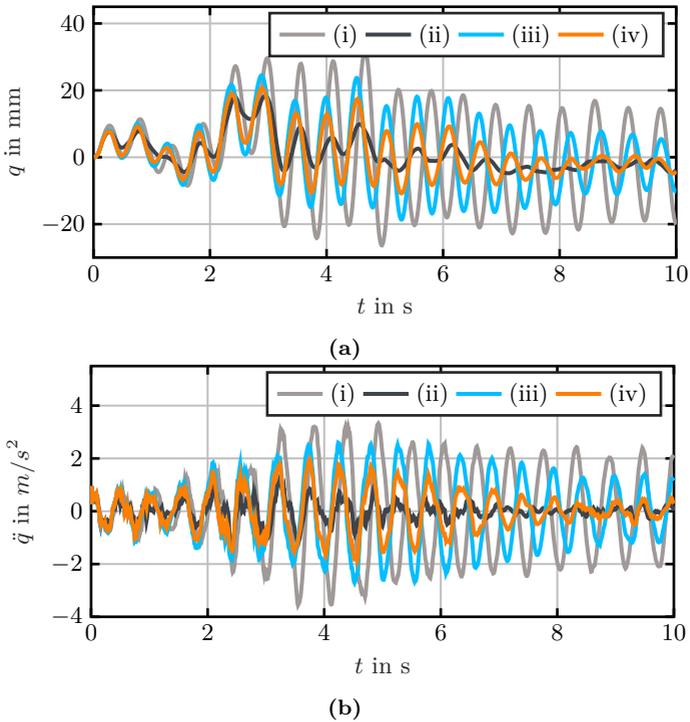


Abbildung 5.29: Knotenverschiebung und Knotenbeschleunigung infolge einer Windanregung für die folgenden Fälle: (i) das passive System ohne jeden Regler (–), (ii) das fehlerfreie System mit dem Nennregler (–), (iii) das fehlerhafte System mit dem Nennregler (–), (iv) das fehlerhafte System mit dem fehlertoleranten Regler (–).

Da sich das Beschleunigungsspektrum durch Skalierung des Verschiebungsspektrums mit der quadratischen Kreisfrequenz ω^2 ergibt, ist das entsprechende Signal aufgrund der dominanten ersten Biegemode qualitativ ähnlich. Aus diesem Grund wird im Folgenden die Systemperformance basierend auf der Verschiebung bewertet.

Die Performance der fehlertoleranten Regelung wird in einer Simulationsstudie für eine unterschiedliche Anzahl an fehlerhaften Aktoren bewertet. Dabei werden für jede Aktoanzahl mehrere zufällige Kombinationen von fehlerhaften Aktoren erzeugt. Für jede dieser Kombinationen wird eine Simulation von Szenario (iii) und (iv) durchgeführt. Für jede Simulation wird ein Performancemaß als die Summe des RMS-Fehlers aller Knoten über die Simulationszeit

$$e_{(\cdot)} = \sum_{p=1}^P \sqrt{\frac{1}{N_{\text{sim}}} \sum_{k=1}^{N_{\text{sim}}} \mathbf{q}_p(t_k)^2} \quad (5.47)$$

berechnet, wobei (\cdot) für den entsprechenden Fall steht. Die Performanceverbesserung mithilfe des fehlertoleranten Reglers wird durch

$$r = 1 - \frac{e_{(iv)}}{e_{(iii)}} \quad (5.48)$$

definiert. Das Box-Jenkins-Diagramm in Abb. 5.30a zeigt die Performanceverbesserung r in Abhängigkeit der Anzahl fehlerhafter Aktoren für die verschiedenen Kombinationen. Jedes Rechteck repräsentiert die Ergebnisse für die Performanceverbesserung für eine bestimmte Anzahl fehlerhafter Aktoren. Die mittlere Markierung stellt den Median dar, und der untere und obere Rand des Kastens zeigen das 25. bzw. 75. Perzentil. Die Antennen reichen bis zu dem minimalen bzw. maximalen Datenpunkt, während die Ausreißer mit dem Symbol $+$ dargestellt sind. Abbildung 5.30a zeigt, dass die nominelle Regelstrategie robust gegenüber einem Ausfall von bis zu vier Aktoren ist. Dies ist an der geringen Performanceverbesserung durch die fehlertolerante Regelung zu erkennen. Die fehlertolerante Regelung gewinnt mit zunehmender Anzahl fehlerhafter Aktoren an Bedeutung. Zudem ist die Variation der Performanceverbesserung für die verschiedenen Kombinationen fehlerhafter Aktoren bei sechs bis neun ausgefallenen Hydraulikzylindern besonders hoch. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Aktoren in unterschiedlichem Maße für die gegebene Störung eingesetzt werden und somit die Performanceverbesserung stark davon abhängig ist, welche Aktoren als fehlerhaft angenommen sind. Die abnehmende Performanceverbesserung bei elf fehlerhaften Aktoren liegt daran, dass der einzige verbliebene fehlerfreie Aktor nicht in der Lage ist, die Störung zu kompensieren. Dieser Effekt ist auch in Abb. 5.30c anhand des RMS-Fehlers über die Simulationszeit zu sehen. Dieser steigt für Szenario (iv) zwischen zehn und elf fehlerhaften Aktoren stark an.

Des Weiteren wird die über die Simulationszeit und Anzahl fehlerfreier Aktoren gemittelte Aktorkraft berechnet

$$F_{(\cdot)} = \frac{1}{N_{\text{sim}}} \frac{1}{(m - m_f)} \sum_{i=1}^{(m-m_f)} \sum_{k=1}^{N_{\text{sim}}} |\bar{\mathbf{u}}_i(t_k)|, \quad (5.49)$$

welche von der fehlertoleranten Regelung zur Schwingungsdämpfung eingesetzt wird. Abbildung 5.30b zeigt, dass die erforderliche Kraft für die fehlertolerante Regelung mit zunehmender Anzahl fehlerhafter Aktoren ansteigt. Dabei ist der Anstieg für mehr als neun fehlerhafte Aktoren besonders hoch, was unter Berücksichtigung einer Stellgrößenbeschränkung zu abnehmender Performance führen würde.

Zusammenfassend lässt sich schließen, dass unter Verwendung der fehlertoleranten Regelung eine Performanceverbesserung von bis zu 33 % bezogen auf das Performancemaß $e_{(\cdot)}$ erreicht werden kann.

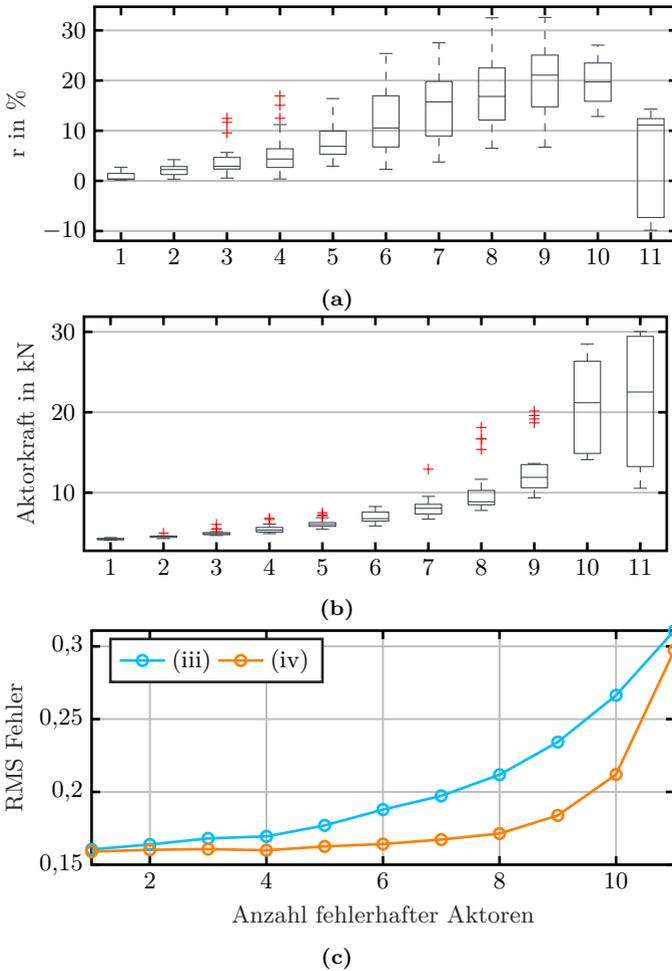


Abbildung 5.30: (a) Performanceverbesserung zwischen nomineller und fehlertoleranter Regelung in Abhängigkeit der Anzahl fehlerhafter Aktoren; (b) Mittlere Aktorkraft für einen Aktor bei Verwendung der fehlertoleranten Regelung; (c) RMS Fehler für Szenarien (iii) und (iv).

Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurden Regelungsmethoden für adaptive Tragwerke entwickelt, die deren optimalen Betrieb sicherstellen. Die Regelstrategien adressieren die zwei Hauptregelziele der statischen Lastkompensation sowie der dynamischen Schwingungsdämpfung und wurden am Beispiel des weltweit ersten adaptiven Hochhauses D1244 validiert.

Die Modellierung adaptiver Tragwerke umfasst mehrere Schritte. Zunächst wurde ein lineares Modell eines adaptiven Tragwerks unter der Annahme hergeleitet, dass alle Tragwerkselemente Druck- und Zugkräfte aufnehmen können. Basierend darauf wurde ein modal reduziertes lineares Reglerentwurfsmodell aufgestellt, welches die Dynamik des Tragwerks durch wenige Schwingungsmoden approximiert. Hierbei wurden die Schwingungsmoden zu den niedrigsten Resonanzfrequenzen des Tragwerks verwendet, da diese die geringste natürliche Dämpfung besitzen und somit das dynamische Verhalten des mechanischen Systems dominieren.

Darauffolgend wurde das lineare Modell um den Einfluss von im Leichtbau häufig eingesetzten Flachstahlelementen erweitert, welche lediglich Zugkräfte übertragen können und dadurch eine lokale Nichtlinearität in die Bewegungsgleichungen des Tragwerks einführen. Das resultierende nichtlineare Modell bildet das dynamische Verhalten eines adaptiven Tragwerks mit Flachstahlelementen realitätsgetreu ab, ist jedoch von hoher Dimension. Mithilfe einer auf der Hauptkomponentenanalyse basierenden Methode wurde daraus wieder ein lineares niedrigdimensionales Reglerentwurfsmodell hergeleitet, das die nichtlineare Dynamik durch wenige Schwingungsmoden approximiert, die anhand umfangreicher Simulationsdaten des Modells berechnet wurden (auch als linearisiertes POD-Modell bezeichnet). Anhand einer Simulationsstudie wurde die Genauigkeit dieser Approximation für zwei unterschiedliche Trag-

werke untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass eine POD-Approximation vor allem bei Tragwerken mit symmetrisch verteilten lokalen Nichtlinearitäten eine geeignete Methode zur reduzierten Darstellung der Systemdynamik bietet.

Das adaptive Hochhaus D1244 wird mithilfe eines hydraulischen Systems aktuiert. Um die experimentelle Validierung der entwickelten Regelungskonzepte zu ermöglichen, ist die Aufbringung definierter Kräfte auf das Tragwerk erforderlich. Zu diesem Zweck wurde in dieser Arbeit eine hydraulische Kraft-Folgeregelung realisiert. Hierfür wurden zunächst mathematische Modelle der nichtlinearen Dynamik der in den Stützenaktoren verbauten doppelwirkenden Hydraulikzylinder sowie der einfachwirkenden Hydraulikzylinder der Diagonalaktoren hergeleitet. Die Ventilkennlinie, die den effektiven Durchflussquerschnitt der Ventile beschreibt, wurde experimentell identifiziert. Auf Basis dieses identifizierten Modells wurde eine Eingangs-Ausgangs-Linearisierung durchgeführt, die den Einsatz linearer Regelungskonzepte ermöglicht. Durch die Entwicklung eines Gain-Scheduling-Algorithmus, der die proportionale Reglerverstärkung der Kraft-Folgeregelung in Abhängigkeit eines Dynamikmaßes für das Referenzsignal einstellt, konnte eine unerwünschte Resonanzanregung von Tragwerkselementen infolge der mechanischen Kopplung des Hydrauliksystems mit dem Tragwerk vermieden werden. Experimentelle Untersuchungen der vorgestellten Kraft-Folgeregelung am D1244 bestätigen ein gutes Folgeverhalten im praktischen Einsatz. Mit einer Grenzfrequenz des geschlossenen Regelkreises von 2 Hz können Schwingungen der ersten drei Eigenmoden des Tragwerks des D1244 gedämpft werden.

Unter Verwendung der Kraft-Folgeregelung wurde eine optimierungsbasierte Methode zur statischen Lastkompensation unter Berücksichtigung der begrenzten Aktuierungskräfte entwickelt und experimentell am D1244 validiert. Statische Verformungen des Tragwerks werden durch ein Positionsmesssystem erfasst. Das entwickelte Verfahren berechnet aus diesen Verschiebungen eine optimale Kraftverteilung auf die verfügbaren Aktoren, um die erfassten Verformungen zu kompensieren. Zur experimentellen Validierung des Verfahrens wurden zwei der verbauten Aktoren eingesetzt, um eine statische Last auf das Tragwerk aufzubringen und so eine stationäre Verschiebung zu erzeugen, die mittels eines Messsystems am Dach des Gebäudes erfasst wurde. Durch die berechneten Kompensationskräfte konnte die gemessene Verschiebung am Dach unter Einsetzung der Aktoren des ersten Tragwerksmoduls vollständig kompensiert werden.

Neben der Kompensation statischer Lasten ist die Dämpfung von Tragwerkschwingungen infolge einer dynamischen Anregung ein Hauptregelziel für adaptive Gebäude. Zu diesem Zweck wurde ein modellprädiktiver Regler entworfen, welcher die optimalen Aktorkräfte zur Schwingungsdämpfung in Echtzeit unter Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkung berechnet. Die notwendige Genauigkeit des Prädiktionsmodells ist neben dem Einfluss auf die Performance des geschlossenen Regelkreises auch von zentraler Bedeutung für eine Anwendung in Echtzeit mit limitierter Rechenleistung und wurde daher in zwei Schritten untersucht. Zunächst wurde die Prädiktionsgenauigkeit der in Kapitel 3 entwickelten vollständigen und reduzierten Tragwerksmodelle für eine transiente Schwingung des Tragwerks nach Anfangsauslenkung miteinander verglichen. Hierbei führten sowohl das modal reduzierte als auch das vollständige lineare Modell zu einer Überschätzung der Schwingungsfrequenz in der Prädiktion. Dies ist auf die erhöhte Tragwerkssteifigkeit im Prädiktionsmodell infolge der vereinfachenden Annahme zurückzuführen, dass alle Tragwerkselemente Zug- und Druckkräfte aufnehmen können. Im Vergleich dazu stimmen die mittels des nichtlinearen Modells und des daraus linearisierten Modells prädizierten Trajektorien mit den simulierten Trajektorien gut überein.

Im zweiten Schritt wurde die Performance des geschlossenen Regelkreises bei Verwendung der unterschiedlichen Prädiktionsmodelle unter Einwirkung einer Windanregung simulativ evaluiert. Dabei führte der modellprädiktive Regler, der das linearisierte reduzierte Modell der nichtlinearen Tragwerksdynamik zur Prädiktion verwendet, zu einer Schwingungsreduktion von 68 % gegenüber dem passiven System in Bezug auf den aufsummierten Absolutwert der Tragwerksgeschwindigkeiten. Dazu wird ein linear-quadratisches Optimierungsproblem formuliert, das in jedem Zeitschritt numerisch effizient gelöst werden kann und somit eine Echtzeitanwendung auf handelsüblichen Industriesteuerungen ermöglicht.

Des Weiteren wurden in der vorliegenden Arbeit erste experimentelle Ergebnisse als konzeptionelle Validierung für die Schwingungsdämpfung adaptiver Hochhäuser beschrieben. Hierbei wurde das Tragwerk aktiv zum Schwingen angeregt. Mittels eines Proportionalreglers für die Geschwindigkeit am Tragwerksdach konnten die Schwingungsamplituden für eine Biegeanregung um bis zu 50 % verglichen zur freien gedämpften Schwingung reduziert werden.

Die zwei vorgestellten Regelstrategien zur Erfüllung der Hauptregelziele für adaptive Gebäude nutzen die selben Aktoren, die begrenzte Kräfte aufbringen

können. Um eine gute Performance des Gesamtsystems bei simultaner Verwendung beider Regler zu erreichen, wurde ein Algorithmus zur optimalen Aufteilung dieses verfügbaren Stellgrößenbudgets zwischen der statischen Lastkompensation und der dynamischen Schwingungsdämpfung entwickelt. Anhand einer Simulationsstudie wurde festgestellt, dass unter realen Bedingungen für die statische Lastkompensation ein erheblich größerer Stellgrößenbedarf zu erwarten ist als für die Dämpfung von Schwingungen. Aus diesem Grund wird zyklisch zunächst die statische Kompensation unter Berücksichtigung der maximal verfügbaren Aktorkräfte durchgeführt. Anschließend wird die Differenz zwischen den berechneten Kräften und den Maximalkräften der Aktoren als Stellgrößenbeschränkung an die modellprädiktive Schwingungsdämpfung übergeben. Somit wird eine Ausnutzung des gesamten Kraftpotentials ermöglicht.

Die mechanischen Komponenten des Tragwerks und der Aktorik unterliegen Verschleiß. Um den langfristig zuverlässigen Betrieb adaptiver Tragwerke sicherzustellen, wurde die Regelstrategie zur dynamischen Schwingungsdämpfung um eine Berücksichtigung des Verschleißes erweitert. Es wurde simulativ gezeigt, dass mithilfe dieser verschleißorientierten Regelstrategie eine Entlastung von Tragwerkselementen erreicht werden kann. Durch diese Manipulation des Lastabtrags durch die Aktoren ergibt sich die Möglichkeit, die Abnutzung der Tragwerkselemente zu egalisieren und damit die Wartungsintervalle und Lebensdauer der Struktur zu erhöhen.

Schließlich wurde eine fehlertolerante, rekonfigurierbare Regelung für den Fall eines Aktorausfalls entwickelt. Hierbei werden Aktorausfälle infolge eines blockierten Volumenstroms in den Zylinderkammern berücksichtigt, sodass die fehlerhaften Aktoren eine konstante Störkraft auf das Tragwerk ausüben. Die fehlertolerante Regelung kompensiert in einem ersten Schritt diese Störkraft, indem sie als zusätzliche statische Last behandelt wird. Im zweiten Schritt wird die Regelung unter Berücksichtigung der veränderten Dynamik des fehlerhaften Systems und der fehlerfreien Aktoren rekonfiguriert. Die Performance der fehlertoleranten Regelung wurde in einer Simulationsstudie für eine unterschiedliche Anzahl an fehlerhaften Aktoren bewertet. Hierbei wurde festgestellt, dass das System robust gegenüber einem Ausfall von bis zu vier Aktoren ist. Auch bei einem weiteren Anstieg der Zahl fehlerhafter Aktoren führt die fehlertolerante Regelung auf eine Performanceverbesserung von bis zu 68% verglichen mit dem nominellen Regler ohne Rekonfiguration.

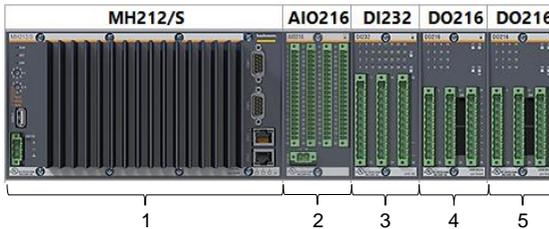
Weitere mögliche Forschungsthemen betreffen die Erweiterung der Kraft-

Folgeregelung um eine Vorsteuerung, um die Bandbreite des geschlossenen Kreises zu erhöhen und somit die Dämpfung höherer Eigenmoden des Tragwerks zu ermöglichen. Des Weiteren wurden in der experimentellen Validierung der Kraft-Folgeregelung starke Kopplungseffekte zwischen dem hydraulischen und mechanischen System festgestellt, welche die Performance stark einschränken. Eine Minimierung dieser Effekte ist im Entwurfsprozess durch die Berücksichtigung von Kopplungsmaßen in den Aktorplatzierungsalgorithmen möglich.

Die vorliegende Arbeit hat aufgezeigt, dass der Stellgrößenbedarf der statischen Lastkompensation maßgebend für die Dimensionierung des Aktuierungssystems ist. In weiteren Forschungsarbeiten können Methoden zur Reduktion der notwendigen Stellgrößen zur statischen Lastkompensation untersucht werden, z. B. durch die Berücksichtigung verschiedener Kostenfunktionen. Die Bedingung für komplette Kompensation der auftretenden stationären Verschiebungen könnte abgeschwächt werden, indem die Verschiebung so lang minimiert wird bis ein zulässiger Bereich um den Referenzzustand erreicht wird. Eine weitere Forschungsfrage betrifft das Potential zur Performanceverbesserung der modellbasierten statischen Lastkompensation durch eine Sensordatenfusion mehrerer Messsysteme zur Schätzung des aktuellen Tragwerkszustands.

Spezifikationen der Steuerungen des D1244

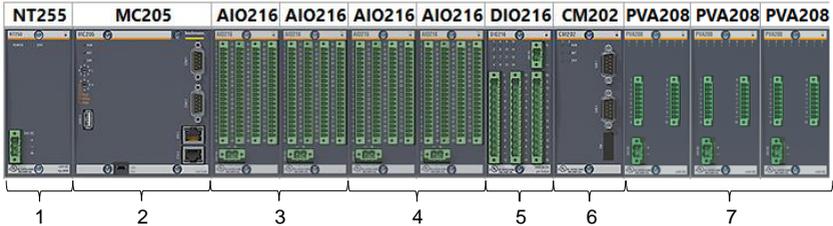
Hauptsteuerung H0



Hauptsteuerung H0

	Modulbezeichnung	Funktion
1	Bachmann Steuerung	Steuereinheit mit integrierter Energieversorgung (Intel Core2Duo Prozessor, 1200 MHz)
2	Analog-Ein-/Ausgangsmodule	Empfang der analogen Sensorsignale am Aggregat (Druck, Füllstand, Temperatur)
3	Digital-Eingangsmodul	Empfang der digitalen Sensorsignale am Aggregat (Verschmutzung)
4	Digital-Ausgangsmodul	Ansteuerung der Ventile am Hauptaggregat
5	Digital-Ausgangsmodul	Ansteuerung der Pumpe

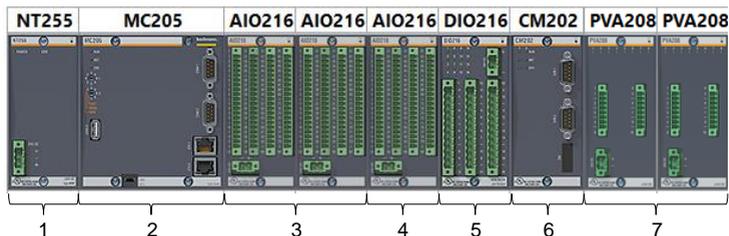
Modulsteuerung M1



Modulsteuerung M1

	Modulbezeichnung	Funktion
1	Netzteil	Stromversorgung der Steuerung
2	Bachmann Steuerung	Steuereinheit (Intel Atom Prozessor E620, 600 MHz)
3	Analog-Ein-/Ausgangs-module	Empfang der 32 DMS-Signale
4	Analog-Ein-/Ausgangs-module	Empfang der Signale der 24 Drucksensoren
5	Digital-Ein-/Ausgangs-modul	Tarieren der DMS
6	CANopen-Master-Modul	Empfang der Signale der 12 Wegmessgeber
7	Proportionalventilverstärker	Ansteuern der 12 Ventile der Hydraulikzylinder

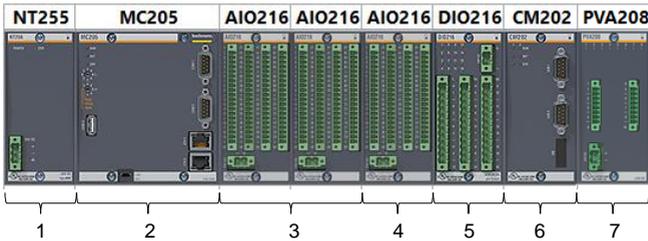
Modulsteuerung M2



Modulsteuerung M2

	Modulbezeichnung	Funktion
1	Netzteil	Stromversorgung der Steuerung
2	Bachmann Steuerung	Steuereinheit (Intel Atom Prozessor E620, 600 MHz)
3	Analog-Ein-/Ausgangs- module	Empfang der 32 DMS-Signale
4	Analog-Ein-/Ausgangs- modul	Empfang der Signale der 16 Drucksensoren
5	Digital-Ein-/Ausgangs- modul	Tarieren der DMS
6	CANopen-Master-Modul	Empfang der Signale der 8 Wegmessgeber
7	Proportionalventilver- stärker	Ansteuern der 8 Ventile der Hydraulikzylinder

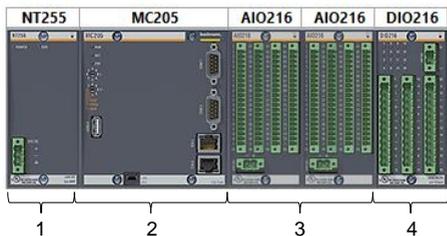
Modulsteuerung M3



Modulsteuerung M3

	Modulbezeichnung	Funktion
1	Netzteil	Stromversorgung der Steuerung
2	Bachmann Steuerung	Steuereinheit (Intel Atom Prozessor E620, 600 MHz)
3	Analog-Ein-/Ausgangs-module	Empfang der 32 DMS-Signale
4	Analog-Ein-/Ausgangs-modul	Empfang der Signale der 8 Drucksensoren
5	Digital-Ein-/Ausgangs-modul	Tarieren der DMS
6	CANopen-Master-Modul	Empfang der Signale der 4 Wegmessgeber
7	Proportionalventilverstärker	Ansteuern der 4 Ventile der Hydraulikzylinder

Modulsteuerung M4



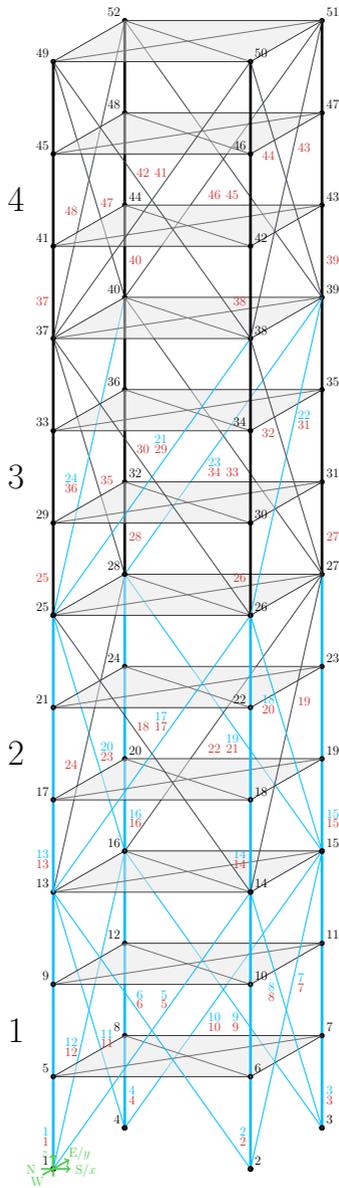
Modulsteuerung M4

	Modulbezeichnung	Funktion
1	Netzteil	Stromversorgung der Steuerung
2	Bachmann Steuerung	Steuereinheit (Intel Atom Prozessor E620, 600 MHz)
3	Analog-Ein-/Ausgangsmodule	Empfang der 32 DMS-Signale
4	Digital-Ein-/Ausgangsmodul	Tarieren der DMS

B

Knoten-, Element- und Aktornummern des Demonstratorhochhauses D1244

In der dreidimensionalen schematischen Darstellung des D1244 sind die Knoten-, Element- und Aktornummern des Tragwerks angegeben. Hierbei sind die aktuierten Elemente sowie deren Nummern in hellblau (1-24) gekennzeichnet. Die Elementnummern sind in rot (1-48) angegeben, während die Knotennummern (1-52) in schwarz dargestellt sind. Das Koordinatensystem (-) gibt die Orientierung des Gebäudes in den vier Himmelsrichtungen an.



Weiterhin werden die Stellgrößenbeschränkungen berücksichtigt, wobei \mathbf{u}_{\min} und \mathbf{u}_{\max} die maximale und minimale Aktorkräfte sind

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_{\min} &\leq \mathbf{u}_d(k) \leq \mathbf{u}_{\max} \\ \Rightarrow \begin{bmatrix} \mathbf{u}_{\min} \\ \mathbf{u}_{\min} \\ \vdots \end{bmatrix} &\leq \begin{bmatrix} \mathbf{I} & & & \\ & \mathbf{I} & & \\ & & \ddots & \\ & & & \ddots \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_{d,1} \\ \mathbf{u}_{d,2} \\ \vdots \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} \mathbf{u}_{\max} \\ \mathbf{u}_{\max} \\ \vdots \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (\text{C.4})$$

Durch Kombination von (C.3) und (C.4) ergibt sich die Ungleichungsbeschränkung für das Optimierungsproblem der MPC

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \xi(t) \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \vdots \\ \mathbf{u}_{\min} \\ \mathbf{u}_{\min} \\ \vdots \end{bmatrix}}_{=1} \leq \underbrace{\begin{bmatrix} -\mathbf{I} & & & \mathbf{0} & & \\ \mathbf{A}_d & -\mathbf{I} & & \mathbf{B}_d & & \\ & \mathbf{A}_d & -\mathbf{I} & \dots & \mathbf{B}_d & \\ & & \vdots & \ddots & & \\ \mathbf{0} & & & \mathbf{I} & & \\ & \mathbf{0} & & & \mathbf{I} & \\ & & \ddots & & & \ddots \end{bmatrix}}_{=W} \underbrace{\begin{bmatrix} \xi_0 \\ \xi_1 \\ \xi_2 \\ \vdots \\ \mathbf{u}_{d,1} \\ \mathbf{u}_{d,2} \\ \vdots \end{bmatrix}}_{=X} \leq \underbrace{\begin{bmatrix} \xi(t) \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \vdots \\ \mathbf{u}_{\max} \\ \mathbf{u}_{\max} \\ \vdots \end{bmatrix}}_{=r}. \quad (\text{C.5})$$

Die quadratische Kostenfunktion wird unter Verwendung des Optimierungsvektor \mathbf{X} formuliert

$$\begin{aligned} J &= \sum_{i=0}^N \xi(k)^\top \mathbf{Q} \xi(k) + \mathbf{u}_d(k)^\top \mathbf{R} \mathbf{u}_d(k) = \\ &= \underbrace{\begin{bmatrix} \xi_0 \\ \xi_1 \\ \vdots \\ \mathbf{u}_{d,1} \\ \mathbf{u}_{d,2} \\ \vdots \end{bmatrix}}_{=X^\top} \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{Q} & & & & & \\ & \mathbf{Q} & & & & \\ & & \ddots & & & \\ & & & \mathbf{R} & & \\ & & & & \mathbf{R} & \\ & & & & & \ddots \end{bmatrix}}_{=P} \underbrace{\begin{bmatrix} \xi_0 \\ \xi_1 \\ \vdots \\ \mathbf{u}_{d,1} \\ \mathbf{u}_{d,2} \\ \vdots \end{bmatrix}}_{=X}, \end{aligned} \quad (\text{C.6})$$

wobei \mathbf{Q} und \mathbf{R} die Gewichtungsmatrizen des Zustands bzw. des Eingangs sind. Die Lösung des Optimierungsproblem \mathbf{X}^* beinhaltet die optimalen Zustands- und Eingangstrajektorien bezüglich der definierten Kostenfunktion zu jedem Zeitpunkt k .

Abkürzungen

DGL	Differentialgleichung
DMS	Dehnmessstreifen
FEM	Finite-Elemente-Methode
FHG	Freiheitsgrade (degrees of freedom)
LED	lichtemittierende Dioden (light-emitting diode)
MPC	modellprädiktive Regelung (model predictive control)
NLP	Nichtlineares Optimierungsproblem (Nonlinear Problem)
NMPC	nichtlineare modellprädiktive Regelung (nonlinear model predictive control)
OSQP	Operator Splitting Quadratic Program
PCA	Hauptkomponentenanalyse (principal component analysis)
POD	Hauptkomponentenanalyse (proper orthogonal decomposition)
RMS	quadratisches Mittel (root mean square)
SPS	speicherprogrammierbare Steuerungen (programmable logic controller)
SVD	Singulärwertzerlegung (singular value decomposition)
TMD	Schwingungstilger (tuned mass damper)
UDP	User Datagram Protocol
ZRD	Zustandsraumdarstellung

Symbolverzeichnis

Mechanik

Symbol	Einheit	Beschreibung
\mathbf{A}		Systemmatrix
\mathbf{A}_d		diskrete Systemmatrix
$\mathbf{A}(\boldsymbol{x})$		zustandsabhängige Systemmatrix
\mathbf{B}		Eingangsmatrix
\mathbf{B}_d		diskrete Eingangsmatrix
\mathbf{C}		Ausgangsmatrix
\mathbf{C}_{dms}		Ausgangsmatrix der Dehnung
\mathbf{C}_{opt}		Ausgangsmatrix des optischen Messsystems
\mathbf{C}_L		Ausgangsmatrix der Elementlängen
\mathbf{D}	kg/s	Dämpfungsmatrix
$\mathbf{D}(\boldsymbol{q})$	kg/s	zustandsabhängige Dämpfungsmatrix
\mathbf{E}		Störeingangsmatrix
\mathbf{F}_u		Aktoreingriffsmatrix
\mathbf{F}_z		Störeingriffsmatrix
\bar{F}		mittlere Aktorkraft
F_{max}		maximale Aktorkraft
f_z		Anregungsfrequenz der Störung
J		Performancemaß
J_d		dynamisches Performancemaß
J_s		statisches Performancemaß
\mathbf{I}		Einheitsmatrix
k_i	N/m	Federsteifigkeit von Element i
\mathbf{K}	N/m	Steifigkeitsmatrix
\mathbf{K}_f	N/m	Anteil der Steifigkeitsmatrix durch fehlerhafte Akto- ren

(Fortsetzung: Mechanik)

Symbol	Einheit	Beschreibung
$\mathbf{K}(\mathbf{q})$	N/m	zustandsabhängige Steifigkeitsmatrix
K_d		Reglerverstärkung des Proportionalreglers zur Schwingungsdämpfung
l_i	m	Länge von Element i
Δl_i	m	Längenänderung von Element i
m		Dimension des Eingangs
\mathbf{M}	kg	Massenmatrix
n		Dimension des vollständigen Zustands
n_r		Dimension des reduzierten Zustands
n_{elem}		Anzahl Elemente des Tragwerks
N_{sim}		Anzahl Simulationsschritte
\mathbf{q}	m	Verschiebungen
\mathbf{q}_s	m	stationäre Verschiebungen
$\dot{\mathbf{q}}$	m/s	Geschwindigkeiten
$\ddot{\mathbf{q}}$	m/s ²	Beschleunigungen
\mathbf{Q}		Gewichtungsmatrix der Zustände des reduzierten Systems
$\bar{\mathbf{Q}}$		Gewichtungsmatrix der Zustände des vollständigen Systems
\mathbf{R}		Gewichtungsmatrix der Eingänge des reduzierten Systems
$\bar{\mathbf{R}}$		Gewichtungsmatrix der Eingänge des vollständigen Systems
t	s	Zeit
t_{sim}	s	Länge einer Simulation
t_c	s	Kollokationspunkt
v		Windgeschwindigkeit
\mathbf{V}		Hauptkomponentenmatrix
$\tilde{\mathbf{V}}$		reduzierte Hauptkomponentenmatrix
\mathbf{u}	N	Aktorkräfte, Systemeingang
$\bar{\mathbf{u}}$	N	Aktorkräfte fehlerfreier Aktoren
\mathbf{u}_d	N	Aktorkräfte für die dynamische Schwingungsdämpfung

(Fortsetzung: Mechanik)

Symbol	Einheit	Beschreibung
\mathbf{u}_d^*	N	optimale Aktorkräfte für die dynamische Schwingungsdämpfung
$\mathbf{u}_{d,\min}$	N	minimale Aktorkräfte für die dynamische Schwingungsdämpfung
$\mathbf{u}_{d,\max}$	N	maximale Aktorkräfte für die dynamische Schwingungsdämpfung
\mathbf{u}_f	N	Aktorkräfte fehlerhafter Aktoren
\mathbf{u}_s	N	Aktorkräfte für die statische Lastkompensation
\mathbf{u}_s^*	N	optimale Aktorkräfte für die statische Lastkompensation
$\mathbf{u}_{s,\min}$	N	minimale Aktorkräfte für die statische Lastkompensation
$\mathbf{u}_{s,\max}$	N	maximale Aktorkräfte für die statische Lastkompensation
\mathbf{x}		Zustand
\mathbf{X}		Datenmatrix für POD
\mathbf{y}_{dms}	m/m	Dehnungsmessung
\mathbf{y}_{opt}	m	Messung des optischen Messsystems
\mathbf{y}		Systemausgang
\mathbf{y}_p	m	Elementlänge des verschlissenen Elements p
\mathbf{y}_s	m	stationäre Verschiebung
$\mathbf{y}_{s,0}$	m	stationäre Messung der Verschiebung
\mathbf{z}	N	Störkräfte
\mathbf{z}_s	N	statische Störkräfte
\mathbf{z}_d	N	dynamische Störkräfte
α		Windrichtung
α_0		massenproportionaler Rayleigh Dämpfungskoeffizient
α_1		steifigkeitsproportionaler Rayleigh Dämpfungskoeffizient
Σ		Matrix der Singulärwerte
ζ		Vektor der Hauptkomponenten
$\tilde{\zeta}$		reduzierter Vektor der Hauptkomponenten

(Fortsetzung: Mechanik)

Symbol	Einheit	Beschreibung
η		Vektor der modalen Amplitude
ξ		Zustandsvektor in modalen Koordinaten
Φ		Eigenvektormatrix
$\tilde{\Phi}$		reduzierte Eigenvektormatrix
ω	rad	Eigenfrequenz
Ω		Matrix der Eigenwerte

Hydraulik

Symbol	Einheit	Beschreibung
$(\cdot)^d$		Variable des Hydraulikzylinders eines Stützenaktors
$(\cdot)^s$		Variable des Hydraulikzylinders eines Diagonalktors
A_A	m^2	kolbenseitige Zylinderfläche
$A_{V,A}$	m^2	Öffnungsquerschnitt des Ventils für Kammer A
$A_{V,B}$	m^2	Öffnungsquerschnitt des Ventils für Kammer B
A_B	m^2	stangenseitige Zylinderfläche
E	N/m^2	Kompressibilitätsmodul
F_{ext}	N	externe Störkraft
F	N	Kraft des Hydraulikzylinders
I_V	V	Eingangstrom des Ventilschiebers
$I_{V,max}$	V	maximaler Eingangstrom des Ventilschiebers
K_P		Reglerverstärkung
m	kg	Masse des Kolbens und des Hydraulikfluids
p_a	bar	Mitteldruck
p_A	bar	Druck der Zylinderkammer A
p_B	bar	Druck der Zylinderkammer B
p_P	bar	Versorgungsdruck
p_T	bar	Tankdruck
Q_A	m^3	Volumenstrom der Zylinderkammer A

(Fortsetzung: Hydraulik)

Symbol	Einheit	Beschreibung
Q_B	m^3	Volumenstrom der Zylinderkammer B
Q_L	m^3	Leckage-Volumenstrom
s_V		Schieberposition
\dot{s}_V		Schiebergeschwindigkeit
\ddot{s}_V		Schieberbeschleunigung
u		Systemeingang, Eingangsstrom des Ventilschiebers
$V_{A,0}$	m^3	Totvolumen der Zylinderkammer A
$V_{B,0}$	m^3	Totvolumen der Zylinderkammer B
V_A	m^3	Volumen der Zylinderkammer A
V_B	m^3	Volumen der Zylinderkammer B
w		virtueller Systemeingang
$\boldsymbol{x}(t)$		Systemzustand
$\tilde{\boldsymbol{x}}$		transformierter Systemzustand
x	m	Kolbenposition
\dot{x}	m/s	Kolbengeschwindigkeit
\ddot{x}	m/s ²	Kolbenbeschleunigung
y	N	Systemausgang, Zylinderkraft
y_d	N	Sollkraft des Hydraulikzylinders

Abbildungsverzeichnis

1.1	Beispielhafte Anwendungen von Strategien zur Schwingungsdämpfung bei Hochhäusern.	5
1.2	Stuttgarter Träger unter der Einwirkung einer statischen Last im passiven und kompensierten Zustand [85].	8
1.3	Stuttgart SmartShell: doppelgekrümmtes adaptives Schalentragwerk [96].	9
1.4	Maßstabsmodell eines adaptiven Hochhauses [26].	10
2.1	Das experimentelle adaptive Hochhaus D1244.	18
2.2	Schematische Darstellung des Hydrauliksystems des D1244.	20
2.3	Aktorik mit hydraulischen Hochdruck- und Niederdruckspeichern am D1244.	22
2.4	Aktorpositionen im D1244.	23
2.5	Sensorsysteme am D1244.	24
2.6	Hardwarekomponenten und Kommunikationsnetzwerk des D1244.	25
2.7	Blockschaltbild der Regelung des adaptiven Gebäudes D1244.	28
3.1	Schematische 3D Darstellung des Tragwerks von D1244 mit gekennzeichneten Aktoren.	32
3.2	Schematische Darstellung des optischen Messsystems.	35
3.3	Beispielhafte lineare Schwingung einer DGL zweiter Ordnung in Verschiebungskoordinaten sowie die auf die erste Eigenmode und auf die zweite Eigenmode projizierte harmonische Schwingung.	38
3.4	Identifizierte Resonanzfrequenzen des adaptiven Tragwerks D1244 in Abhängigkeit der Diagonalenvorspannung.	41
3.5	Messaufbau und Messergebnisse für die erste identifizierte Eigenmode.	41
3.6	Messaufbau und Messergebnisse für die zweite identifizierte Eigenmode.	42
3.7	Messaufbau und Messergebnisse für die dritte identifizierte Eigenmode.	43
3.8	Formen der drei identifizierten Eigenmoden.	44

3.9	Beispielhafte nichtlineare Schwingung einer DGL zweiter Ordnung in Verschiebungskoordinaten sowie ihre Projektion auf die erste Hauptkomponente und auf die zweite Hauptkomponente.	48
3.10	Tragwerkstopologien mit unterschiedlicher Anzahl und Position der druckschlaffen Diagonalaussteifungen.	51
3.11	Resonanzfrequenzen des linearen Modells, des Modells von Tragwerk A und Tragwerk B.	54
3.12	Eigenschaften der Hauptkomponenten des Tragwerks (A).	55
3.13	Eigenschaften der Hauptkomponenten des Tragwerks (B).	57
3.14	Beispielhafte Windstörung mit variierender Windgeschwindigkeit und Windrichtung.	59
4.1	Schematische Darstellung der Einbindung der hydraulischen Aktoren mit 4/3-Wegeventilen in das mechanische System.	62
4.2	Schematische Darstellung für die Einbindung eines Hydraulikzylinders in eine Stütze.	63
4.3	Schematische Darstellung der Einbindung eines Hydraulikzylinders in der Diagonale.	65
4.4	Beispielhafte Messung aus der Messreihe zur Identifikation der Öffnungsquerschnitte der Ventile der Stützeinzylinder	69
4.5	Gemessene und identifizierte Öffnungsquerschnitte der Ventile der Stützenaktoren in Abhängigkeit des normierten Eingangsstroms.	70
4.6	Beispielhafte Messung aus der Messreihe zur Identifikation der Öffnungsquerschnitte für die Diagonalzylinder.	73
4.7	Gemessene und identifizierte Öffnungsquerschnitte der Diagonalaktoren in Abhängigkeit des normierten Eingangsstroms.	74
4.8	Flachheitsbasierte Eingangs-/Ausgangslinearisierung des Hydrauliksystems und Kraft-Folgeregelung.	76
4.9	Reglerverstärkung der Stützenaktoren und der Diagonalaktoren in Abhängigkeit des Maßes für die Dynamik des Referenzkraftsignals.	78
4.10	Sprungantwort der Kraft-Folgeregelung.	82
4.11	Kraft-Folgeregelung eines Diagonalaktors für eine sinusförmige Referenzkraft mit einer Frequenz von 1 Hz.	83
4.12	Aus Messdaten identifiziertes Bode-Diagramm des geschlossenen Regelkreises eines Diagonalaktors.	84
5.1	Blockschaltbild der Regelungsstruktur adaptiver Tragwerke.	86

5.2	Vergleich von gemessener und simulierter Verschiebung der Dachknoten des Tragwerks unter Einwirkung einer statischen Last und Darstellung des experimentellen Aufbaus zur Validierung der statischen Lastkompensation.	89
5.3	Optimale Aktorkräfte zur statischen Lastkompensation.	90
5.4	Schematische Darstellung der Elementlängen eines passiven, eines parallel aktuierten Elements und eines seriell aktuierten Elements.	91
5.5	Längenänderung der Tragwerkselemente unter Einwirkung einer statischen Last.	93
5.6	Vergleich der Prädiktionsgenauigkeit der MPC mithilfe des linearen modal-reduzierten Modells und des linearisierten POD-Modells. . .	102
5.7	Vergleich der Prädiktionsgenauigkeit der MPC mithilfe des linearen sowie des nichtlinearen Modells.	103
5.8	Windgeschwindigkeit der Windstörung zur Validierung der MPC zur Schwingungsdämpfung sowie Verschiebung und Geschwindigkeit des Tragwerks unter Verwendung des MOR- und POD-Modells als Prädiktionsmodell in der MPC.	105
5.9	Passive und geregelte Trajektorien des Tragwerks bei einer Windanregung sowie zwei beispielhafte vorhergesagte Trajektorien der MPC mit dem linearisierten POD-Modell.	106
5.10	Verschiebung und Geschwindigkeit des Tragwerks unter Verwendung des vollständigen linearen und des vollständigen nichtlinearen Modells als Prädiktionsmodell in der MPC und optimale Aktorkräfte der LMPC und NMPC.	108
5.11	Vergleich des passiven und geregelten Geschwindigkeitsverlauf am Tragwerksdach sowie die angewandten Stör- und Aktorkräfte für eine Anregungsfrequenz von $f_z = 0,7$ Hz.	110
5.12	Vergleich des passiven und geregelten Geschwindigkeitsverlauf am Tragwerksdach sowie die angewandten Stör- und Aktorkräfte für eine Anregungsfrequenz von $f_z = 2,1$ Hz.	111
5.13	Stationäre Verschiebung mit und ohne statische Lastkompensation sowie Aktorkräfte für die statische Lastkompensation.	113
5.14	Windgeschwindigkeit der Windstörung und resultierende Verschiebung eines der Dachknotenpunkte des Tragwerks mit und ohne Schwingungsdämpfung.	114

5.15	Normalisiertes statisches und dynamisches Performancemaß für verschiedene Stellgrößenverteilungen zwischen der statischen Lastkompensation und der MPC.	115
5.16	Blockschaltbild des Verfahrens zur Aufteilung des Stellgrößenbudgets.	116
5.17	Vergleich der Verschiebung eines Dachknotens des Hochhauses für das passive System, für den geschlossenen Regelkreis unter Verwendung einer MPC sowie für den geschlossenen Regelkreis unter Verwendung der MPC und der statischen Lastkompensation sowie des Verfahrens zur optimalen Stellgrößenaufteilung.	117
5.18	Windgeschwindigkeit der Windstörung zur Validierung der verschleißorientierten Regelstrategie.	119
5.19	Untersuchte Verschleißszenarien für die verschleißorientierte Regelung.	120
5.20	Belastungsreduktion eines aktuierten verschlissenen Elements in Abhängigkeit seiner Gewichtung in der Kostenfunktion der MPC sowie mittlere und maximale Kraft des Aktors im verschlissenen Element.	121
5.21	Vergleich der Elementlänge eines aktuierten verschlissenen Elements und der Kraft des im verschlissenen Element integrierten Aktors unter Verwendung der nominellen MPC sowie der verschleißorientierten MPC für unterschiedliche Gewichtungsfaktoren α	123
5.22	Vergleich der Elementlänge eines passiven verschlissenen Elements unter Verwendung der nominellen MPC sowie der verschleißorientierten MPC für unterschiedliche Gewichtungsfaktoren α	124
5.23	Vergleich der Länge des Elements p unter Verwendung der nominellen MPC, der verschleißorientierten MPC mit höherer Gewichtung des Elements sowie der verschleißorientierten MPC mit höherer Gewichtung mehrerer Elemente und Belastungsreduktion mehrerer benachbarter verschlissener Elemente in Abhängigkeit des Gewichtungsfaktors α in der Kostenfunktion der MPC.	125
5.24	Belastungsreduktion und Aktorkraft eines aktuierten verschlissenen Elements für eine Tragwerkstopologie mit 24 Aktoren und eine mit 8 Aktoren.	126
5.25	Windgeschwindigkeit der Windstörung zur Validierung der fehlertoleranten Regelstrategie.	128
5.26	Modellierung eines Aktorausfalls infolge eines Ventildefekts.	129

5.27	Blockschaltbild der fehlertoleranten Regelstrategie mit statischer Offset-Kompensation und rekonfigurierbarer Regelung.	130
5.28	Adaptives Hochhaus mit zwölf Aktoren und adaptives Hochhaus mit vier fehlerfreien Aktoren und acht fehlerhaften Aktoren.	132
5.29	Knotenverschiebung und Knotenbeschleunigung infolge einer Windanregung unter Verwendung der fehlertoleranten Regelung.	133
5.30	Performanceverbesserung zwischen nomineller und fehlertoleranter Regelung in Abhängigkeit der Anzahl fehlerhafter Aktoren; mittlere Aktorkraft für einen Aktor bei Verwendung der fehlertoleranten Regelung; RMS-Fehler mit und ohne Rekonfiguration.	136

Tabellenverzeichnis

3.1	Relative Varianz und dominante Frequenzen der Hauptkomponenten des Tragwerks (A).	53
3.2	Relative Varianz und dominante Frequenzen der Hauptkomponenten des Tragwerks (B).	56
4.1	Spezifikationen der Komponenten des hydraulischen Systems.	67
5.1	Performancemaß der MPC unter Verwendung unterschiedlicher Prädiktionsmodelle.	107

Literaturverzeichnis

- [1] A. Abbaspour, S. Mokhtari, A. Sargolzaei und K. K. Yen. „A survey on active fault-tolerant control systems“. *Electronics* 9.9 (2020), S. 1513 (zitiert auf Seite 11).
- [2] B. Adam und I. F. Smith. „Active tensegrity: A control framework for an adaptive civil-engineering structure“. *Computers & Structures* 86.23-24 (2008), S. 2215–2223 (zitiert auf Seite 8).
- [3] K. K. Ahn und Q. T. Dinh. „Self-tuning of quantitative feedback theory for force control of an electro-hydraulic test machine“. *Control Engineering Practice* 17.11 (2009), S. 1291–1306 (zitiert auf Seite 13).
- [4] A. A. Amin und K. M. Hasan. „A review of fault tolerant control systems: advancements and applications“. *Measurement* 143 (2019), S. 58–68 (zitiert auf Seite 3).
- [5] J. A. E. Andersson, J. Gillis, G. Horn, J. B. Rawlings und M. Diehl. „CasADi – A software framework for nonlinear optimization and optimal control“. *Mathematical Programming Computation* 11 (2019), S. 1–36 (zitiert auf Seite 99).
- [6] M. Asano, Y. Yamano, K. Yoshie, Y. Koike, K. Nakagawa und T. Murata. „Development of active-damping bridges and its application to triple high-rise buildings“. *JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing* 46.3 (2003), S. 854–860 (zitiert auf Seite 6).
- [7] I. Bessa, V. Puig und R. M. Palhares. „TS fuzzy reconfiguration blocks for fault tolerant control of nonlinear systems“. *Journal of the Franklin Institute* 357.8 (2020), S. 4592–4623 (zitiert auf Seite 11).
- [8] M. Böhm, J. Wagner, S. Steffen, W. Sobek und O. Sawodny. „Homogenizability of element utilization in adaptive structures“. *International Conference on Automation Science and Engineering*. 2019, S. 1263–1268 (zitiert auf Seiten 21, 32, 34).

- [9] L. F. Cabeza, C. Barreneche, L. Miro, M. Martínez, A. I. Fernandez und D. Urge-Vorsatz. „Affordable construction towards sustainable buildings: review on embodied energy in building materials“. *Current Opinion in Environmental Sustainability* 5.2 (2013), S. 229–236 (zitiert auf Seite 1).
- [10] T. Caldognetto und P. Tenti. „Microgrids operation based on master–slave cooperative control“. *Journal of Emerging and Selected Topics in Power Electronics* 2.4 (2014), S. 1081–1088 (zitiert auf Seite 116).
- [11] Y. Chen, J. Li, Y. Wen, M. Sehnan und W. Xu. „A Hybrid Master–Slave Control Strategy for Multiple Distributed Generators in Microgrid“. *Energies* 16.2 (2023), S. 968 (zitiert auf Seite 116).
- [12] G. Craighead. *High-rise security and fire life safety*. Butterworth-Heinemann, 2009 (zitiert auf Seite 17).
- [13] M. Csoerg. „Brownian Motion—Wiener Process“. *Canadian Mathematical Bulletin* 22.3 (1979), S. 257–279 (zitiert auf Seite 58).
- [14] S. Dakova, J. L. Heidingsfeld, M. Böhm und O. Sawodny. „An Optimal Control Strategy to Distribute Element Wear for Adaptive High-Rise Structures“. *American Control Conference*. 2022, S. 4614–4619 (zitiert auf Seiten 6, 12, 30, 118).
- [15] S. Dakova, K. Kohl, J. Heidingsfeld, O. Sawodny und M. Böhm. „Optimal Input Distribution Over Multiple Control Objectives for Adaptive High-Rise Structures“. *Conference on Systems, Man, and Cybernetics*. 2023 (zitiert auf Seite 111).
- [16] S. Dakova, O. Sawodny und M. Böhm. „Force tracking control for hydraulically actuated adaptive high-rise buildings“. *Control Engineering Practice* 146 (2024), S. 105899 (zitiert auf Seite 61).
- [17] S. Dakova, J. Stiefelmaier, A. Zeller, P. Arnold, M. Böhm und O. Sawodny. „Automation Concept for the First Adaptive High-Rise Structure D1244“. *International Symposium on System Integration*. 2024 (zitiert auf Seite 19).
- [18] S. Dakova, J. Wagner, A. Gienger, C. Tarín, M. Böhm und O. Sawodny. „Reconfiguration strategy for fault-tolerant control of high-rise adaptive structures“. *Robotics and Automation Letters* 6.4 (2021), S. 6813–6819 (zitiert auf Seiten 6, 12, 28, 127).

- [19] S. Dakova, A. Zeller, A. Reksowardojo, G. Senatore, M. Böhm, L. Blandini und O. Sawodny. „A Model Predictive Control Strategy for Adaptive Railway Bridges“. *IFAC World Congress*. Band 56. 2. 2023, S. 7686–7691 (zitiert auf Seite 94).
- [20] M. H. El Ouni, M. Abdeddaim, S. Elias und N. B. Kahla. „Review of Vibration Control Strategies of High-Rise Buildings“. *Sensors* 22.21 (2022), S. 8581 (zitiert auf Seiten 4–6).
- [21] B. Feeny und R. Kappagantu. „On the physical interpretation of proper orthogonal modes in vibrations“. *Journal of sound and vibration* 211.4 (1998), S. 607–616 (zitiert auf Seite 47).
- [22] F. Geiger, J. Gade, M. von Scheven und M. Bischoff. „Anwendung der Redundanzmatrix bei der Bewertung adaptiver Strukturen“. *Berichte der Fachtagung Baustatik-Baupraxis* (2020) (zitiert auf Seite 2).
- [23] K. Ghaedi, Z. Ibrahim, H. Adeli und A. Javanmardi. „Invited Review: Recent developments in vibration control of building and bridge structures“. *Journal of Vibroengineering* 19.5 (2017), S. 3564–3580 (zitiert auf Seite 6).
- [24] F. Guerra, T. Haist, A. Warsewa, S. Hartlieb, W. Osten und C. Tarín. „Precise building deformation measurement using holographic multi-point replication“. *Applied Optics* 59.9 (2020), S. 2746–2753 (zitiert auf Seite 24).
- [25] E. Haibach. *Betriebsfestigkeit*. Springer, 2006 (zitiert auf Seite 30).
- [26] J. Heidingsfeld. „Modellbasierte Regelstrategien für adaptive Tragwerke“. Dissertation. Shaker Verlag: University of Stuttgart, 2023 (zitiert auf Seiten 10, 31, 33, 47, 52).
- [27] M. Heidingsfeld, E. Arnold, C. Tarín und O. Sawodny. „Actuator fault-tolerant control of the stuttgart smartshell“. *Conference on Control Applications*. 2015, S. 996–1001 (zitiert auf Seite 12).
- [28] J. Helal, A. Stephan und R. H. Crawford. „Beyond the ‘premium-for-height’ framework for designing structural systems for tall buildings: considering embodied environmental flows“. *International Conference Architectural Science Association*. 2018, S. 241–248 (zitiert auf Seite 2).

- [29] J. Henikl, W. Kemmetmüller und A. Kugi. „Estimation and control of the tool center point of a mobile concrete pump“. *Automation in Construction* 61 (2016), S. 112–123 (zitiert auf Seite 12).
- [30] C. A. Horowitz. „Paris agreement“. *International Legal Materials* (2016) (zitiert auf Seite 1).
- [31] H. Hotelling. „Analysis of a complex of statistical variables into principal components“. *Journal of educational psychology* 24.6 (1933), S. 417 (zitiert auf Seite 47).
- [32] S. Ijaz, M. T. Hamayun, L. Yan, H. Ijaz und C. Shi. „Adaptive fault tolerant control of dissimilar redundant actuation system of civil aircraft based on integral sliding mode control strategy“. *Transactions of the Institute of Measurement and Control* 41.13 (2019), S. 3756–3768 (zitiert auf Seite 3).
- [33] International Resource Panel and United Nations Environment Programme. Sustainable Consumption and Production Branch. *Decoupling natural resource use and environmental impacts from economic growth*. UNEP/Earthprint, 2011 (zitiert auf Seite 1).
- [34] R. Isermann und M. Münchhof. *Identification of dynamic systems: an introduction with applications*. Band 85. Springer, 2011 (zitiert auf Seiten 43, 83).
- [35] M. Jelali und A. Kroll. *Hydraulic servo-systems: modelling, identification and control*. Springer Science & Business Media, 2002 (zitiert auf Seiten 63–65).
- [36] J. Jiang und X. Yu. „Fault-tolerant control systems: A comparative study between active and passive approaches“. *Annual Reviews in control* 36.1 (2012), S. 60–72 (zitiert auf Seite 11).
- [37] A. E. Kayabekir, G. Bekdaş, S. M. Nigdeli und Z. W. Geem. „Optimum design of PID controlled active tuned mass damper via modified harmony search“. *Applied Sciences* 10.8 (2020), S. 2976 (zitiert auf Seite 5).
- [38] C. Kellerer, T. Burghardt und H. Binz. „Actuation concepts for structural concrete elements under bending stress“. *European Conference on Computational Mechanics*. 2018 (zitiert auf Seite 9).

- [39] G. Kerschen, J.-c. Golinval, A. F. Vakakis und L. A. Bergman. „The method of proper orthogonal decomposition for dynamical characterization and order reduction of mechanical systems: an overview“. *Nonlinear dynamics* 41 (2005), S. 147–169 (zitiert auf Seite 47).
- [40] K. Kim, M. Kim, D. Kim und D. Lee. „Modeling and velocity-field control of autonomous excavator with main control valve“. *Automatica* 104 (2019), S. 67–81 (zitiert auf Seite 12).
- [41] U. Kirsch und F. Moses. „Optimization of structures with control forces and displacements“. *Engineering Optimization* 3.1 (1977), S. 37–44 (zitiert auf Seite 7).
- [42] S. Kitipornchai und D. L. Finch. „Stiffness requirements for cross bracing“. *Journal of Structural Engineering* 112.12 (1986), S. 2702–2707 (zitiert auf Seite 17).
- [43] M. Köhler, S. Jenne, K. Pötter und H. Zenner. *Zählverfahren und Lastannahme in der Betriebsfestigkeit*. Springer-Verlag, 2012 (zitiert auf Seite 30).
- [44] S. Korkmaz. „A review of active structural control: challenges for engineering informatics“. *Computers & Structures* 89.23-24 (2011), S. 2113–2132 (zitiert auf Seiten 2, 3).
- [45] B. W. Lenggana, U. Ubaidillah, F. Imaduddin, S.-B. Choi, Y. M. Purwana und H. Harjana. „Review of magnetorheological damping systems on a seismic building“. *Applied Sciences* 11.19 (2021), S. 9339 (zitiert auf Seite 6).
- [46] W. Leonhard. *Digitale Signalverarbeitung in der Meß- und Regelungstechnik*. Springer-Verlag, 2013 (zitiert auf Seite 50).
- [47] Q. Li, L.-H. Zhi, A. Y. Tuan, C.-S. Kao, S.-C. Su und C.-F. Wu. „Dynamic behavior of Taipei 101 tower: Field measurement and numerical analysis“. *Journal of Structural Engineering* 137.1 (2011), S. 143–155 (zitiert auf Seite 4).
- [48] J. Lunze und T. Steffen. „Control reconfiguration after actuator failures using disturbance decoupling methods“. *Transactions on Automatic Control* 51.10 (2006), S. 1590–1601 (zitiert auf Seite 11).

- [49] N. D. Manring, L. Muhi, R. C. Fales, V. S. Mehta, J. Kuehn und J. Peterson. „Using feedback linearization to improve the tracking performance of a linear hydraulic-actuator“. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 140.1 (2018), S. 011009 (zitiert auf Seite 13).
- [50] P. M. Marusak und S. Kuntanapreeda. „Constrained model predictive force control of an electrohydraulic actuator“. *Control Engineering Practice* 19.1 (2011), S. 62–73 (zitiert auf Seite 13).
- [51] P. Nakkarat und S. Kuntanapreeda. „Observer-based backstepping force control of an electrohydraulic actuator“. *Control Engineering Practice* 17.8 (2009), S. 895–902 (zitiert auf Seite 13).
- [52] S. Neuhäuser. „Untersuchungen zur Homogenisierung von Spannungsfeldern bei adaptiven Schalenragwerken mittels Auflagerverschiebung“. Dissertation. Universität Stuttgart, 2014 (zitiert auf Seite 9).
- [53] N. Niksefat und N. Sepehri. „Designing robust force control of hydraulic actuators despite system and environmental uncertainties“. *Control Systems Magazine* 21.2 (2001), S. 66–77 (zitiert auf Seite 13).
- [54] M. Nitzlader, S. Steffen, M. J. Bosch, H. Binz, M. Kreimeyer und L. Blandini. „Designing Actuation Concepts for Adaptive Slabs with Integrated Fluidic Actuators Using Influence Matrices“. *CivilEng* 3.3 (2022), S. 809–830 (zitiert auf Seite 9).
- [55] M. Oberdorfer, S. Schroeter und O. Sawodny. „Adaptive feedforward control using a gaussian process and a recursive least squares algorithm for a hydraulic axial piston pump“. *International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*. 2023, S. 329–334 (zitiert auf Seite 70).
- [56] OECD. *Material Resources, Productivity and the Environment, OECD Green Growth Studies*. 2015 (zitiert auf Seite 1).
- [57] S. J. Orfanidis. *Introduction to signal processing*. Prentice-Hall, Inc., 1995 (zitiert auf Seite 71).
- [58] A. Ostertag, F. Schlegl, A. Gienger, J. Wagner, M. Dazer, B. Bertsche, S. Albrecht, P. Leistner, C. Tarín und O. Sawodny. „Reliable design of adaptive load-bearing structures with focus on sustainability“. *European Safety and Reliability Conf. and the Probabilistic Safety Assessment and Management Conference*. 2020, S. 1–5 (zitiert auf Seiten 2, 6).

- [59] A. Ostertag, T.-N. Toader, B. Bertsche und W. Sobek. „System-safety in the application of adaptive load-bearing structures“. *Annual Reliability and Maintainability Symposium*. 2019, S. 1–6 (zitiert auf Seite 118).
- [60] C. Parlapanis, D. Müller, M. Frontull und O. Sawodny. „Modeling of the Work Functionality of a Hydraulically Actuated Telescopic Handler“. *IFAC Mechatronics* 55.20 (2022), S. 253–258 (zitiert auf Seiten 12, 68, 70).
- [61] P. Pasolli und M. Ruderman. „Linearized piecewise affine in control and states hydraulic system: modeling and identification“. *Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*. 2018, S. 4537–4544 (zitiert auf Seite 63).
- [62] R. J. Patton. „Fault-tolerant control“. *Encyclopedia of systems and control*. 2021, S. 779–785 (zitiert auf Seite 11).
- [63] G. Pechlivanidou und N. Karampetakis. „Zero-order hold discretization of general state space systems with input delay“. *IMA Journal of Mathematical Control and Information* 39.2 (2022), S. 708–730 (zitiert auf Seite 95).
- [64] M. Ruderman. „Full-and reduced-order model of hydraulic cylinder for motion control“. *Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*. 2017, S. 7275–7280 (zitiert auf Seite 77).
- [65] S. Ruggieri, F. Porco, D. Raffaele und G. Uva. „Rigid floor assumption in nonlinear static analysis of reinforced concrete existing buildings“. *Rigid floor assumption in nonlinear static analysis of reinforced concrete existing buildings* (2017), S. 262–272 (zitiert auf Seite 88).
- [66] T. E. Saaed, G. Nikolakopoulos, J.-E. Jonasson und H. Hedlund. „A state-of-the-art review of structural control systems“. *Journal of Vibration and Control* 21.5 (2015), S. 919–937 (zitiert auf Seite 2).
- [67] M. Sami und R. J. Patton. „Active fault tolerant control for nonlinear systems with simultaneous actuator and sensor faults“. *International Journal of Control, Automation and Systems* 11 (2013), S. 1149–1161 (zitiert auf Seite 11).
- [68] M. von Scheven, E. Ramm und M. Bischoff. „Quantification of the redundancy distribution in truss and beam structures“. *International Journal of Solids and Structures* 213 (2021), S. 41–49 (zitiert auf Seite 126).

- [69] J. Schlaich und M. Schlaich. „Lightweight structures“. *Widespan roof structures* 178 (2000) (zitiert auf Seite 1).
- [70] H. Schmidt, M. Heimann u. a. „Eurocode 0-Grundlagen der Tragwerksplanung/Eurocode 0-basis of structural design“. *Bauingenieur* 86.7/8 (2011) (zitiert auf Seite 1).
- [71] C. Scoccia, L. Carbonari, G. Palmieri, M. Callegari, M. Rossi, P. Munafó, F. Marchione und G. Chiappini. „Design of a tensegrity servo-actuated structure for civil applications“. *Journal of Mechanical Design* 144.4 (2022), S. 043302 (zitiert auf Seite 8).
- [72] G. Senatore, P. Duffour, S. Hanna, F. Labbé und P. Winslow. „Adaptive structures for whole-life energy savings“. *Journal of the international association for shell and spatial structures* 52.4 (2011), S. 233–240 (zitiert auf Seite 8).
- [73] G. Senatore, P. Duffour, P. Winslow und C. Wise. „Shape control and whole-life energy assessment of an ‘infinitely stiff’ prototype adaptive structure“. *Smart Materials and Structures* 27.1 (2018), S. 015022 (zitiert auf Seite 8).
- [74] G. Senatore, P. Duffour und P. Winslow. „Synthesis of minimum energy adaptive structures“. *Structural and Multidisciplinary Optimization* 60 (2019), S. 849–877 (zitiert auf Seite 6).
- [75] F. Singleton. „The Beaufort scale of winds—its relevance, and its use by sailors“. *Weather* 63.2 (2008), S. 37–41 (zitiert auf Seite 104).
- [76] W. Sobek und P. Teuffel. „Adaptive systems in architecture and structural engineering“. *Smart Structures and Materials 2001: Smart Systems for Bridges, Structures, and Highways*. Band 4330. 2001, S. 36–45 (zitiert auf Seiten 2, 7).
- [77] S. Steffen, S. Weidner, L. Blandini und W. Sobek. „Using influence matrices as a design and analysis tool for adaptive truss and beam structures“. *Frontiers in Built environment* 6 (2020), S. 83 (zitiert auf Seite 2).
- [78] C. Stein, A. Zeller, J. L. Heidingsfeld, M. Böhm, C. Tarín und O. Sawodny. „Nonlinear Moving Horizon Estimation for a High-Rise Adaptive Structure“. *IFAC World Congress* 56.2 (2023), S. 1649–1654 (zitiert auf Seite 94).

-
- [79] B. Stellato, G. Banjac, P. Goulart, A. Bemporad und S. Boyd. „OSQP: an operator splitting solver for quadratic programs“. *Mathematical Programming Computation* 12.4 (2020), S. 637–672 (zitiert auf Seiten 97, 151).
- [80] J. Stiefelmaier, M. Böhm, O. Sawodny und C. Tarín. „Hybrid Model-Based and Data-Driven Fault Diagnosis in Adaptive Buildings“. *Eingereicht bei Mechatronics* (2024) (zitiert auf Seite 33).
- [81] J. Stiefelmaier, S. Dakova, C. Stein, M. Böhm, O. Sawodny und C. Tarín. „Reconfiguration of an Adaptive Structure’s Control Loop Based on Diagnosed Sensor and Actuator Faults“. *Journal of Structural Engineering* 150.4 (2023), S. 04024015 (zitiert auf Seiten 33, 58).
- [82] S. Suresh, S. Narasimhan, S. Nagarajaiah und N. Sundararajan. „Fault-tolerant adaptive control of nonlinear base-isolated buildings using EMRAN“. *Engineering Structures* 32.8 (2010), S. 2477–2487 (zitiert auf Seite 11).
- [83] R. Swischuk, L. Mainini, B. Peherstorfer und K. Willcox. „Projection-based model reduction: Formulations for physics-based machine learning“. *Computers & Fluids* 179 (2019), S. 704–717 (zitiert auf Seite 49).
- [84] K. Tar. „Some statistical characteristics of monthly average wind speed at various heights“. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 12.6 (2008), S. 1712–1724 (zitiert auf Seite 58).
- [85] P. Teuffel. „Entwerfen adaptiver Strukturen“. Dissertation. Universität Stuttgart, 2004 (zitiert auf Seiten 7, 8).
- [86] G. Tibert. „Deployable tensegrity structures for space applications“. PhD dissertation. KTH Royal Institute of Technology, 2002 (zitiert auf Seite 8).
- [87] D. Q. Truong und K. K. Ahn. „Force control for hydraulic load simulator using self-tuning grey predictor–fuzzy PID“. *Mechatronics* 19.2 (2009), S. 233–246 (zitiert auf Seite 13).
- [88] UN. „Nations Department of Economic and Social Affairs, World urbanization prospects: the 2018 revision“ (2018) (zitiert auf Seite 1).

- [89] M. Vierneisel, A. Zeller, S. Dakova, M. Böhm, O. Sawodny und P. Eberhard. „Parametric Model Order Reduction for Parameter Identification of Adaptive High-Rise Structures“. *ECCOMAS Thematic Conference on Smart Structures and Materials*. 2023, S. 659–670 (zitiert auf Seite 40).
- [90] J. Wagner, M. Böhm und O. Sawodny. „Nonlinear modeling and control of tension-only elements in adaptive structures“. *ECCOMAS conference on smart structures and materials*. 2019 (zitiert auf Seiten 6, 45).
- [91] J. Wagner, A. Gienger, C. Stein, P. Arnold, C. Tarín, O. Sawodny und M. Böhm. „Optimal static load compensation with fault tolerance in nonlinear adaptive structures under input and state constraints“. *Frontiers in Built Environment* 6 (2020), S. 93 (zitiert auf Seiten 9, 10, 12, 28).
- [92] J. L. Wagner, K. Schmidt, M. Böhm und O. Sawodny. „Optimal actuator placement and static load compensation for Euler-Bernoulli beams with spatially distributed inputs“. *IFAC Mechatronics* 52.15 (2019), S. 489–494 (zitiert auf Seite 9).
- [93] J. L. Wagner, J. Gade, M. Heidingsfeld, F. Geiger, M. von Scheven, M. Böhm, M. Bischoff und O. Sawodny. „On steady-state disturbance compensability for actuator placement in adaptive structures“. *Automatisierungstechnik* 66.8 (2018), S. 591–603 (zitiert auf Seite 21).
- [94] J. Wanner und O. Sawodny. „Tool-center-point control of a flexible link concrete pump with hydraulic limitations using quadratic programming“. *International Conference on Automation Science and Engineering*. 2019, S. 561–566 (zitiert auf Seite 12).
- [95] A. Warsewa, M. Böhm, F. Guerra, J. L. Wagner, T. Haist, C. Tarín und O. Sawodny. „Self-tuning state estimation for adaptive truss structures using strain gauges and camera-based position measurements“. *Mechanical Systems and Signal Processing* 143 (2020), S. 106822 (zitiert auf Seite 94).
- [96] M. Weickgenannt. „Konzepte zur modellbasierten Regelung adaptiver Schalentragwerke“. Dissertation. Shaker Verlag: Universität Stuttgart, 2013 (zitiert auf Seite 9).

- [97] S. Weidner, C. Kelleter, P. Sternberg, W. Haase, F. Geiger, T. Burghardt, C. Honold, J. Wagner, M. Böhm, M. Bischoff u. a. „The implementation of adaptive elements into an experimental high-rise building“. *Steel Construction* 11.2 (2018), S. 109–117 (zitiert auf Seite 19).
- [98] S. Weidner, S. Steffen und W. Sobek. „The integration of adaptive elements into high-rise structures“. *International Journal of High-Rise Buildings* 8.2 (2019), S. 95–100 (zitiert auf Seite 18).
- [99] X. Xing und J. Liu. „Switching fault-tolerant control of a moving vehicle-mounted flexible manipulator system with state constraints“. *Journal of the Franklin Institute* 355.6 (2018), S. 3050–3078 (zitiert auf Seite 3).
- [100] M. Yamamoto, S. Aizawa, M. Higashino und K. Toyama. „Practical applications of active mass dampers with hydraulic actuator“. *Earthquake engineering & structural dynamics* 30.11 (2001), S. 1697–1717 (zitiert auf Seite 6).
- [101] J. T. Yao. „Concept of structural control“. *Journal of the Structural Division* 98.7 (1972), S. 1567–1574 (zitiert auf Seite 3).
- [102] A. Zeller, M. Böhm und O. Sawodny. „A Genetic and a Greedy-Genetic Algorithm for Steady-State Disturbance Compensability Actuator Placement for Adaptive Structures“. *American Control Conference*. 2022, S. 4620–4626 (zitiert auf Seite 21).
- [103] Y. Zhang, T. Schauer und A. Bleicher. „Optimized passive/semi-active vibration control using distributed-multiple tuned facade damping system in tall buildings“. *Journal of Building Engineering* 52 (2022), S. 104416 (zitiert auf Seite 5).