

**Drehgeberlose Identifikation
schwingungsfähiger Mehrmassensysteme und
Diagnose von Lagerfehlern im Antriebsstrang durch
Frequenzgangmessung**

Von der Naturwissenschaftlich – Technischen Fakultät
der Universität Siegen

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften

(Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Henning Zoubek

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Mario Pacas
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Friedrich Fuchs

Tag der mündlichen Prüfung: 10. Juli 2017

Gedruckt auf alterungsbeständigem holz-und säurefreiem Papier

Vorwort

Die Arbeit an dieser Dissertation begleitete mich über viele erlebnisreiche Jahre, die sowohl im privaten als auch im Arbeitsleben viele besondere und einzigartige Zeiten und Momente umspannten. Daher ist der Abschluss dieser Arbeit für mich und meine Familie eine ganz spezielle Zäsur, die einen fröhlichen und erinnerungsvollen Blick zurück, aber auch einen freudigen und unbeschwerten Beginn für die nächsten Lebensabschnitte bedeuten.

Während der langjährigen Arbeit am Lehrstuhl für Leistungselektronik und Elektrische Antriebe als Student und als wissenschaftlicher Mitarbeiter war ich Teil eines tollen Teams, das mich fachlich und persönlich bereicherte. Insbesondere Herrn Prof. Dr.-Ing. Mario Pacas möchte ich meinen größten Dank sagen für seine einzigartige Unterstützung in dieser Zeit und seine fachliche wie auch persönliche, fast väterliche Betreuung, die meinen Horizont nachhaltig erweitert hat.

Ebenso sage ich meinen herzlichen Dank an alle meine früheren Kollegen am Lehrstuhl, die mir in den vielen Diskussionen über Privates und fachliche Fragen stets eine Freude und Hilfe waren. Insbesondere gilt mein Dank hier Simon Feuersänger, Manuel Steinbring, Klaus Teichmann und Sebastian Villwock, mit denen ich viele gute und schöne Erinnerungen verbinde.

Für das Interesse an meiner Arbeit bedanke ich mich sehr bei Herrn Prof. Dr.-Ing Friedrich Fuchs für die Übernahme des Zweitgutachtens und bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Elmar Griese, der freundlicherweise den Vorsitz der Promotionskommission übernommen hat.

Mein weiterer Dank gilt der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die Unterstützung meiner Arbeit unter dem Aktenzeichen PA 822/10-1.

Von ganzem Herzen bedanke ich mich bei meinen Eltern für die Unterstützung und das Vertrauen auf meinem Weg bis hierhin. Meiner lieben Frau Eva kann ich meinem Dank gar nicht genug Ausdruck verleihen, die mir so sehr den Rücken gestärkt hat und mit ihrem Zuspruch, ihrer Geduld, ihrer Freude und ihrer Liebe meine größte Stütze bei der Durchführung dieser Arbeit war und in meinem Leben auch weiterhin ist. Für unsere Kinder Henner, Simon und Jonathan ist sie eine liebevolle, starke und warmherzige Mutter und ich bin jeden Tag sehr glücklich über unsere nun nicht mehr ganz so kleine Familie.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Henning Zuber', is located at the bottom right of the page.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	I
Inhaltsverzeichnis	III
Formelzeichen und Abkürzungen	V
1 Einleitung.....	1
2 Eigenschaften von Mehrmassensystemen und mögliche Identifikationsverfahren	3
2.1 Beschreibung der Zwei-Massen-Systeme.....	4
2.2 Mögliche Methoden zur Schwingungsdämpfung	7
2.3 Stand der Technik zur Identifikation der Mechanik.....	9
2.4 Identifikationsroutine zur Frequenzgangbestimmung.....	11
2.4.1 Systemanregung durch Pseudo-Rausch-Binär-Signale	13
2.4.2 Signalverarbeitung zur Bestimmung des Frequenzganges	14
3 Übersicht der drehgeberlosen Regelungskonzepte.....	19
3.1 Verfahren mit Testsignalinjektion.....	19
3.2 Methoden basierend auf dem Grundwellenmodell	21
3.2.1 Modellgleichungen der Asynchronmaschine	22
3.2.2 Winkelschätzung durch Integration der Statorspannung.....	25
3.2.3 Adaptive Verfahren mit Referenz-Modellen.....	27
3.2.4 Methoden auf Basis von Beobachterstrukturen.....	28
3.3 Kombinationen aus den vorgestellten Verfahren.....	33
4 Zwei Schritte zur Identifikation von Zwei-Massen-Systemen ohne Drehgeber	34
4.1 Schritt 1: Identifikation mit drehzahladaptivem Beobachter.....	34
4.2 Schritt 2: Identifikation mit erweiterter Beobachterstruktur	42
5 Lagerschadenserkennung und -diagnose in Antriebssystemen.....	47
5.1 Aufbau und Verwendung von Wälzlagern	47
5.2 Ursachen und Schadensarten von Wälzlagerschäden	49
5.3 Verfahren und Methoden zur Fehlererkennung und Diagnose von Lagerschäden.....	50
5.3.1 Temperaturmessung zur Schadenserkennung	51

5.3.2	Lagerfehlererkennung durch Körperschall	52
5.3.3	Vibrationsbasierte Verfahren zur Schadensdiagnose	52
5.3.4	Diagnose von Beschädigungen mittels Statorstrom	57
5.4	Möglichkeiten zur Lagerschadensdiagnose durch Frequenzgangmessung	59
5.4.1	Diagnose von Wälzlagerfehlern im Frequenzgang unter Verwendung des gemessenen Drehzahlsignals	59
5.4.2	Anwendung der drehgeberlosen Frequenzgangbestimmung zur Schadensdiagnose	62
6	Ergebnisse aus Labormessungen	73
6.1	Aufbau des Teststandes im Labor	73
6.1.1	Hardware der Regelung und Sensorik	73
6.1.2	Leistungselektronik	75
6.1.3	Aufbau der Regelung	76
6.1.4	Mechanische Laboraufbauten	79
6.2	Identifikation durch Frequenzgangbestimmung ohne Drehgeber	83
6.2.1	Sensorlose Regelung	84
6.2.2	Drehgeberlose Identifikation mit klassischem adaptiven Beobachter .	88
6.2.3	Sensorlose Identifikation mit erweiterten adaptiven Beobachter	98
6.2.4	Einflussgrößen auf die Identifikation	102
6.2.5	Zusammenfassung	122
6.3	Sensorlose Diagnose von Schäden an Wälzlagerungen	122
6.3.1	Singuläre Beschädigungen	123
6.3.2	Breitbandige Beschädigungen der Wälzlager	148
6.3.3	Zusammenfassung	152
7	Zusammenfassung	154
8	Abstract	156
	Literaturverzeichnis	158
	Anhang	174

Formelzeichen und Abkürzungen

Allgemeine Definitionen

x	Größe x
\hat{x}	Schätzwert der Größe x
x^*	Sollwert der Größe x , konjugiert komplexe Größe x
Δx	Differenz bzw Fehler der Größe x
\underline{x}	Raumzeiger der Größe x , Vektorielle Größe x
\underline{x}^T	Transponierte vektorielle Größe x
\dot{x}	zeitliche Ableitung der Größe x
\mathbf{x}	Zustandsgröße x
\mathbf{X}	Matrix

Indizes

x_1	Statorgröße x
x_2	Rotorgröße x
x_α	Komponente der Größe x im statorfesten Koordinatensystem in Richtung der Lage der Statorwicklung U (α -Achse)
x_β	Komponente der Größe x im statorfesten Koordinatensystem senkrecht zur Richtung der Lage der Spulenwicklung U (β -Achse)
x_d	feldbildende Komponente der Größe x im rotorflussfesten Koordinatensystem in Richtung des Rotorflusses (d -Achse)
x_q	drehmomentbildende Komponente der Größe x im rotorflussfesten Koordinatensystem senkrecht zur Richtung des Rotorflusses (q -Achse)
x_N	Nennwert, Bemessungswert der Größe x
x_M	Motorseitige Größe x
x_L	Lastseitige Größe x
x'_2	Transformierte Rotorgröße x

Physikalische Größen und verwendete Parameter

A	Korrekturfaktor nach Welch
A	Systemmatrix
C	Federkonstante
d	bezogene Federdämpfungskonstante
d_A	Durchmesser des Außenringes des Wälzlagers
d_i	Durchmesser des Innenringes des Wälzlagers
d_K	Durchmesser des Käfigs des Wälzlagers
d_{Wel}	Wellendurchmesser
d_{Wk}	Durchmesser der Lagerwälzkörper
$d_{U,V,W}$	bezogene Einschaltdauer der Phasen U, V und W
$\frac{d}{dt}$	Zeitliche Differentiation
$\frac{d^2}{dt^2}$	Zweite zeitliche Differentiation
D	Dämpfungskonstante
D^*	Dämpfungsbeiwert
f_{ares}	Anti-Resonanzfrequenz
f_{AR}	Charakteristische Fehlerfrequenz eines Außenringschadens
f_{char}	Charakteristische Fehlerfrequenz
f_{el}	Elektrische Frequenz
f_n	Mechanische Drehfrequenz
f_{res}	Resonanzfrequenz
f_{IR}	Charakteristische Fehlerfrequenz eines Innenringschadens
F	Frequenz
γ_1	Bezugswinkel des ersten Koordinatensystems
γ_2	Bezugswinkel des zweiten Koordinatensystems
G	Schubmodul
$G(j\omega)$	Frequenzgang eines Systems

$G_{\text{beob}}(j\omega)$	Frequenzgang des Beobachters
$G_{\text{err}}(j\omega)$	Frequenzgang des Schätzfehlers der Zustandsgrößen
$G_{\text{mech}}(j\omega)$	Frequenzgang des mechanischen Systems
$G_{\text{mech}}(s)$	Übertragungsfunktion des mechanischen Systems
$G_{\text{mech+beob}}(j\omega)$	Frequenzgang des mechanischen Systems inklusive dem Beobachter
$G_{\text{mech,ref}}(j\omega)$	Referenzfrequenzgang des mechanischen Systems
$G_{\text{PI}}(j\omega)$	Frequenzgang der PI-Drehzahladaption im Beobachter
i	Momentanwert des Stromes
$i_{U,V,W}$	Ströme der Wicklungen U, V und W
$\text{Im}\{\}$	Imaginärteil der komplexen Größe
I_P	Polares Flächenträgheitsmoment
φ	Winkel
φ_L	Lastseitiger Verdrehwinkel
φ_M	Motorseitiger Verdrehwinkel
$J_{L,M}$	Lastseitige\Motorseitige Massenträgheit
J_Σ	Gesamtmassenträgheit
$k_{\text{kor}}r$	Korrekturfaktor
K_{PI}	Proportionalverstärkung des PI-Reglers
K_{PN}	Proportionalverstärkung des PI-Drehzahlreglers
ℓ	Länge
L	Induktivität
\mathbf{L}	Rückführungsmatrix des Beobachters
L_{1h}	Hauptfeldinduktivität
$L_{1\sigma}$	Statorstreuinduktivität
$L'_{2\sigma}$	Transformierte Rotorstreuinduktivität
m_F	bezogenes Federmoment
$m_{L,M}$	bezogenes Lastdrehmoment\Motordrehmoment
M	Drehmoment

M_b	Beschleunigungsdrehmoment
M_F	Federmoment
M_i	Inneres Drehmoment der Maschine
$M_{L,M}$	Last- \Motordrehmoment
M_N	Nenndrehmoment
M_T	Torsionsdrehmoment
n	Mechanische Drehzahl
N	Anzahl, Anzahl Schieberegisterstufen
p	Polpaarzahl
\hat{P}_{xy}	Periodogramm der Größen x und y
θ	Lastwinkel
R	Elektrischer Widerstand
σ	Streuziffer
$S_{uy}(j\omega)$	Kreuzleistungsdichte
$S_{uu}(j\omega)$	Wirkleistungsdichte
t	Zeit
T_C	Federzeitkonstante
$T_{L,M}$	Hochlaufzeit der Last \des Motors
T_{NN}	Nachstellzeit des PI-Drehzahlreglers
T_P	Periodendauer des PRBS
T_{PI}	Nachstellzeit des PI-Reglers
T_{PRBS}	Taktzeit des PRBS
T_{si}	Ersatzzeitkonstante des Stromregelkreises
T_t	Zykluszeit, Taktzeit der Regelung
u	Eingangsgröße, Momentanwert der Spannung
ω	Kreisfrequenz, Winkelgeschwindigkeit
ω_0	Eigen(kreis)frequenz
ω_1	Elektrische Winkelgeschwindigkeit der Statorgrößen

ω_2	Elektrische Winkelgeschwindigkeit der Schlupffrequenz
$\omega_{L,M}$	bezogene mechanische Winkelgeschwindigkeit der Last \ des Motors
$w(k)$	Fensterfunktion
Ω	Kreisfrequenz, Winkelgeschwindigkeit
$\Omega_{L,M}$	Mechanische Winkelgeschwindigkeit der Last \ des Motors
Ω_N	Nennwinkelgeschwindigkeit
y	Ausgangsgröße
ψ	Magnetischer Fluss
Z	Anzahl der Wälzkörper

Abkürzungen

DFT	Direkte Fourier Transformation
FFT	Fast Fourier Transformation
PLL	Phasenregelkreis („Phase Locked Loop“)
PRBS	Pseudo-Rausch-Binär-Signal
MCSA	Motor Current Signature Analysis
MRAS	Modell Reference Adaptive System
PWM	Pulsweitenmodulation
STFT	Short Time Fourier Transformation
VZ1	Verzögerungsglied erster Ordnung

1 Einleitung

Verfahren, um die Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit von Antrieben zu erhöhen, stehen heutzutage mehr und mehr im Fokus von Industrie und Forschung. Neben der korrekten und sicheren Funktionalität des Systems bilden sie auch ein Verkaufsargument für den Hersteller, da Zeit und Kosten für Wartung und Reparatur eingespart werden können. Die Entwicklung von Methoden zur automatisierten Inbetriebnahme von Antrieben sowie von Diagnoseverfahren, die auftretende Fehler frühzeitig erkennen, stellt damit eine wichtige Herausforderung zur Erhöhung von Sicherheit und Wirtschaftlichkeit solcher Anlagen dar.

Eine Erhöhung der Zuverlässigkeit kann durch Reduktion der störanfälligen Elemente im System erreicht werden. Für die Regelung elektro-mechanischer Antriebssysteme ist die Information über die aktuelle Drehzahl oder Position des Rotors unerlässlich. Üblicherweise wird diese über Messsysteme, wie z.B. optische Inkrementalgeber, generiert, wobei jedoch gerade diese Messeinrichtung stark durch Schmutz und Vibrationen bis hin zum Ausfall beeinträchtigt wird. Neben dem erhöhten Verkabelungsaufwand entsteht damit ein Risiko von Störungen bis hin zum ungeplanten Stillstand der Anlage. In den letzten Jahren wurde daher in Forschung und Entwicklung eine Vielzahl an Möglichkeiten erarbeitet, wie die Drehzahlinformation des Antriebes aus anderen Größen, wie den Motorströmen und Spannungen, extrahiert werden kann. Diese Verfahren sind unter dem Begriff der „sensorlosen Regelung“ zusammengefasst und finden aufgrund ihrer positiven Eigenschaften mehr und mehr Resonanz in der Industrie. Während die Genauigkeit der gewonnenen Drehzahlinformation für die Regelung mittlerweile als ausreichend angesehen werden kann, ist ihre Anwendbarkeit auf weiterführende Strategien wie automatisierte Inbetriebnahmetools und Diagnosemethoden bisher kaum untersucht.

Bei der Regelung elektro-mechanischer Antriebssysteme ist es oft der Fall, dass durch die mechanischen Eigenschaften der Anlage ein schwingungsfähiges Mehrmassensystem vorhanden ist. Die Charakteristik eines solchen Systems, auf eine Drehmomentanregung mit mehr oder weniger gedämpften Schwingungen zu reagieren, wirkt sich häufig störend auf die Regelgüte und damit den Betrieb der Anlage aus. Es stehen bereits regelungstechnische Maßnahmen zur Verfügung, die diese Oszillationen bedämpfen ohne weiter konstruktive Änderungen am System durchführen zu müssen oder die gewünschte Dynamik des Systems stark zu beeinträchtigen. Allerdings benötigen diese Methoden genaue Kenntnis über die Mechanik und ihre charakteristischen Eigenschaften, die häufig nicht im Vorhinein zur Verfügung stehen. An dieser Stelle gelingt es schon während der Inbetriebnahme über geeignete Identifikationsmethoden die Me-

chanik in Bezug auf diese Problematik auszumessen und damit die Grundlage für eine regelungstechnische Lösung zu schaffen. Ein sehr genaues und zuverlässiges Verfahren stellt hier die Frequenzgangmessung des mechanischen Systems dar. Neben den gemessenen Strömen des Antriebes wird zur Bestimmung des Frequenzganges auch die Drehzahlinformation benötigt. Ist im Antriebssystem eine Drehzahlmessung vorhanden, liefert die Frequenzgangmessung wiederholbar ausgezeichnete Ergebnisse für unterschiedliche Systeme. In der vorliegenden Arbeit wird die Anwendbarkeit eines sensorlosen Regelkonzeptes ohne Verwendung eines Drehzahlsensors für die Frequenzgangbestimmung eines solchen mechanischen Mehrmassensystems bewertet. Während die bekannten drehzahladaptiven Verfahren zur sensorlosen Regelung gute Ergebnisse für starre Mechaniken erzielen, wird aufgezeigt, dass sie bezüglich der Drehzahlschätzung für Mehrmassensysteme nicht ausreichend exakt sind. Daher kommt eine neue adaptive Beobachterstruktur zur Vorstellung, die eine verbesserte Schätzung der Drehzahl für schwingungsfähige Mechaniken erlaubt und eine Zwei-Schritt-Identifizierung des mechanischen Systems per Frequenzgangbestimmung ohne Verwendung eines Drehgebers ermöglicht.

In Bezug auf die Diagnose in Antriebssystemen haben frühere Forschungsvorhaben gezeigt, dass mit der Frequenzgangmessung unter Verwendung eines Drehzahlmesssystems eine frühzeitige Erkennung von Lagerfehlern im schwingungsfähigen Antriebsstrang möglich ist. Ein Großteil der ungeplanten Anlagenausfälle ist auf eine defekte Lagerung des Antriebes zurückzuführen, so dass sich hier eine Möglichkeit ergibt, die Verfügbarkeit der Anlage zu erhöhen. Durch Testmessungen im Betrieb der Anlage kann die Tendenz eines sich anbahnenden Kugellagerausfalls frühzeitig erkannt werden und so vor dem ungeplanten Stillstand der Anlage eine Wartung durchgeführt werden. Ein weiterer Schwerpunkt der folgenden Untersuchungen liegt daher darauf, die Möglichkeiten des Diagnoseverfahrens von Lagerschäden durch die Frequenzgangmessung zu validieren, wenn das System sensorlos geregelt wird.

2 Eigenschaften von Mehrmassensystemen und mögliche Identifikationsverfahren

Die vorliegende Arbeit untersucht die Möglichkeiten und den Einfluss der drehgeberlosen Regelung eines Antriebes mit Asynchronmotor auf die Identifikation und Diagnose des mechanischen Systems, das als Zwei-Massen-Schwinger ausgebildet ist.

In diesem Abschnitt sollen die Eigenschaften, die daraus resultierende Problematik und die Lösungsansätze für die Regelung eines solchen mechanischen Aufbaus erläutert werden. Ein Schwerpunkt liegt hierbei auf der Identifikationsmethode der Mechanik als Grundstein für die Inbetriebnahme.

Die Anwendbarkeit der Identifikationsroutine im Kontext mit Regelkonzepten ohne Drehgeber findet in Kapitel 3 Untersuchung, während die resultierenden Möglichkeiten dieser Kombination auf Diagnoseverfahren zur Lagerschadensdetektion im anschließenden Kapitel 4 erläutert werden sollen.

In der Antriebstechnik findet sich häufig die Konstellation einer Anlage, bei der ein Motor über eine Welle gekuppelt eine Arbeitsmaschine antreibt. Im einfachsten Fall kann das mechanische System als eine Summe der beiden Massen mit ihren Massenträgheiten modelliert werden und es gilt die Newton'sche Bewegungsgleichung für rotatorische Vorgänge:

$$M_b = M_M - M_L = J_\Sigma \cdot \frac{d\Omega}{dt} \quad (2.1)$$

Die Parameter eines solchen Ein-Massen-Systems, insbesondere die Gesamtmassenträgheit J_Σ , werden zur Auslegung der Reglerparameter für den Drehzahlregelkreis benötigt. Falls sie bei der Inbetriebnahme des Systems nicht bekannt sein sollte, kann sie einfach durch einen Hochlaufversuch mit definiertem Beschleunigungsmoment M_b gemäß (2.1) bestimmt werden.

In einigen Fällen reicht jedoch die vereinfachte Annahme einer Nachbildung des mechanischen Systems durch eine konzentrierte Massenträgheit nicht aus, um das Verhalten der Mechanik präzise darzustellen. Hier müssen dann zusätzlich die Eigenschaften der mechanischen Verbindung zwischen den Einzelmassen – den Wellen - Berücksichtigung finden. Es ergeben sich damit Modelle von Mehrmassensystemen, wobei eine Betrachtung von zwei Massen, die durch eine nicht-starre Welle verbunden sind, häufig bereits eine ausreichende Annäherung an die Realität widerspiegelt [HB11]. Ein solches Zwei-Massen-System ist im folgenden Bild 2.1 dargestellt.



Bild 2.1: Darstellung eines Zwei-Massen-Systems

2.1 Beschreibung der Zwei-Massen-Systeme

Die Welle als Verbindungselement zwischen Motor und Arbeitsmaschine dient dazu, die Drehmomente zwischen den beiden Elementen zu übertragen. Hierbei ergeben sich neben den statischen und dynamischen Biegebeanspruchungen im dynamischen Fall durch Drehmomentschwankungen auch Torsionsbelastungen der Welle, die dadurch drehelastisch verformt wird [HB11]. Gemeinsam mit den beiden Massenträgheiten von Motor und Last ergibt sich somit ein mechanisches System, das schwingungsfähig ist. Im Modell kann die Welle als Feder-Dämpfer-Kombination mit der Federkonstante C und der Dämpfungskonstante D angenähert werden. Diese Eigenschaften der Welle sind vom verwendeten Werkstoff und den geometrischen Abmessungen der Welle abhängig.

Mit dem polaren Flächenträgheitsmoment I_p , dem Schubmodul G des verwendeten Werkstoffes und der Länge ℓ der Welle errechnet sich die Ersatzfederkonstante nach (2.2) [Dre06], [HB11].

$$C = \frac{G \cdot I_p}{\ell} \quad (2.2)$$

Hierbei ist das polare Flächenträgheitsmoment für eine Vollwelle des Durchmessers d_w gegeben durch (2.3)

$$I_p = \frac{\pi \cdot d_{w\text{el}}^4}{32} \quad (2.3)$$

Aus (2.2) und (2.3) wird deutlich, dass insbesondere Systeme mit langen Wellen von geringem Durchmesser eine Modellierung als schwingungsfähiges Mehrmassensystem erfordern, da die Federkonstante hier entsprechend niedrig ist.

Die Dämpfung in Antrieben ist oft sehr gering und kann zur Bestimmung der Eigenfrequenzen des Systems vernachlässigt werden [Dre06]. Der Vollständigkeit halber soll jedoch auch dieser Parameter im Näheren kurz beleuchtet werden. Die Betrachtung der inneren Dämpfung im Werkstoff ist eine sehr komplexe Aufgabe, zu deren

Lösung es mehrere Ansätze gibt. Laut [Dre06] bildet jedoch (2.4) den Sachverhalt bei harmonischer Anregung sehr gut ab.

$$D = \frac{2 \cdot D^* \cdot C}{2\pi \cdot f} \quad (2.4)$$

Neben der anregenden Frequenz f ist hier D^* der dimensionslose Dämpfungsbeiwert des Werkstoffes, der in der Praxis anhand von Erfahrungswerten nachgebildet wird.

Damit kann ein solches mechanisches System wie in Bild 2.2 gezeigt vereinfacht durch eine masselose, elastische Verbindung aus Feder und Dämpfer zwischen zwei Massenträgheiten nachgebildet werden.

Andere mechanische Einflüsse wie Lose oder Reibung finden hierbei keine Berücksichtigung.

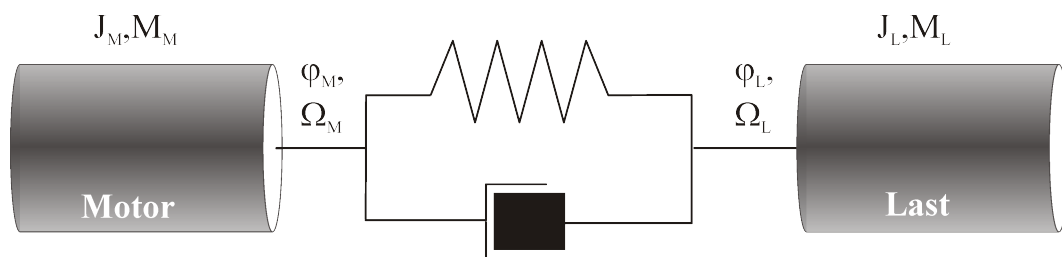


Bild 2.2: Nachbildung des mechanischen Systems

Die physikalischen Zusammenhänge des mechanischen Systems können formal durch folgende Gleichungen (2.5) - (2.7) ausgedrückt werden:

$$\frac{d^2\varphi_M}{dt^2} = \frac{d\Omega_M}{dt} = \frac{1}{J_M} \cdot (M_M - M_F) \quad (2.5)$$

$$\frac{d^2\varphi_L}{dt^2} = \frac{d\Omega_L}{dt} = \frac{1}{J_L} \cdot (M_F - M_L) \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned} M_F &= C \cdot (\varphi_M - \varphi_L) + D \cdot \frac{d}{dt}(\varphi_M - \varphi_L) \\ &= C \cdot \int (\Omega_M - \Omega_L) dt + D \cdot (\Omega_M - \Omega_L) \end{aligned} \quad (2.7)$$

Hierbei sind:

- M_F Auf die Lastseite übertragenes Federmoment der Welle
- $M_{M,L}$ Motor- und Lastdrehmoment
- $J_{M,L}$ Motor und lastseitige Massenträgheit
- $\Omega_{M,L}$ Motor- und Lastwinkelgeschwindigkeit
- $\varphi_{M,L}$ Motor- und Lastwinkel

Folgendes Blockschaltbild in Bild 2.3 gibt diese Zusammenhänge wieder:

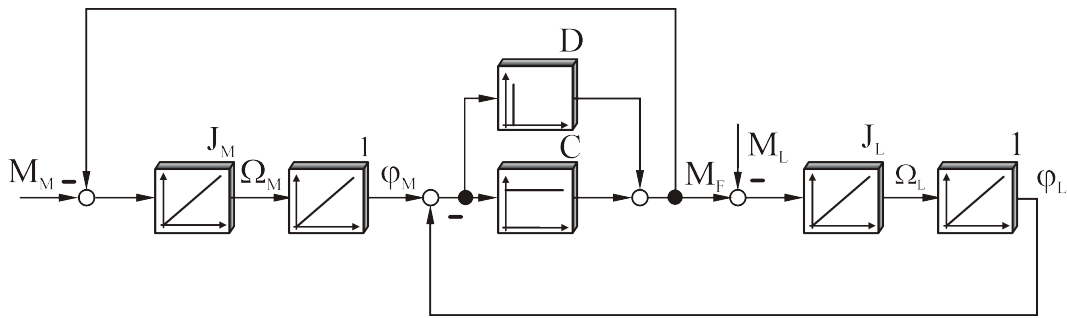


Bild 2.3: Blockschaltbild des Zwei-Massen-Systems

Unter Verwendung von (2.7) kann das System im Blockschaltbild auch wie in Bild 2.4 dargestellt werden.

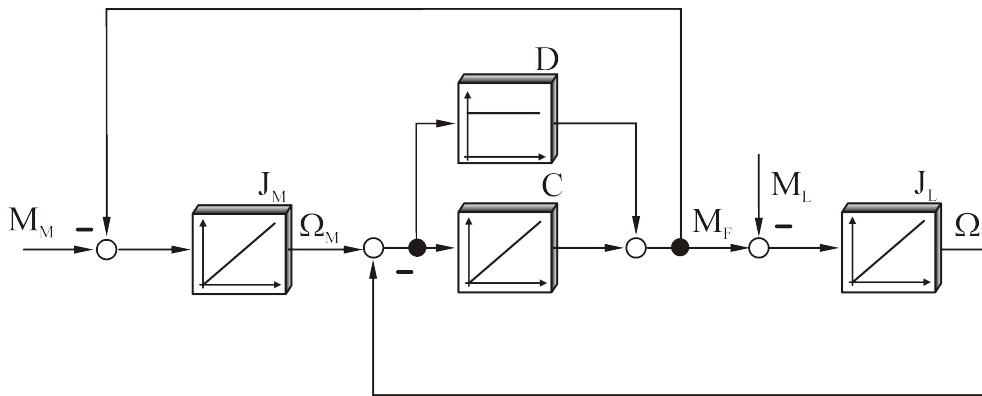


Bild 2.4: Blockschaltbild des mechanischen Systems

Man erkennt in (2.5) und (2.6) die Newton'schen Bewegungsgleichungen für die motor- und lastseitigen Trägheiten, die allerdings nun über das Federmoment M_F miteinander gekoppelt sind. Dieses Federmoment der Welle ist abhängig von der Federkonstante und der Dämpfung, ebenso wie vom Torsionswinkel $\varphi_M - \varphi_L$.

Unter Verwendung von (2.7) können die obigen Gleichungen (2.5) und (2.6) umgeformt werden:

$$J_M \cdot \frac{d^2\varphi_M}{dt^2} = M_M - C \cdot (\varphi_M - \varphi_L) - D \cdot \frac{d}{dt}(\varphi_M - \varphi_L) \quad (2.8)$$

$$J_L \cdot \frac{d^2\varphi_L}{dt^2} = C \cdot (\varphi_M - \varphi_L) + D \cdot \frac{d}{dt}(\varphi_M - \varphi_L) - M_L \quad (2.9)$$

Setzt man ein Torsionsmoment M_T innerhalb der verdrehten Welle mit

$$M_T = C \cdot (\varphi_M - \varphi_L) \quad (2.10)$$

an [DH11], so können (2.8) und (2.9) zusammengefasst werden.

$$\frac{d^2 M_T}{dt^2} + 2D\omega_0 \cdot \frac{dM_T}{dt} + \omega_0^2 \cdot M_T = C \left[\frac{M_M}{J_M} - \frac{M_L}{J_L} \right] \quad (2.11)$$

Der Parameter ω_0 beschreibt die Eigenfrequenz des Systems nach der Beziehung (2.12)

$$\omega_0^2 = C \cdot \left(\frac{1}{J_M} + \frac{1}{J_L} \right) = C \cdot \frac{J_M + J_L}{J_M \cdot J_L} \quad (2.12)$$

Es ist aus (2.11) direkt ersichtlich, dass es sich um ein schwingungsfähiges System handelt, dessen Anregung durch Drehmomentschwankungen erfolgt. Insbesondere die Eigenschaft der Resonanzfrequenz f_{res} aus (2.12) stellt in der Antriebstechnik eine Herausforderung dar.

Eine Anregung des Systems mit dieser Frequenz kann durch Resonanz zu einer Zerstörung der Welle führen. Zudem ergeben sich durch die generelle Schwingungsfähigkeit Probleme, dass bei dynamischen Drehmomentänderungen mehr oder minder stark gedämpfte Schwingungen auch außerhalb des Resonanzbereichs hervorgerufen werden, die die Qualität der geforderten Regelgüte immens beeinträchtigen.

Um diesen Schwingungen entgegenzuwirken, gibt es unterschiedliche Verfahren, die im folgenden Abschnitt kurz Erläuterung finden sollen.

2.2 Mögliche Methoden zur Schwingungsdämpfung

Die folgenden Methoden zur aktiven oder passiven Schwingungsbedämpfung sind zum Teil schon sehr ausgereift oder finden bereits Anwendung im industriellen Einsatz. Von daher können diese Lösungen als gegeben angenommen werden und finden nur der Übersicht halber eine kurze Erläuterung in dieser Arbeit.

Der Problematik der Torsionsschwingungen im mechanischen System von elektrischen Antrieben kann man mit unterschiedlichen Lösungsansätzen begegnen:

- Konstruktive Maßnahmen zur Erhöhung der Dämpfung
- Veränderung der resultierenden Schwingungsamplitude durch mechanische Verstimmung des Systems für den aktuellen Arbeitspunkt
- Reduktion der Systemdynamik
- Regelungstechnische Maßnahmen zur Schwingungsdämpfung

Sind der Dynamikumfang und die mechanischen Systemparameter schon während der Planungsphase des Antriebssystems bekannt, so können die ersten beiden Punkte An-

wendung finden. Durch den Einbau zusätzlicher Tilger oder Dämpfer ist es dann möglich, eine Schwingungsdämpfung zu erreichen. Einige Beispiele und Berechnungsmöglichkeiten hierzu findet der interessierte Leser z.B. in [DH11] [HM90] unter anderem auch für drehende Arbeitsmaschinen, die nicht durch Elektromotoren betrieben werden. Ein solcher Eingriff in das mechanische System ist allerdings häufig nicht wünschenswert, technisch nicht möglich oder mit zusätzlichen Kosten verbunden, so dass andere Lösungsansätze Verwendung finden müssen.

Eine Reduktion der Systemdynamik verringert zwar die Beanspruchung der Mechanik, so dass zumindest eine Zerstörung der Anlage ausgeschlossen werden kann, beeinträchtigt aber im Gegenzug häufig die gewünschte Leistungsfähigkeit des Systems. Ein sehr effizienter und erfolgreicher Lösungsansatz durch Minderung des Dynamikumfangs für Werkzeugmaschinen wurde allerdings in [Ham12] vorgestellt. Bei diesen hochdynamischen Anlagen, die häufig Mehrmassensysteme darstellen, ist eine hohe Arbeitsgeschwindigkeit bei unterschiedlichen Drehmomentanforderungen notwendig. Die resultierenden Torsionsschwingungen senken die Bearbeitungsgenauigkeit oder die mögliche Arbeitsgeschwindigkeit stark. Der gewählte Ansatz führt hier zu einer beachtlichen zeitlichen Prozessverbesserung, indem nur zu den Bearbeitungszeitpunkten eine Dynamikreduktion erfolgt, bei denen aufgrund der Drehmomentanforderung erhöhte Schwingungen im mechanischen System zu erwarten sind.

Die letzte Gruppe dieser Methoden verwendet Lösungsmethoden aus dem regelungstechnischen Bereich, um einen schwingungsarmen Betrieb von Mehrmassensystemen möglichst ohne Dynamikeinbuße zu erreichen. In der Antriebstechnik findet sich bei den drehzahlvariablen Antrieben häufig eine kaskadierte Regelungsstruktur aus Strom- und Drehzahlregelkreis. Die klassische Auslegung der PI-Drehzahlregler erfolgt nach dem symmetrischen Optimum [THF11], das allerdings eine starre Mechanik bedingt [BB07] und daher für eine hohe Regelgüte von Mehrmassensystemen nicht geeignet ist [OS08], [THF11]. Der Einsatz spezieller Zustandsregler, strukturvariabler Regelungen oder die Rückführung zusätzlicher Systemgrößen aus Messungen oder geeigneten Modellen erlauben hingegen eine Abnahme der mechanischen Schwingungen im System [AKKQ05], [KD15], [KO13], [OS08], [PJE00], [PSO03], [Saa14], [SBRG97], [SH14] oder [Tru01]. Eine gute Übersicht zu den unterschiedlichen regelungstechnischen Ansätzen ist unter anderem in [THF11] zu finden. Anwendungsbeispiele zur erfolgreichen Implementierung eines Regelungskonzeptes mit Beobachter der mechanischen Systemgrößen können in [BB07] nachgelesen werden.

Alle aufgezeigten Methoden zur Schwingungsdämpfung verlangen allerdings bereits im Vorfeld genaue Kenntnis der mechanischen Systemparameter, um die Konzepte gezielt einsetzen zu können. Häufig sind die genauen Systemeigenschaften bei der In-

betriebsnahme einer Anlage jedoch nur teilweise oder ungenau bekannt. Zu diesem Zweck wurden in der Vergangenheit Identifikationsroutinen entwickelt, die eine Bestimmung der Anlagenparameter im Vorfeld erleichtern und damit automatisierte Inbetriebnahmen von Mehrmassensystemen unterstützen. Die resultierende Zeit- und Kostenersparnis während der Inbetriebnahme der Anlage ist eine große Stärke dieser Identifikationsroutinen, die im Weiteren vorgestellt werden sollen

2.3 Stand der Technik zur Identifikation der Mechanik

Die Kenntnis der mechanischen Parameter eines Mehrmassensystems ist von essentieller Bedeutung, wenn ein Lösungsansatz zur Schwingungsbedämpfung - wie im vorherigen Abschnitt erläutert - Anwendung finden soll. Am Beispiel des Zwei-Massensystems aus Bild 2.3 sind die zu bestimmenden Parameter

- das Trägheitsmoment des Motors J_M ,
- das Trägheitsmoment der lastseitigen Schwungmasse J_L ,
- die Federkonstante C und
- die Dämpfungskonstante D der Welle.

Schon während der Inbetriebnahme des Antriebes gilt es daher, durch ein geeignetes Verfahren die Identifikation dieser Parameter zu erreichen. Das Trägheitsmoment des Motors ist oft durch das Datenblatt direkt ersichtlich. Durch eine erste Modellierung als steifes Ein-Massen-System kann dann die lastseitige Massenträgheit einfach durch einen Hochlaufversuch nach (2.1) bestimmt werden. Es sind also insbesondere die Eigenschaften der Welle, die durch das Identifikationsverfahren bestimmt werden müssen. Häufig ist die Dämpfungskonstante D der Welle in Antriebssystem sehr klein und wird bei der Betrachtung der Eigenschwingungen vernachlässigt [DH11]. Damit bleibt die Federkonstante C als wichtigster zu identifizierender Parameter.

Eine Anregung des Systems durch Drehmomentsignale und die anschließende Auswertung der Drehzahl, Position oder abgeleiteten Größen ermöglicht eine prinzipielle Einsicht in das Systemverhalten. Diese Identifikation des mechanischen Systems kann im Zeit- oder im Frequenzbereich erfolgen. Im Folgenden sollen einige Verfahren nähere Betrachtung finden:

Unterschiedliche automatisierte Inbetriebnahme-Methoden zur Identifikation des mechanischen Systems werden in [BSWG97] vorgestellt. Die Parameter der Mechanik können hier ohne a-priori Wissen der Anordnung durch ein mehrstufiges Identifikationsverfahren gewonnen werden. Ein alternierendes Signal im Drehmomentsollwert mit 5 Stufen erzeugt die gewünschte Anregung zur ersten Einschätzung des Systems.

Der Mittelwert der resultierenden Drehzahländerung, aus dem sich die Gesamtträgheit des Antriebs bestimmen lässt, gibt die Eigenschaften eines Ein-Massen-Modells wieder. Aus der überlagerten Oszillation erlangen die Autoren weitere Einsicht in die Systemeigenschaften, auch ob Lose im System berücksichtigt werden muss. Für die Identifikation der genauen Parameter eines vorhandenen Zwei-Massen-Körpers ohne Lose eignen sich der Least-Mean-Squares Algorithmus ebenso wie ein Ansatz nach der Instrumentellen-Variablen-Methode für die ausgewählte Anregung [Vil07]. Dies gilt ebenso für das Verfahren durch Frequenzganganalyse, bei der das System allerdings mit Pseudo-Rausch-Binär-Signalen (PRBS) im Drehmoment angeregt wird und anschließend die Antwort in der Motordrehzahl im Frequenzbereich zur Auswertung kommt. Weitere Analysen und Literaturverweise für verschiedene Routinen zur Identifikation von Mehrmassensystemen sind z.B. in [BSWG97], [Saa14], [SH15] zu finden. Insbesondere die bereits genannte Parameterbestimmung per Frequenzgangmessung nach Anregung durch PRBS führt hier zu sehr guten Ergebnissen.

Verschiedene Möglichkeiten zur Identifikation der mechanischen Variablen kommen in [PJE00] zur Untersuchung. Die direkte Auswertung des motorseitigen Drehzahlsignals nach einer Sprungantwort im Zeitbereich führt aufgrund des geringen Informationsgehalts nicht zu einer ausreichenden Erkennung der Resonanzfrequenz des Systems. Als Lösung wird das System zu einer Dauerschwingung angeregt und mit Hilfe eines Bandpassfilters die Resonanzfrequenz bestimmt. Durch den hohen mechanischen Stress der Anlage sind diesem Verfahren allerdings Grenzen gesetzt. Mit ausreichender Güte kann die Identifikation der Resonanzfrequenz durch einen Phasenregelkreis (PLL) erfolgen oder eine Fast-Fourier-Analyse des Drehzahlsignals liefert die gewünschte Information über die dominante Schwingung im Frequenzbereich.

Müller und Mutschler [MM02] wählen zur Anregung eines Dreimassensystems sinusförmige Drehmomentschwankungen. Hierbei werden Sinusschwingungen unterschiedlicher Frequenz und Phase aber gleicher Amplitude überlagert und die Systemantwort mit zwei unterschiedlichen Methoden ausgewertet. Ein Least-Squares-Algorithmus optimiert die geschätzten Parameter der Übertragungsfunktion des Systemmodells bis der Schätzfehler gegen Null tendiert. Außerdem wird ein graphischer Ansatz durch die Frequenzgangmessung des Systems vorgestellt. Bei beiden Verfahren dient die Winkelbeschleunigung, berechnet durch Differentiation aus der gemessenen Maschinenposition, als Größe für die Systemantwort. Die Robustheit gegenüber Störungen und der geringere Rechenaufwand werden hier als positive Aspekte des Frequenzgangverfahrens hervorgehoben.

Weitere Literatur zu den Identifikationsverfahren kann auch der guten Übersicht in [Vil07] entnommen werden.

Da sich die Identifikationsroutine per Frequenzgangmessung nach einer Systemanregung durch PRBS als durchweg vorteilhaft herausgestellt hat, ist dieses Verfahren bei Villwock zentraler Untersuchungsgegenstand [Vil07]. Aus den dargestellten Untersuchungen zur Parametrierung des PRBS und der Signalauswertung mit unterschiedlichen Methoden resultiert ein zuverlässiges, robustes Identifikationsverfahren mit folgenden Vorteilen:

- Identifikation im geschlossenen Drehzahlregelkreis
- Anwendbarkeit für unterschiedliche mechanische Systeme
- Einfache Parametrierung des Testsignals (PRBS)
- Verwendung nur der Standardsensoren eines drehzahlgeregelten Antriebs (Strommessung und Drehzahlsensor)
- Zuverlässige Resultate durch die Signalverarbeitung

Das vorgestellte Verfahren stellt auch den Grundstein zu den Untersuchungen in dieser Arbeit zur Identifikation von Zwei-Massen-Systemen in drehgeberlos geregelten Antrieben dar und findet daher im folgenden Absatz nähere Erläuterung.

2.4 Identifikationsroutine zur Frequenzgangbestimmung

Um die Eigenschaften des mechanischen Systems ohne a priori Kenntnis zu bestimmen bietet sich ein Verfahren der Systemidentifikation an. Das Systemverhalten wird dabei durch seine Reaktion auf eine definierte Anregung ermittelt. Das Blockschaltbild in Bild 2.4 verdeutlicht, dass die Übertragungsfunktion des mechanischen Systems mit Hilfe der Größen Winkelgeschwindigkeit Ω_M und Drehmoment M_M der Antriebsmaschine bestimmt werden kann. Unter Einbeziehung geschickter Normierungen und Vereinfachungen resultiert die Beziehung in (2.13), deren Herleitung z.B. in [Vil07], zu finden ist.

$$\frac{\omega_M}{m_M} = G_{\text{mech}}(s) = \frac{1}{(T_M + T_L) \cdot s} \cdot \frac{T_L T_C \cdot s^2 + d T_C \cdot s + 1}{\frac{T_L T_C T_M}{T_M + T_L} \cdot s^2 + d T_C \cdot s + 1} \quad (2.13)$$

In der Gleichung (2.13) finden sich auf Nenngrößen normierte Größen und Faktoren zur Beschreibung der Übertragungsfunktion mit

$$\omega_M = \frac{\Omega_M}{\Omega_N} \quad (2.14)$$

$$m_M = \frac{M_M}{M_N} \quad (2.15)$$

$$T_{M,L} = \frac{J_{M,L} \cdot \Omega_N}{M_N} \quad (2.16)$$

$$T_C = \frac{1}{C} \frac{M_N}{\Omega_N} \quad (2.17)$$

$$d = D \frac{\Omega_N}{M_N} \quad (2.18)$$

Als Bezugsgrößen sind hier das Nennmoment M_N und die Nennwinkelgeschwindigkeit Ω_N der Antriebsmaschine gewählt. Die Massenträgheiten von motorseitiger und Lastmaschine werden durch ihre Hochlaufzeiten T_M und T_L abgebildet. Das resultierende Blockschaltbild des mechanischen Systems in normierten Größen findet sich im folgenden Bild 2.5

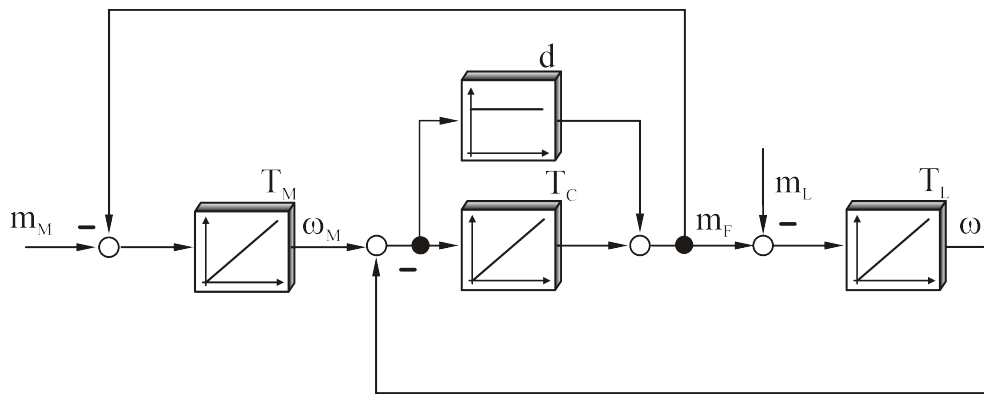


Bild 2.5: Blockschaltbild des Zwei-Massen-Systems in normierten Größen

Die Pole des schwingungsfähigen Teils aus Gleichung (2.13) für $s \rightarrow j\omega$ charakterisieren unter Vernachlässigung der Dämpfung die Resonanzfrequenz analog zu (2.12):

$$f_{\text{res}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{1}{T_C} \cdot \frac{T_M + T_L}{T_M \cdot T_L}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{C \cdot \frac{J_M + J_L}{J_M \cdot J_L}} \quad (2.19)$$

Bei gleichen Voraussetzungen beschreiben die Nullstellen der Gleichung als Charakteristika die sog. Anti-Resonanz des schwingungsfähigen Systems:

$$f_{\text{ares}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{1}{T_C T_L}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C}{J_L}} \quad (2.20)$$

Erfolgt also eine Anregung des Systems über das Drehmoment mit einer definierten Größe, kann die Reaktion in der Winkelgeschwindigkeit zur Bestimmung des Übertragungsverhaltens des mechanischen Systems und damit zur Identifikation der Strecke verwendet werden. Das Drehmoment der Antriebsmaschine wird über den Statorstrom beeinflusst. In feldorientierten Koordinaten findet hier die drehmomentbildende Sta-

torstromkomponente Verwendung, deren Istwert das aktuelle Drehmoment der Maschine wiedergibt und über deren Sollwert die Systemanregung erfolgt. Bei den üblicherweise hohen Regeldynamiken der Stromregler folgt der Drehmomentistwert dem Sollwert ausreichend genau um die Anregung im Sollwert widerzuspiegeln.

2.4.1 Systemanregung durch Pseudo-Rausch-Binär-Signale

Ein- und Ausgangsgrößen für die Systembestimmung sind Strom- und Drehzahlinformationen des Systems während des Identifikationslaufes im feldorientiert geregelten Antrieb. Die Systemanregung erfolgt durch Pseudo-Rausch-Binär-Signale PRBS, die dem Sollwert der drehmomentbildenden Stromkomponente überlagert werden. Das PRBS weist die für Identifikationsroutinen günstige Eigenschaft einer Periodizität und eines breitbandigen Frequenzgehaltes auf [VBPG08], [Vil07]. Eine gezielte Anregung an einer dezidierten Frequenz des zu untersuchenden Systems tritt hierbei nicht auf, wie es z.B. durch sinusförmige Testsignale geschieht. Damit entfällt für die Identifikation mit der Systemanregung durch PRBS die Gefahr, das zu untersuchende System an einer möglichen Resonanzstelle anzuregen und damit eine unvorhersehbare Systemreaktion hervorzurufen. Die Erzeugung des PRBS Testsignal kann zudem recht einfach durch ein N-stufiges Schieberegister erfolgen:

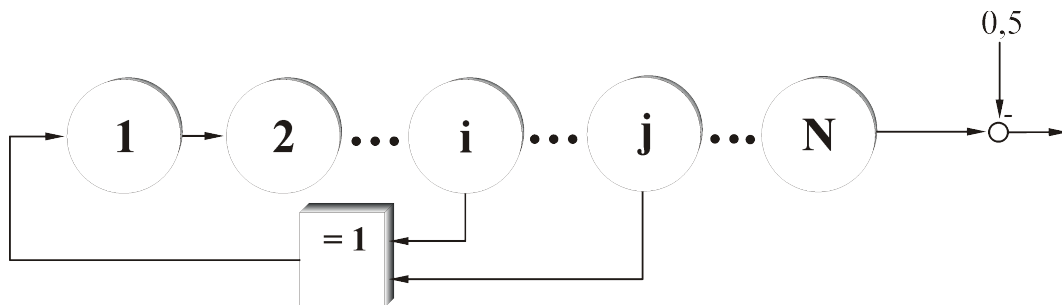


Bild 2.6: Erzeugung des PRBS-Testsignals durch Schieberegister

Nach jedem Zeitintervall T_{PRBS} wird das Register ein Bit weitergeschoben und durch eine XOR-Verknüpfung zweier Bits ein neues Bit 1 definiert. Je nach Länge N des Registers gibt es unterschiedliche Rückkopplungsmöglichkeiten über das Antivalenzgatter, die z.B. [VBPG08], [Vil07] entnommen werden können. Durch die Subtraktion von 0,5 vor dem Ausgang wird ein symmetrisches Signal um den Nullpunkt erzeugt, das mit der gewünschten Amplitude der Anregung multipliziert werden kann. Die Periodendauer T_p des resultierenden Signals ist gegeben durch

$$T_p = (2^N - 1) \cdot T_{\text{PRBS}} \quad (2.21)$$

Die Untersuchungen in [VBPG08] und [Vil07] machen deutlich, dass eine kurze PRBS Abtastzeit T_{PRBS} zusammen mit einer großen Anzahl Schieberegisterstufen zu

den besten Identifikationsergebnissen unter Verwendung eines gemessenen Drehzahlsignals führt. Dann ist die Autokorrelationsfunktion des Signals einer Dirac-Anregung am ähnlichsten und nähert sich dem Frequenzgehalt eines Weißen Rauschens. Vertiefendere Informationen hierzu können den sehr informativen Untersuchungen in [VBPG08], [Vil07] und auch [Ise91] entnommen werden.

2.4.2 Signalverarbeitung zur Bestimmung des Frequenzganges

Durch die Anregung des PRBS ist es möglich die Reaktion des Systems durch Messung der Systemgrößen Motordrehmoment und Motordrehzahl zu bestimmen. Die Erfassung der motorseitigen Winkelgeschwindigkeit kann z.B. über einen installierten optischen Inkrementalgeber, einen Resolver oder vergleichbare Messeinrichtung je nach Anforderung des Systems erfolgen. Da das Drehmoment ohne zusätzliche Sensoren nicht direkt ermittelbar ist, wird hierfür die Messung der drehmomentbildenden Stromkomponente i_q herangezogen, die für die feldorientierte Regelung notwendigerweise bereits zur Verfügung steht. Die Zusammenhänge werden aus dem Blockschaltbild der Regelungsstruktur und der Mechanik in Bild 2.7 deutlich.

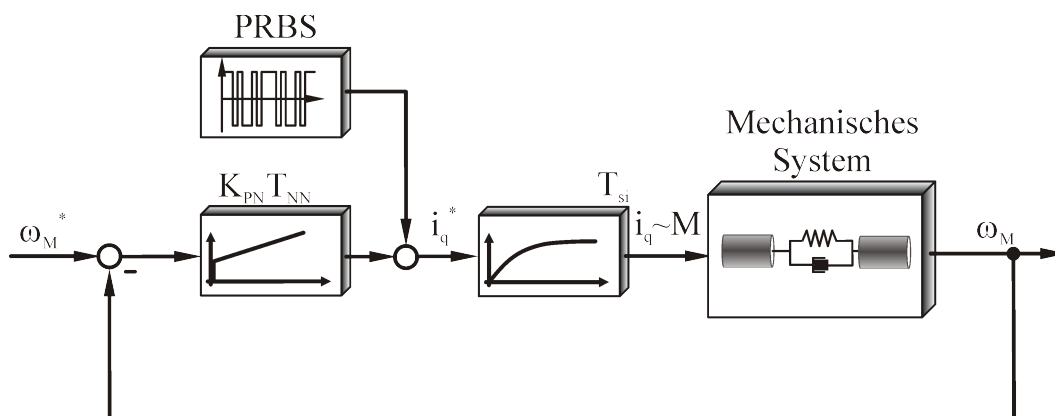


Bild 2.7: Blockschaltbild der Systemstruktur

Aus dem Blockschaltbild wird ersichtlich, dass eine Messung von i_q als Eingangsgröße und die Erfassung der Drehzahlinformation ω_M als Ausgangsgröße die Bestimmung des mechanischen Systems erlaubt. Im Blockschaltbild ist zudem die kaskadierte Regelungsstruktur bestehend aus Drehzahlregelkreis und unterlagertem Stromregelkreis ersichtlich. Der geschlossene Stromregelkreis ist hier als Verzögerungsglied erster Ordnung (VZ1) mit der Zeitkonstante T_{si} nachgebildet. Die Systemanregung per PRBS erfolgt additiv zum Sollwert der drehmomentbildenden Statorstromkomponente, die als Ausgang des PI-Drehzahlreglers mit den Parametern K_{PN} und T_{NN} gebildet wird.

Die Ermittlung des Frequenzganges der mechanischen Anordnung aus diesen Messgrößen kann durch geeignete Methoden der digitalen Signalverarbeitung erfolgen. Führt man die Übertragungsfunktion der Mechanik aus Gleichung (2.13) mit $s \rightarrow j\omega$ in

den Frequenzbereich über, so erhält man die Beschreibung des Frequenzganges $G_{\text{mech}}(j\omega)$ in (2.22).

$$G_{\text{mech}}(j\omega) = \frac{\omega_M}{m_M} = \frac{1}{(T_M + T_L) \cdot j\omega} \cdot \frac{T_L T_C \cdot (j\omega)^2 + d T_C \cdot j\omega + 1}{\frac{T_L T_C T_M}{T_M + T_L} \cdot (j\omega)^2 + d T_C \cdot j\omega + 1} \quad (2.22)$$

Der Frequenzgang eines Systems kann mit Hilfe der Kreuzleistungsdichte $S_{uy}(j\omega)$ und Wirkleistungsdichte $S_{uu}(j\omega)$ der Eingangs- und Ausgangsgrößen u und y bestimmt werden [Ise91]:

$$G(j\omega) = \frac{S_{uy}(j\omega)}{S_{uu}(j\omega)} \quad (2.23)$$

Diese Größen werden dafür aus abgetasteten, endlichen Datensätzen der Messgrößen geschätzt. Untersuchungen in der Arbeit [Vil07] hatten zwei Methoden zur Schätzung der Leistungsdichten zum Gegenstand:

- Korrellogramm-Verfahren
- Welch-Methode

Die Welch-Methode stellte sich hier als der bevorzugte Ansatz zur Schätzung der spektralen Leistungsdichten und zuverlässigen Berechnung des Frequenzganges heraus. Daher findet sie auch für die folgenden Untersuchungen Verwendung und soll im Anschluss kurz Erläuterung finden werden. Eine detailliertere Beschreibung der Signalverarbeitung kann [VP08] entnommen werden.

Die Welch-Methode, die als Modifikation aus der Bartlett-Methode hervorging, verwendet zur Schätzung der Leistungsdichte sogenannte Periodogramme und berechnet daraus den Frequenzgang wie folgende Übersicht in Bild 2.8 darstellt.

Die gemessenen Größen $u(t)$ und $y(t)$ werden durch die digitale Abtastung in eine Folge von Messpunkten $u(k)$ bzw. $y(k)$ überführt. Diese Folge wird nun in N Intervalle gleicher Länge M unterteilt und diese Teilabschnitte zur Minderung des Leakage-Effekts mit einer Fensterfunktion $w(k)$ bewertet.

Durch Fourier-Transformation (DFT, FFT) erhält man die spektrale Zusammensetzung $U_i(e^{j\Omega})$ des i -ten bewerteten Signalabschnittes $u_{iw}(k)$.

$$U_i(e^{j\Omega}) = \sum_{k=(i-1)M}^{iM-1} u_{iw}(k) \cdot e^{-jk\Omega} \quad (2.24)$$

Die normierte Kreisfrequenz Ω in (2.24) ergibt sich mit der Abtastzeit T_t zu

$$\Omega = \omega \cdot T_t \quad (2.25)$$

Das Periodogramm bildet nun die spektrale Leistungsdichte als Schätzwert aus dem ermittelten Spektrum des i-ten Teilabschnittes zu

$$\hat{P}_{uu,i}(e^{j\Omega}) = \frac{1}{M} \cdot U_i^*(e^{j\Omega}) \cdot U_i(e^{j\Omega}) = \frac{1}{M} |U_i(e^{j\Omega})|^2 \quad (2.26)$$

bzw. analog für die Schätzung der Kreuzleistungsdichte

$$\hat{P}_{uy,i}(e^{j\Omega}) = \frac{1}{M} \cdot U_i^*(e^{j\Omega}) \cdot Y_i(e^{j\Omega}) \quad (2.27)$$

Wobei das * das konjugierte Spektrum der entsprechenden Folge kennzeichnet.

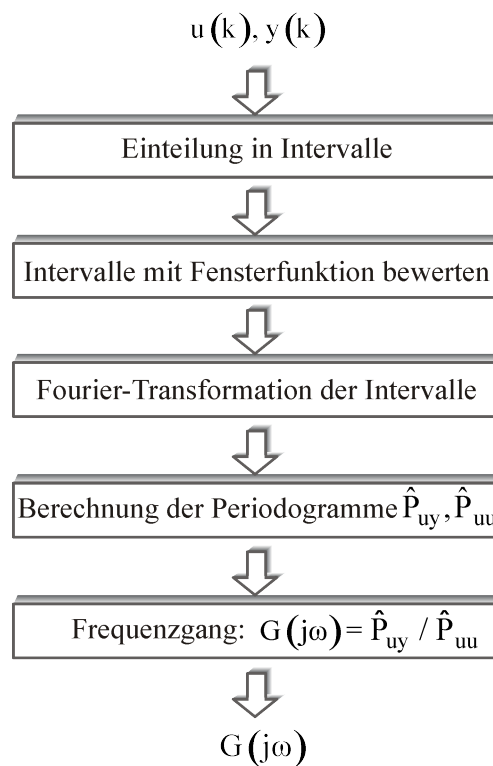


Bild 2.8: Übersicht der Welch-Methode

Die Schätzung der Leistungsdichte des gesamten aufgezeichneten Datensatzes ergibt sich dann durch Mittelung der N Periodogramme:

$$\hat{P}_{uu}(e^{j\Omega}) = \frac{1}{A \cdot N} \sum_1^N \hat{P}_{uu,i} = \frac{1}{A \cdot M \cdot N} \sum_{i=1}^N |U_i(e^{j\Omega})|^2 \quad (2.28)$$

bzw. für die Kreuzleistungsdichte

$$\hat{P}_{uy}(e^{j\Omega}) = \frac{1}{A \cdot N} \sum_1^N \hat{P}_{uy,i} = \frac{1}{A \cdot M \cdot N} \sum_{i=1}^N U_i^*(e^{j\Omega}) \cdot Y_i(e^{j\Omega}) \quad (2.29)$$

A bezeichnet hier einen Korrekturfaktor nach Welch, für dessen nähere Erläuterung der Leser z.B. auf [KK02], [VP08] verwiesen sei.

Für die Fensterung der Datenintervalle sind unterschiedliche Funktionen denkbar. Für die folgenden Untersuchungen findet allerdings das Hanning-Fenster Verwendung.

Die Schätzung der spektralen Leistungsdichten durch die Periodogramme nach Welch ersetzt nun zur Berechnung des Frequenzganges die genauen Werte aus (2.23) und man erhält

$$G(j\omega) = \frac{\hat{P}_{uy}(e^{j\Omega})}{\hat{P}_{uu}(e^{j\Omega})} \quad (2.30)$$

Eine Übersicht der bisher erläuterten Identifikationsprozedur kann dem folgenden Bild noch einmal zusammenfassend entnommen werden.

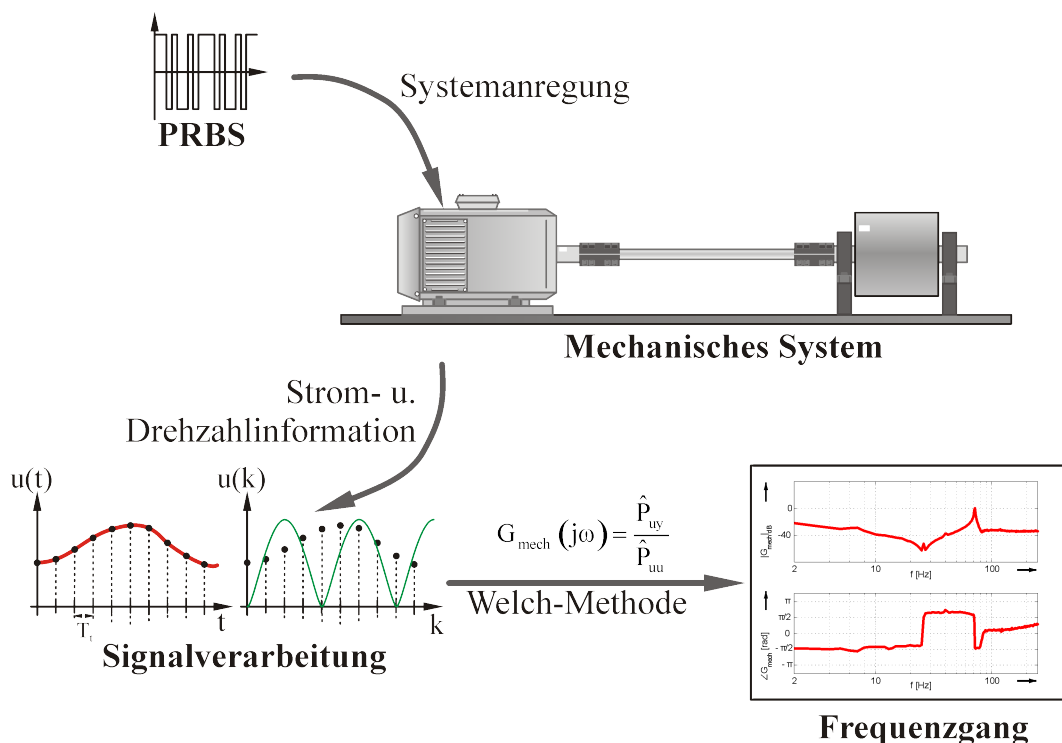


Bild 2.9: Prozedur zur Identifikation

Letztendlich erhält man über diese Identifikationsmethode eine Berechnung des Frequenzganges des mechanischen Systems, dessen Charakteristik z.B. in einem Bode-Diagramm dargestellt werden kann. Auch eine analytische Parameter-Identifikation der Größen aus (2.16)-(2.18) ist durchführbar wie in [Vil07] z.B. durch Verwendung des Levenberg-Marquard-Algorithmus aufgezeigt wird. Die Anwendbarkeit dieses Identifikationsverfahrens auch auf elektrische Systemstrecken kommt z.B. in [PVSZ10] zur Darstellung.

Die dargestellte Identifikationsroutine bedarf der Erfassung der Motorwinkelgeschwindigkeit und setzt bei den ausführlichen Untersuchungen in [Vil07] einen entsprechenden Drehzahlsensor voraus.

Nach aktuellem Stand der Technik existieren jedoch bereits vielfältige Möglichkeiten, die Information zur Position bzw. Geschwindigkeit einer elektrischen Maschine ohne Verwendung eines designierten Sensors zu erhalten.

Diese sogenannten „geberlosen“ Regelungsverfahren sollen im Weiteren kurz erläutert werden und anschließend die Implementierung eines Verfahrens in der vorgestellten Identifikationsstrategie zur Untersuchung kommen.

3 Übersicht der drehgeberlosen Regelungskonzepte

Aufgrund der erhöhten Zuverlässigkeit und der geringeren Kosten einer Anlage durch Minimierung des Sensoraufwandes liegt ein Forschungsschwerpunkt auf der Eliminierung des Position- oder Drehzahlgebers in drehzahlgeregelten Antrieben. Während die Strommessung ein erforderliches Instrument zu Regelungszwecken ebenso wie für Sicherheitsaspekte in geregelten Antrieben darstellt, kann der Drehgeber mittlerweile erfolgreich durch geeignete Verfahren ersetzt werden. Insbesondere optische oder magnetische Inkrementalgeber, die eine sehr gute Auflösung der Position oder der Drehzahlinformation ermöglichen, unterliegen bei rauen Umgebungsbedingungen oftmals verschlechterter Funktionalität bis hin zum Ausfall des Sensors. Die drehgeberlosen Regelungsverfahren ermöglichen dann entweder eine Notumschaltung zum sicheren Verfahren der Anlage in einen unkritischen Betriebszustand oder eine generell vom Drehgeber unabhängige Regelung. Basierend auf dem verwendeten Ansatz zur Drehzahl- oder Positionsbestimmung ohne entsprechenden Sensor können die geberlosen Verfahren in zwei Bereiche unterschieden werden (Bild 3.1), die im Folgenden nähere Erläuterung finden.

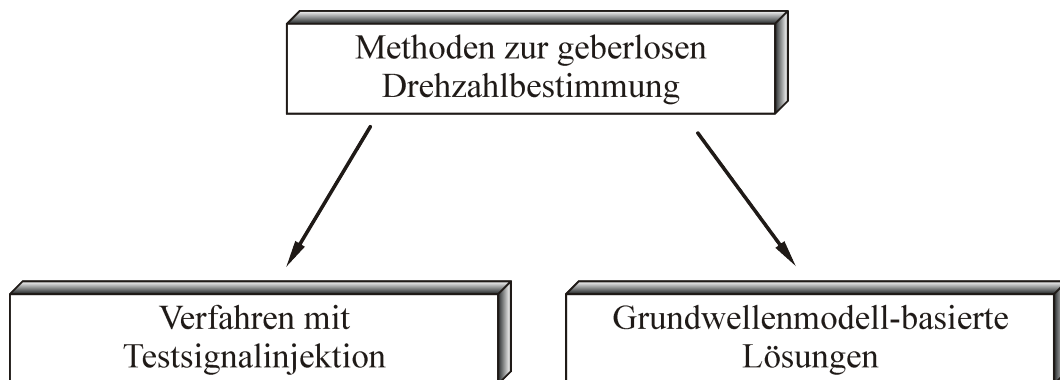


Bild 3.1: Mögliche Verfahren zur Sensorlosen Regelung

Insbesondere die Methoden basierend auf dem Grundwellenmodell werden im Folgenden nähere Betrachtung finden, da sie auch Anwendung bei der hier dargestellten sensorlosen Identifikationsroutine finden. Der Vollständigkeit halber wird vorerst auch ein kurzer Überblick über die Verfahren zur Drehzahlbestimmung über Testsignalinjektion gegeben.

3.1 Verfahren mit Testsignalinjektion

Diese Methoden machen sich geeignete Asymmetrien der zu regelnden Maschine zu Nutze. Diese Inhomogenitäten sind rotorlageabhängig und entweder systembedingt in der entsprechenden Maschine vorhanden oder fertigungstechnisch in die Maschine

eingebraucht. Folgende rotorlageabhängigen Anisotropien können zur Positions- und Drehzahlbestimmung verwendet werden [BDD00], [GBDR07], [Hol06], [Schr96], [VGHW10], [YSMI09]:

- Sättigungseffekte
- Induktivitätsänderungen
- Rotornutungseffekte
- Explizit zusätzlich erzeugte Asymmetrien

Da sich diese Anomalien nicht auf das Grundwellenverhalten der Maschine auswirken, wird zur Detektion der Effekte ein zusätzliches Testsignal in die Maschine eingespeist, das eine Grundfrequenz weit über der Frequenz der Grundwelle der Maschine besitzt. Die hochfrequente Anregung wirkt vor allem auf die Streuinduktivitäten der Maschine und ermöglicht damit die Erkennung lokaler Unsymmetrien in der Induktivitätsverteilung über den Luftspalt. Diese zu identifizierenden Unsymmetrien sind abhängig von der Rotorlage und ermöglichen somit eine Detektion der Rotorposition und der Drehzahl.

Als anregende Funktionen zur Lokalisierung dieser Anisotropien können unterschiedliche Testsignale Verwendung finden [BSLW10], [FG08], [Hol06]:

- Alternierende Testfunktionen
- Rotierende Testfunktionen
- Weitere Pulsmuster z.B. der Pulsweitenmodulation

Diese Testsignale werden in den geregelten elektrischen Antrieben entweder als Anregungen im Strom oder der Spannung der Maschine eingeprägt. Die Reaktion der Maschine auf diese Testfunktionen wird dann entsprechend entweder in der Spannung oder im Strom messtechnisch erfasst. Da zu Regelungs- und Sicherheitszwecken in einem industriellen Standard-Antrieb eine Strommessung zwingend erforderlich ist, finden die Testsignale basierend auf einer Einprägung in der Maschinenspannung mit Auswertung der Anisotropie durch Strommessung die häufigste Verwendung [Per07].

Für die rotierenden und alternierenden Testsignale werden spezielle Raumzeiger zusätzlich zur Statorspannung der Maschine aufmoduliert.

Durch die rotierenden Testsignale wird der gesamte Umfang der Maschine auf entsprechende Anisotropien hin untersucht. Die Auswertung der Nutzfrequenz der Anregung erfolgt durch Bandpassfilterung in den gemessenen Stromgrößen. Als Beispiele für die erfolgreiche Umsetzung dieser Methode an Synchron- oder Asynchronmaschinen können u.A. [CGWM14], [JL95], [JLJS05], [RBBG14], [SBP14] aufgeführt werden.

Bei den Verfahren mit den alternierenden Testfunktionen erfolgt die Anregung mit dem Testsignal in definierten örtlichen Richtungen. Dabei wird die räumliche Startposition des Testsignales häufig aus einer Annahme bezüglich der Lage der Asymmetrie festgelegt und anschließend entsprechend der gemessenen Antwort korrigiert [Hol06] bis der Schätzfehler möglichst klein ist. Methoden unter Verwendung dieser Klasse der Testsignale können z.B. in den Veröffentlichungen [HK09], [HS99], [LKH03] detaillierter nachgelesen werden.

Da die Taktung der Ausgangsspannung des Wechselrichters ebenfalls eine hochfrequente Anregung der Maschine darstellt, ist es auch möglich mittels spezieller Pulsmuster eine Detektion der Unsymmetrien zu erhalten. Als eine der maßgeblichen Arbeiten auf diesem Gebiet ist sicherlich die INFORM-Methode zu nennen [Schr96], [RS02] Hier werden zusätzlich zu den üblichen Pulsmustern spezielle Muster zur Erkennung der Stromänderung durch die rotorlageabhängigen Streuinduktivitäten der permanenterregten Synchronmaschine oder der Asynchronmaschine angewendet. [HP04] bedienen sich zur Rotorlageschätzung der Asynchronmaschine lediglich der grundsätzlich erzeugten Pulsmuster des Wechselrichters zur Anregung der Asynchronmaschine. Das Einbringen zusätzlicher Pulsmuster ist hier nicht notwendig. Weitere Methoden, die eine erfolgreiche Rotorlageschätzung über spezielle Pulsmuster ermöglichen, können z.B. [Hol06], [VGHW10] entnommen werden.

Alle Verfahren, die auf der Detektion von rotorlageabhängigen Asymmetrien zur Positions- bzw. Drehzahlschätzung Anwendung finden, erlauben eine gute Regelbarkeit der elektrischen Maschine insbesondere bei sehr kleinen Drehzahlen oder bis zum Stillstand. Allerdings erfordern sie einen hohen Aufwand zur Extraktion des Nutzsignales aus dem gemessenen Statorstrom, haben oft einen nur geringen Signal-Rausch-Abstand und stehen der Problematik gegenüber, dass unterschiedliche Inhomogenitäten gleichzeitig in der Maschine auftreten können. Zusätzlich sind sie prinzipiell auf solche elektrischen Maschinen beschränkt, die eine charakteristische Asymmetrie aufweisen [FG08][Hol06].

3.2 Methoden basierend auf dem Grundwellenmodell

Die im Folgenden vorgestellten Verfahren verwenden ausschließlich das Grundwellenmodell der entsprechenden Maschine, um eine Drehzahl- oder Positionsschätzung zu erreichen. Zusätzliche Testsignale oder spezielle, unsymmetrische Eigenschaften des Motors sind nicht erforderlich, wodurch diese Methoden bei einer sehr breiten Klasse von Maschinentypen Anwendung finden können. Weitere Vorteile sind die – im Vergleich zu den Methoden mit Testsignalaufschaltung – weniger aufwändige Im-

plementierung und Auswertung zur Drehzahlinformation sowie die Anwendbarkeit bei höheren Drehzahlen. Grundsätzlich ist eine stabile Regelung der Maschine im Stillstand systembedingt allerdings mit diesen Verfahren nicht möglich. Da sie auf einem Modell der Maschine basieren, sind sie zudem häufig Parameterschwankungen der temperaturabhängigen Modellgrößen – wie Widerstände – unterworfen, die im laufenden Betrieb adaptiert werden müssen, um eine zuverlässige Schätzung der Drehzahl zu erreichen.

Da die Identifikationsroutine auf einen Antriebsstrang mit Asynchronmaschine angewendet werden soll, kommen im Folgenden die Merkmale und Verfahren für diesen Maschinentyp zur Erläuterung.

3.2.1 Modellgleichungen der Asynchronmaschine

Als Grundlagen zur Beschreibung der Asynchronmaschine durch das Grundwellenmodell werden folgende Annahmen getroffen:

- Die Maschine hat einen symmetrischen Aufbau mit konzentrierten Wicklungen und Elementen
- Alle Spannungen, Ströme und magnetischen Flüsse werden als rein sinusförmig vorausgesetzt
- Die magnetischen Kreise sind linear, Sättigung wird nicht berücksichtigt

Der Aufbau eines Käfigläufermotors besteht aus dem Stator mit dem dreiphasigen Wicklungssystem U_1 , V_1 und W_1 , die um 120° versetzt angeordnet sind und an die die Spannungen u_{1U} , u_{1V} und u_{1W} angelegt werden. Der Rotor trägt die Rotorwicklungen U_2 , V_2 und W_2 , deren zugehörige Spannungen u_{2U} , u_{2V} und u_{2W} beim Käfigläufer durch den Kurzschlussring den Wert Null haben. Bild 3.2 gibt eine Übersicht über diesen Aufbau.

Für alle Stranggrößen u , v und w der Spannungen, Ströme und magnetische Flüsse in der Maschine kann man einen komplexen Raumzeiger gemäß (3.1) definieren.

$$\underline{r} = \frac{2}{3} \left(r_U + \underline{a} \cdot r_V + \underline{a}^2 \cdot r_W \right) \cdot e^{j\gamma_1} \quad (3.1)$$

Dabei ist \underline{a} bekanntermaßen gegeben mit $\underline{a} = e^{j2\pi/3}$.

Der Winkel γ_1 in der Raumzeigerdefinition stellt den örtlichen Bezug des aktuellen Raumzeigers zu einem frei gewählten Koordinatenursprung her.

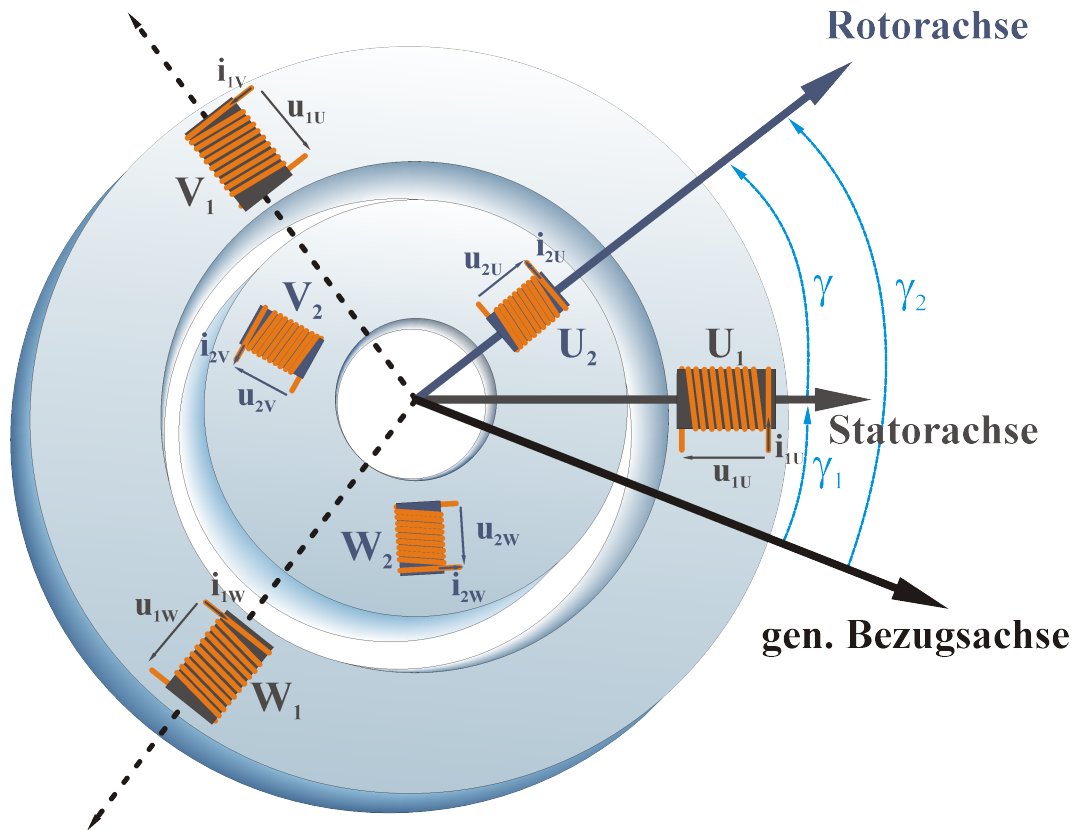


Bild 3.2: Darstellung des Aufbaus einer Asynchronmaschine

Für die symmetrisch aufgebaute Maschine gilt zudem für die Ströme die Beziehung nach (3.2), sofern kein Nullleiter angeschlossen ist.

$$i_u + i_v + i_w = 0 \quad (3.2)$$

Als Bezugssystem der Größen sind zwei verschiedene Koordinatensysteme mit der Winkelbeziehungen $\gamma = \gamma_2 - \gamma_1$ gemäß Bild 3.2 gebräuchlich:

- α - β -Koordinatensystem: Ein statorfestes Koordinatensysteme mit der Bezugsachse der Wicklung U_1 . Hier ist dann $\gamma_1 = 0$
- d-q-Koordinatensystem: Ein rotierendes Koordinatensystem, dessen reelle Achse mit der Richtung des Rotorflusses übereinstimmt. Für diese Koordinaten gilt dann $\gamma = \gamma_2 - \gamma_1$. Die Bestimmung des Rotorflusswinkels $\varphi_2 = -\gamma_1$ als Bezugsachse dieses rotorflussfesten Systems kann mittels der bekannten Verfahren des
 - Strommodells bzw.
 - Spannungsmodells
 erfolgen.

Das d-q-Koordinatensystem wird auch in der sogenannten „feldorientierten Regelung“ angewandt. Eine einfache Transformation erlaubt die Umrechnung zwischen den beiden Koordinatensystemen.

Aus dem elektrischen Ersatzschaltbild ergeben sich damit je nach gewähltem Koordinatensystem die Systemgleichungen der Asynchronmaschine. Verwendet man die Ströme und magnetischen Flüsse als Zustandsvariablen erhält man folgende Gleichungssysteme:

Gleichungen im α - β -Koordinatensystem:

Spannungsgleichungen:

$$\underline{u}_{1\alpha\beta} = R_1 \cdot \underline{i}_{1\alpha\beta} + \underline{\dot{\psi}}_{1\alpha\beta} \quad (3.3)$$

$$0 = \underline{u}'_{2\alpha\beta} = R_2' \cdot \underline{i}'_{2\alpha\beta} - j \cdot \dot{\gamma} \cdot \underline{\psi}'_{2\alpha\beta} + \underline{\dot{\psi}}'_{2\alpha\beta} \quad (3.4)$$

Flussgleichungen

$$\underline{\psi}_{1\alpha\beta} = L_1 \cdot \underline{i}_{1\alpha\beta} + L_{1h} \cdot \underline{i}'_{2\alpha\beta} \quad (3.5)$$

$$\underline{\psi}'_{2\alpha\beta} = L_{1h} \cdot \underline{i}_{1\alpha\beta} + L_2' \cdot \underline{i}'_{2\alpha\beta} \quad (3.6)$$

Gleichungen im d-q-Koordinatensystem:

Spannungsgleichungen:

$$\underline{u}_{1dq} = R_1 \cdot \underline{i}_{1dq} + j \cdot \dot{\phi}_2 \cdot \underline{\psi}_{1dq} + \underline{\dot{\psi}}_{1dq} \quad (3.7)$$

$$0 = \underline{u}'_{2dq} = R_2' \cdot \underline{i}'_{2dq} - j \cdot (\dot{\gamma} - \dot{\phi}_2) \cdot \underline{\psi}'_{2dq} + \underline{\dot{\psi}}'_{2dq} \quad (3.8)$$

Flussgleichungen

$$\underline{\psi}_{1dq} = L_1 \cdot \underline{i}_{1dq} + L_{1h} \cdot \underline{i}'_{2dq} \quad (3.9)$$

$$\underline{\psi}'_{2dq} = L_{1h} \cdot \underline{i}_{1dq} + L_2' \cdot \underline{i}'_{2dq} \quad (3.10)$$

Es ist hier $\dot{\gamma} = \omega_M$ die mechanische Winkelgeschwindigkeit der Maschine während $\dot{\phi}_2 = \omega_1$ die Winkelgeschwindigkeit des elektrischen Systems der Statorgrößen darstellt.

Die beschriebenen Gleichungen der Asynchronmaschine beinhalten zudem folgende Symbole und Vereinfachungen, die auch in der weiteren Darstellung Verwendung finden:

$$\begin{aligned}
 L_1 &= L_{1h} + L_{1\sigma}; & L_2' &= L_{1h} + L_{2\sigma}'; & \sigma_1 &= \frac{L_{1\sigma}}{L_{1h}}; & \sigma_2 &= \frac{L_{2\sigma}'}{L_{1h}}; \\
 \sigma &= 1 - \frac{1}{(1 + \sigma_1) \cdot (1 + \sigma_2)} = 1 - \frac{L_{1h}^2}{L_1 \cdot L_2'}; & \tau_1 &= \frac{L_1}{R_1}; & \tau_2 &= \frac{L_2'}{R_2}; \\
 R &= R_1 + \frac{R_2'}{(1 + \sigma_2)^2}
 \end{aligned} \tag{3.11}$$

Es beschreiben $L_{1\sigma}$ bzw. $L_{2\sigma}'$ die Streuinduktivitäten des Stator- bzw. Rotorkreises und L_{1h} ist die Hauptfeldinduktivität. Aus diesen werden die Streuziffern σ , σ_1 und σ_2 gebildet.

Die jeweiligen Gleichungssysteme werden vervollständigt durch die Drehmomentgleichung mit der Polpaarzahl p

$$M_i = p \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{1}{1 + \sigma_2} \cdot \text{Im}\{\underline{\Psi}_2^* \cdot \underline{i}_1\} \tag{3.12}$$

und die mechanische Bewegungsgleichung

$$M_b = M_i - M_L = J \cdot \frac{d\Omega}{dt} \tag{3.13}$$

Aus diesen Gleichungen lässt sich damit die Asynchronmaschine mathematisch modellieren und zur Schätzung der mechanischen Winkelgeschwindigkeit ω_M verwenden.

3.2.2 Winkelschätzung durch Integration der Statorspannung

Eine sehr einfache Methode basierend auf den Maschinengleichungen zur Schätzung der Flusswinkel kann durch die Verwendung des sog. Spannungsmodelles erfolgen. Dieses bedient sich der Statorspannungsgleichung (3.3) zur Ermittlung des Statorflusses. Anhand des Statorflusszeigers oder des Rotorflusszeigers ist es dann möglich, eine feldorientierte Regelung zu etablieren, bei der der Magnetisierungszustand der Maschine und das erzeugte Drehmoment unabhängig voneinander geregelt werden können. Soll eine Rotorflussorientierung erfolgen, müssen zusätzlich zu (3.3) auch die Flussgleichungen aus (3.5) und (3.6) im Modell berücksichtigt werden. Das folgende Bild 3.3 zeigt das zugehörige Übersichtsbild des Signalflussplanes, je nachdem, auf welche Größe sich die Feldorientierung beziehen soll [Hol06].

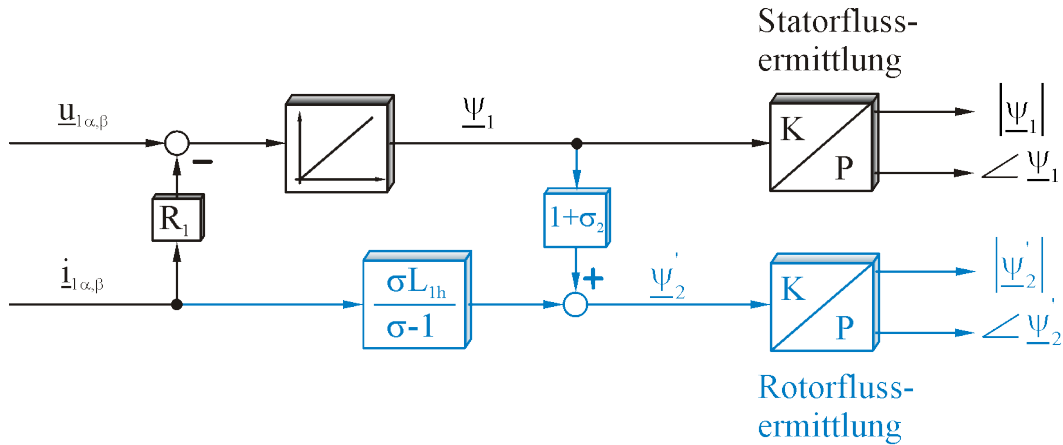


Bild 3.3: Signalflussplan des Spannungsmodells

Auf Basis einer guten Schätzung des Rotor- oder Statorflusswinkels kann durch die Ableitung des Winkels nach der Zeit ein Wert für die aktuelle Statorfrequenz ω_1 erhalten werden. Ist die aktuelle Winkelgeschwindigkeit der Schlupffrequenz ω_2 der Asynchronmaschine ebenfalls - z.B. durch Modellberechnung - bekannt, kann nun die mechanische Winkelgeschwindigkeit ω_M einfach durch (3.14) berechnet werden:

$$\omega_M = \omega_1 - \omega_2 \quad (3.14)$$

Als größtes Problem hierbei stellt sich eine gute Schätzung des Statorflusses heraus. Aus Bild 3.3 wird deutlich, dass diese Größe aus einer Integration des induzierten Spannungswertes $\underline{u}_1 - R_1 \cdot \underline{i}_1$ gewonnen wird. Da die realen Werte der Statorspannung \underline{u}_1 allerdings nicht durch Messung verfügbar sind, ohne einen zusätzlichen Sensor zu installieren, wird häufig der aktuell geschaltete Spannungsraumzeiger des Umrichters verwendet. Durch die Nichtlinearitäten des Umrichters entsteht hier aber eine Ungenauigkeit. Weitere Fehlerquellen liegen in Messfehlern der Strommessung wie Offsets oder Rauschen und auch in der temperaturabhängigen Änderung des Widerstandswertes für den Statorwiderstand R_1 [FG08], [Hol06], [HQ03]. Alle diese Parameter führen zu einer ungenauen Schätzung des Statorflusses, bedingt durch die Integration, insbesondere bei sehr kleinen Statorfrequenzen und unbelasteter Maschine. Verschiedene Ansätze verfolgen einen Weg, die reine Integration weniger anfällig gegen diese Effekte zu machen, indem z.B. ein Verzögerungsglied erster Ordnung den Integrator ersetzt [Hol06]. Diese Annäherung ist zwar bei größeren Frequenzwerten recht genau, führt aber bei einer Statorfrequenz unterhalb der Eckfrequenz des VZ1-Gliedes zu einer fehlerhaften Ausgangsgröße für den Statorfluss. Verfahren mit diesen Ansätzen sind z.B. in [HHGP98], [HW98] zu finden.

Die eigentliche Verwendung des Systems aus Bild 3.3 ist demnach nur bis zu sehr kleinen Frequenzen möglich, wenn die gesamten Ungenauigkeiten und Störungen be-

kannt sind und ihr Einfluss auf die Integration damit stark minimiert werden kann. Die erfolgreiche Umsetzung dieses Weges ist den Veröffentlichungen in [HQ02] und [HQ03] zu entnehmen. Durch die Bestimmung der Umrichternichtlinearitäten, eine Schätzung des Statorwiderstandes und Korrekturen von Offsets erhält die eigentlich sehr einfache Struktur des Spannungsmodells jedoch zusätzliche Komplexität.

3.2.3 Adaptive Verfahren mit Referenz-Modellen

Diese Methoden werden in der englischsprachigen Literatur als MRAS-Verfahren (Model Reference Adaptive Systems) bezeichnet. Sie bedienen sich der Möglichkeit, die gleiche Zustandsgröße der Maschine, z.B. den Rotorflussbetrag, aus zwei unabhängigen Gleichungen bzw. Modellen zu bestimmen. Während die erste Gleichung die mechanische Winkelgeschwindigkeit ω_M nicht beinhaltet, ist das zweite Modell von dieser Größe abhängig. Ein Vergleich der geschätzten Zustandsgröße aus beiden Modellen gibt bei gleichen Eingangsgrößen damit ein Maß für den Fehler der verwendeten, geschätzten Winkelgeschwindigkeit im zweiten Modell. Eine Rückführung dieses Fehlers – meistens über einen PI-Algorithmus – erlaubt dann die Adaption der geschätzten Winkelgeschwindigkeit bis der Fehler zu Null wird. Zu diesem Zeitpunkt entspricht dann die geschätzte Winkelgeschwindigkeit dem realen Wert und kann für die Drehzahlregelung verwendet werden.

Folgendes Bild 3.4 verdeutlicht diese Vorgehensweise am Beispiel, dass der Rotorfluss als Zustandsgröße verwendet wird. Der mit einem Dach versehene Rotorfluss des zweiten Modells wird als die geschätzte Größe angesehen, wobei der ermittelte Wert aus dem drehzahlunabhängigen ersten Modell als realer Wert interpretiert wird.

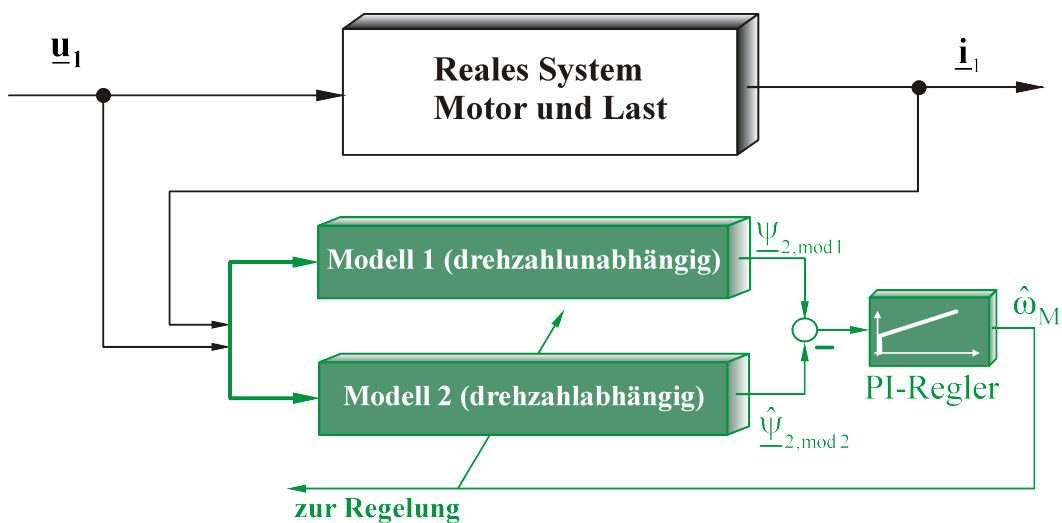


Bild 3.4: MRAS Verfahren zur Schätzung der Winkelgeschwindigkeit

Das oben dargestellte Beispiel für einen MRAS-basierten Drehzahlschätzer ist die grundlegende Struktur dieser Verfahren. Es kommen in der Literatur verschiedene An-

sätze zur Veröffentlichung, die auch zum Teil erweiterte Funktionen mit berücksichtigen.

So erfolgt die Bestimmung des Fehlers zwischen den Zustandsgrößen beider Modelle z.B. in [TSM87] und [Scha92] sowie [WYLL14] anhand des Rotorflusses, während [MK97], [RS04] die Gegenspannung im Motor und [OD10] den Statorstrom zur Ermittlung des Schätzfehlers zwischen den Modellen heranziehen.

Um den möglichen, stabilen Drehzahlbereich bis hin zu sehr kleinen Werten zu erweitern, kommt z.B. in [DE06] und [HQ03] zusätzliche eine Adaption des Wertes für den Stator- oder Rotorwiderstand zur Anwendung. Dieser Wert ist temperaturabhängig und ändert sich demnach mit dem Belastungszustand der Maschine. Eine Nachführung ermöglicht eine genauere Darstellung des Modells, was eine günstigere Schätzung der Zustandsgrößen erlaubt. Weitere Maßnahmen sind offset-Korrekturen der Statorspannungsberechnung im ersten Modell und Nachbildung des Totzeit-Verhaltens des Umrichters [HQ03]. Das erste Modell beinhaltet entsprechend dem Spannungsmodell eine Integration der Statorspannung zur Bestimmung des Statorflusses. Ein offset-Fehler verschlechtert hier den Schätzwert des Flusses erheblich und mit geeigneten Korrekturen sind so stabile Regelungen bis zu sehr kleinen Drehzahlen sensorlos möglich.

Anstelle des PI-Algorithmus zur Adaption des Drehzahlsignals können auch Sliding-Mode-Architekturen eingesetzt werden. Untersuchungen hierzu sind z.B. in [CX06], [ZHLL14] zu finden. Untersuchungen und Ergebnisse für Adaptionen der MRAS Struktur mit Prädiktiven Regelungselementen zur Drehzahlschätzung oder Fuzzy-Logic-Systemen können z.B. in [ZGA16] oder [GGF10] gefunden werden.

Häufig findet das mechanische Antriebssystem nur als starre Motor-Last Verbindung und damit als Ein-Massen-System gemäß (2.1) im Modell Berücksichtigung. Eine Schätzung der Drehzahl erfolgt demnach als einfache Integration einer Schätzgröße, die dem Drehmoment proportional ist. In [ODS10] wird das vorgestellte MRAS^{CC}-Verfahren zur Drehzahlschätzung verwendet und zusätzlich ein Zwei-Massen-Modell der Mechanik in die nachgelagerte Reglerstruktur eingebracht. Durch dieses Verfahren wird eine gute Dynamik mit Dämpfung der mechanischen Schwingungen erreicht, wobei die Parameter des mechanischen Zwei-Massen-Systems über eine Identifikationsroutine im Vorfeld ermittelt werden müssten.

3.2.4 Methoden auf Basis von Beobachterstrukturen

Während sich die Verfahren nach dem MRAS-Prinzip überwiegend auf das Strom- und Spannungsmodell beziehen, um einen Schätzwert für die Drehzahl zu erhalten, können auch die gesamten Systemgleichungen der Asynchronmaschine in Be-

obachterstrukturen zur Ermittlung dieses Wertes herangezogen werden. Die MRAS-Verfahren haben insbesondere Nachteile, wenn es um die Ermittlung von kleinen Drehzahlen geht, da hier Parameterfehler und Modelungenauigkeiten sehr stark zur Verfälschung des Schätzwertes beitragen [Hol06]. Die Verwendung von Beobachtern erlaubt durch die geschlossene Struktur hier eine wesentlich größere Toleranz und erreicht damit eine höhere Unempfindlichkeit.

Als Grundlage dient hier meist eine Struktur auf Basis des Luenberger Beobachters mit den Statorströmen und den Rotorflüssen als Zustandsgrößen. Der Beobachter kann im α - β -Koordinatensystem aber ebenso auch in d-q-Koordinaten gebildet werden. Aus den Gleichungen entsprechend (3.7)-(3.10) erhält man folgende Struktur des Beobachters in Bild 3.5 (siehe z.B. auch [QD08]).

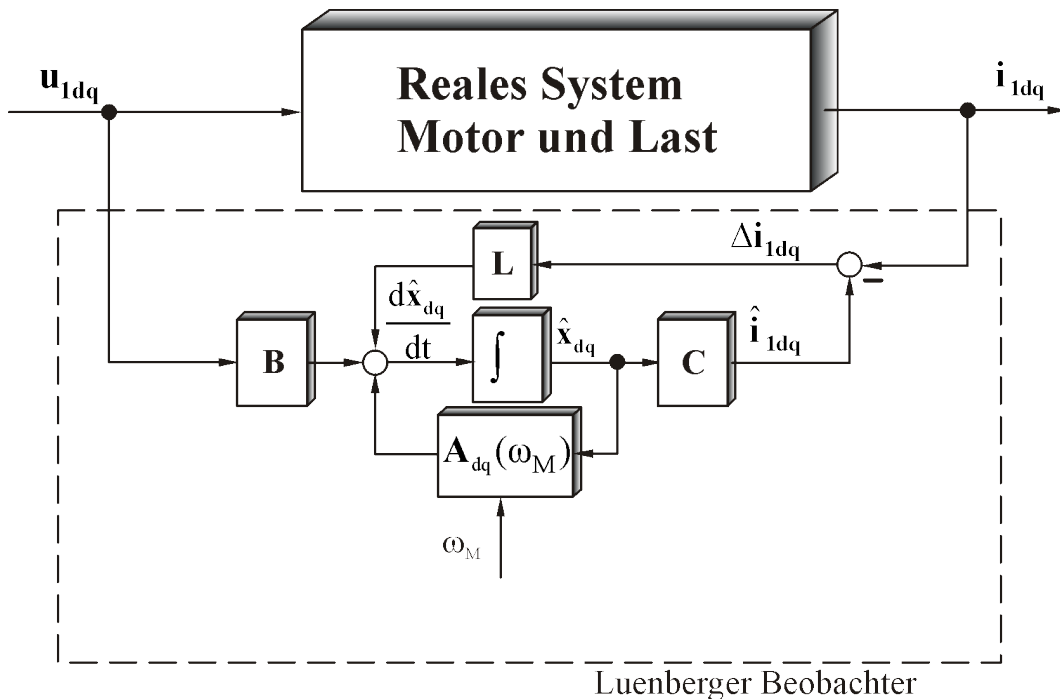


Bild 3.5: Struktur des Luenberger Beobachters

Legt man als Zustandsgrößen den Statorstrom und den Rotorfluss in d-q-Koordinaten fest, so ergeben sich folgende Zusammenhänge aus dem obigen Blockschaltbild:

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}}_{dq} = (\mathbf{A}_{dq}(\omega_M) - \mathbf{L}\mathbf{C}) \cdot \hat{\mathbf{x}}_{dq} + \mathbf{B}_{dq} \cdot \mathbf{u}_{1dq} \quad (3.15)$$

$$\hat{\mathbf{i}}_{1dq} = \mathbf{C} \cdot \hat{\mathbf{x}}_{dq} = (1 \ 1 \ 0 \ 0)^T \cdot \hat{\mathbf{x}}_{dq} \quad (3.16)$$

Hier gilt:

$$\hat{\mathbf{x}}_{dq} = (\hat{i}_{1d} \ \hat{i}_{1q} \ \hat{\psi}_{2d} \ \hat{\psi}_{2q})^T; \quad \mathbf{u}_{1dq} = (u_{1d} \ u_{1q} \ 0 \ 0)^T \quad (3.17)$$

und

$$\mathbf{B}_{dq} = \mathbf{b}_{dq} = \left(\begin{array}{cccc} 1 & 1 & 0 & 0 \\ \sigma \cdot L_1 & \sigma \cdot L_1 & & \end{array} \right)^T \quad (3.18)$$

Die Systemmatrix \mathbf{A}_{dq} in Gleichung (3.15) beinhaltet die Maschinenparameter und ist abhängig von der aktuellen mechanischen Winkelgeschwindigkeit ω_M der Maschine:

$$\mathbf{A}_{dq}(\omega_M) = \left(\begin{array}{cccc} -\frac{R}{\sigma \cdot L_1} & \omega_1 & \frac{1-\sigma}{\sigma \cdot L_h \cdot \tau_2} & \frac{(1-\sigma) \cdot p \cdot \omega_M}{\sigma \cdot L_h} \\ -\omega_1 & -\frac{R}{\sigma \cdot L_1} & -\frac{(1-\sigma) \cdot p \cdot \omega_M}{\sigma \cdot L_h} & \frac{1-\sigma}{\sigma \cdot L_h \cdot \tau_2} \\ \frac{L_h}{\tau_2} & 0 & -\frac{1}{\tau_2} & (\omega_1 - p \cdot \omega_M) \\ 0 & \frac{L_h}{\tau_2} & -(\omega_1 - p \cdot \omega_M) & -\frac{1}{\tau_2} \end{array} \right) \quad (3.19)$$

Die Matrizen \mathbf{L} und \mathbf{C} sind die Rückführmatrix und die Ausgangsmatrix des Beobachters.

Unter Verwendung des Luenberger Beobachters ist es z.B. möglich, den Rotorfluss der Maschine zu schätzen, um eine feldorientierte Regelung zu ermöglichen. Soll das Antriebssystem zudem drehgeberlos geregelt werden, so kann in der Systemmatrix \mathbf{A}_{dq} nur der geschätzte Wert $\hat{\omega}_M$ der Winkelgeschwindigkeit Anwendung finden. Um einen Schätzwert hierfür zu erhalten, wurde in [KMN90], [KMN93] eine Struktur gemäß Bild 3.6 vorgestellt.

Dieser sog. „Adaptive Beobachter“ basiert auf folgendem Grundgedanken:

Um eine Schätzung des Drehzahlwertes zu erhalten, kann neben der Rückführung des Schätzfehlers im Statorstrom über die Rückführmatrix \mathbf{L} dieser auch verwendet werden, um eine Nachführung des geschätzten Drehzahlwertes zu erreichen. Multipliziert man den Schätzwert des Rotorflusses mit dem Schätzfehler des drehmomentbildenden Statorstromes Δi_{1q} , so ergibt sich nach (3.12) ein Wert, der einem Schätzfehler für das innere Drehmoment ΔM_i proportional ist, da im stationären Zustand die Rotorflusskomponente in q-Richtung $\hat{\psi}_{2q}$ zu Null angenommen werden kann.

$$\Delta M_i \sim \hat{\psi}_{2d} \cdot \Delta i_{1q} \quad (3.20)$$

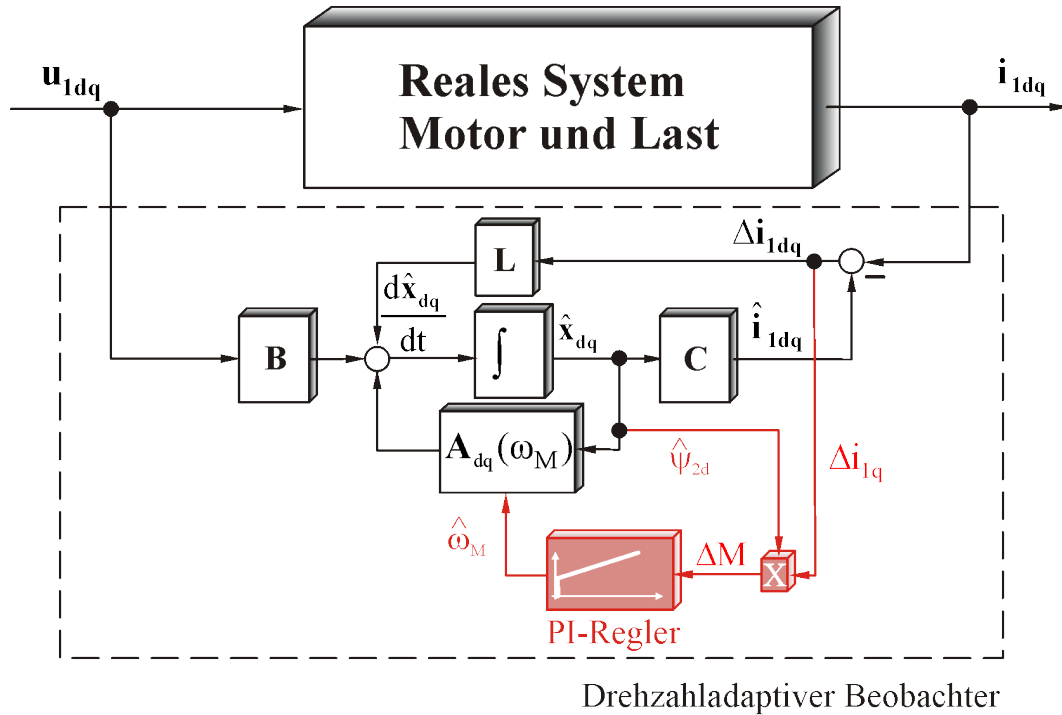


Bild 3.6: Blockschaltbild des Adaptiven Luenberger Beobachters

Führt man diese Größe einem PI-Algorithmus zu, so erhält man eine Schätzgröße für die Winkelgeschwindigkeit $\hat{\omega}_M$ der Maschine. Dieser Wert korrigiert die Systemmatrix $\hat{\mathbf{A}}_{dq}(\hat{\omega}_M)$ nun derart, dass der Schätzfehler zu Null wird. In der in [KMN90] vorgeschlagenen Version war zudem die Rückführungsmatrix offen $\mathbf{L} = \mathbf{0}$, sodass die Adaption rein über den PI-Drehzahl-Schätzer als Rückführung erfolgte.

Prinzipiell lässt sich dieser Adaptive Beobachter zusätzlich zu (3.15) - (3.18) mit den folgenden Gleichungen darstellen:

$$\hat{\mathbf{A}}_{dq}(\hat{\omega}_M) = \begin{pmatrix} -\frac{R}{\sigma \cdot L_1} & \omega_1 & \frac{1-\sigma}{\sigma \cdot L_h \cdot \tau_2} & \frac{(1-\sigma) \cdot p \cdot \hat{\omega}_M}{\sigma \cdot L_h} \\ -\omega_1 & -\frac{R}{\sigma \cdot L_1} & -\frac{(1-\sigma) \cdot p \cdot \hat{\omega}_M}{\sigma \cdot L_h} & \frac{1-\sigma}{\sigma \cdot L_h \cdot \tau_2} \\ \frac{L_h}{\tau_2} & 0 & -\frac{1}{\tau_2} & (\omega_1 - p \cdot \hat{\omega}_M) \\ 0 & \frac{L_h}{\tau_2} & -(\omega_1 - p \cdot \hat{\omega}_M) & -\frac{1}{\tau_2} \end{pmatrix} \quad (3.21)$$

$$\hat{\omega}_M = K_{PI} \cdot (k \cdot \Delta i_{1q} \cdot \hat{\psi}_{2d}) + \frac{1}{T_{PI}} \int (k \cdot \Delta i_{1q} \cdot \hat{\psi}_{2d}) dt \quad (3.22)$$

Es gilt hier, dass $\Delta i_{1q} = \hat{i}_{1q} - i_{1q}$ der Schätzfehler der drehmomentbildenden Statorstromkomponente ist und K_{PI} bzw. T_{PI} die Proportionalverstärkung bzw. die Nachstellzeit des Integrators des PI-Algorithmus kennzeichnen. k ist eine Maschinenkonstante.

Nach der ersten Vorstellung dieses Verfahrens wurden deutliche Verbesserungen zur Dynamik und zur Stabilität dieser Variante zur drehgeberlosen Regelung durchgeführt. In [SS02], [SS06] kommt der vollständige Beobachter inklusive der Rückführmatrix \mathbf{L} zur Betrachtung, und Analysen zur Stabilität und Vorgehensweisen zur Einstellung der Beobachterparameter finden Erläuterung. Die Rückführmatrix \mathbf{L} des Beobachters findet hier Verwendung, um den stabilen Arbeitsbereich des Beobachters insbesondere für niedrige Drehzahlen zu erweitern, und wird wie folgt definiert [SS06]:

$$\hat{\mathbf{L}}(\hat{\omega}_M, k_{\text{korr}}) = \begin{pmatrix} l_{11} & l_{12} & l_{13} & l_{14} \\ l_{21} & l_{22} & l_{23} & l_{24} \end{pmatrix} \quad (3.23)$$

$$l_{11} = l_{22} = - \left[\frac{1}{\sigma \tau_1} + (1 - \sigma) \frac{1}{\sigma \tau_2} \right] + \frac{k_{\text{korr}}}{\tau_2} \quad (3.24)$$

$$l_{12} = -l_{21} = -k_{\text{korr}} \cdot p \cdot \hat{\omega}_M \quad (3.25)$$

$$l_{13} = l_{24} = \frac{L_{1h}}{\tau_2} \quad (3.26)$$

$$l_{14} = l_{23} = 0 \quad (3.27)$$

Die Rückführmatrix $\hat{\mathbf{L}}(\hat{\omega}_m, k_{\text{korr}})$ enthält hier die geschätzte Drehzahlgröße, bei der davon ausgegangen wird, dass die Drehzahladaption schnell genug ist, diesen Wert mit der realen Drehzahl in Einklang zu bringen. Der Faktor $k_{\text{korr}} > 0$ gibt bei der Rückführmatrix in (3.24) und (3.25) die Möglichkeit, den Stabilitätsbereich anzupassen.

Problematisch bei den gesamten modellbasierten Verfahren ist systembedingt die Abhängigkeit von veränderlichen, temperaturabhängigen Maschinenparametern, die Beobachtbarkeit des Systems bei Ständerfrequenz Null und eine Instabilität bei kleinen Drehzahlen im regenerativen Betrieb bzw. beim Bremsen der Maschine.

Weitere Untersuchungen dieser Struktur mit diversen Varianten und Ergänzungen in mannigfaltigen Veröffentlichungen und mit guten Ergebnissen führen zu einer erheblichen Verbesserung dieser Einschränkungen. So werden z.B. in [KM94] Ergänzungen zur online-Parameterschätzung der temperaturabhängigen Widerstände der Maschine vorgestellt. Die Struktur in [HH08], [Hin04] und [QHH14] erlaubt eine Erweiterung des stabilen Drehzahlbereiches auch für sehr kleine Drehzahlen im generatorischen Betrieb, wobei hier Stator- und Rotorfluss als Zustandsgrößen eingesetzt werden.

3.3 Kombinationen aus den vorgestellten Verfahren

Um den instabilen Bereich bei Statorfrequenz Null ebenfalls im Betrieb der elektrischen Maschine abzudecken, finden sich in der Literatur auch Ansätze und Verfahren, bei denen Kombinationen aus modellbasierten Lösungen und Testsignalinjektion einen Betrieb der Maschine über den gesamten Arbeitsbereich ermöglichen.

Der in [HLL05] vorgestellte Ansatz beinhaltet einen drehzahladaptiven Beobachter, dessen Schätzung der Drehzahl durch ein eingespeistes Testsignal ergänzt wird. Ein ähnliches Verfahren wird auch in [IHS06] genutzt.

Um die Vorteile der beiden unterschiedlichen Varianten für die Regelung einer permanenterregten Synchronmaschine zu nutzen, wird in [Per07] eine Umschaltung abhängig von der Höhe der aktuellen Drehzahl untersucht.

Während diese Kombinationen zwar die Vorteile beider Verfahren für einen Betrieb der Maschine vereinen, so ist doch die Auswertung der Systemantwort auf das injizierte Testsignal stets mit entsprechendem Aufwand im Vergleich zu den rein modellbasierten Ansätzen verknüpft. Die entsprechenden Erweiterungen der Strukturen erhöhen demnach wieder die Komplexität des angewandten Konzeptes.

Der Ansatz zur Drehzahlschätzung, der in dieser Arbeit zur Anwendung kommt, basiert daher auch rein auf einem modellbasierten Verfahren. Die in den weiteren Kapiteln vorgestellten Untersuchungen zur Systemidentifikation und Diagnose von Lager Schäden erfolgen bei Drehzahlen weit über dem instabilen Arbeitsbereich, sodass prinzipiell eine Notwendigkeit zur Stabilisierung der Regelung in diesem kritischen Bereich nicht gegeben ist.

4 Zwei Schritte zur Identifikation von Zwei-Massen-Systemen ohne Drehgeber

Das im Folgenden beschriebene Verfahren zur Identifikation schwingungsfähiger Mehrmassensysteme basiert grundlegend auf dem in Bild 3.6 dargestellten drehzahladaptiven Luenberger Beobachter. Die geschätzte Drehzahlinformation dieser Struktur bildet neben den gemessenen Statorströmen ein Eingangssignal für das in Kapitel 2.4 dargestellte Identifikationsverfahren mittels Frequenzgangmessung. Die nachfolgenden Untersuchungen zur Möglichkeit der Identifikation mittels Frequenzgangbestimmung ohne sensorische Erfassung der mechanischen Drehzahl resultieren in einem Verfahren, das insgesamt zwei Schritte umfasst. Auf den folgenden Seiten soll die Notwendigkeit dieser zwei Identifikationsschritte Erläuterung finden.

4.1 Schritt 1: Identifikation mit drehzahladaptivem Beobachter

Für die folgenden Untersuchungen wurde der drehzahladaptive Beobachter aus Bild 3.6 verwendet, um eine geschätzte Drehzahlinformation für die Identifikationssystematik gemäß Bild 2.9 als Eingangsgröße für die Signalverarbeitung zu erhalten. Dazu wurde mittels MATLAB-Simulink eine Simulation aufgebaut, die den neben der feldorientierten Regelung inklusive Umrichter das mechanische Zwei-Massen-System und die Drehzahlschätzung mittels adaptiven Beobachters berücksichtigt. Wie auch nachher am realen System im Labor aufgebaut, erfolgt die Abtastung der simulierten Messsignale mit 5 kHz, sodass eine Umsetzung der Ergebnisse auf die spätere Laborumgebung einfach durchzuführen ist. Die eingestellten Parameter des PRBS und des adaptiven Beobachters sind für die folgenden simulierten Ergebnisse in diesem Kapitel gleich eingestellt gewesen:

PRBS	Beobachter
$N = 15$	$K_{PI} = 4$
$T_{PRBS} = 16 \cdot T_t = 3,2 \text{ ms}$	$T_{PI} = 1/300 \text{ s}$
$T_P = 52,43 \text{ s}$	$k_{kor} = 0,4$
Regelungszykluszeit T_t :	200 μs
Messdauer zur Identifikation:	10 s

Tabelle 4.1: Standard Parameter des PRBS und des adaptiven Beobachters für die experimentellen und simulierten Identifikationsergebnisse

Zudem ist der Beobachter mit der Rückführmatrix entsprechend (3.23) aufgebaut worden. Als Test der Simulation inklusive der anschließenden Identifikationsroutine erfolgt zuerst eine Abarbeitung der Simulationsumgebung und des Identifikationsverfahrens mit der echten Maschinendrehzahl als übliche feldorientierte Regelung. Die mechanischen Parameter der modellierten Mechanik sind dabei auf ein System mit Resonanzfrequenz $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$ und einer Anti-Resonanzfrequenz von $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$ abgestimmt, was dem später verwendeten Laboraufbau gemäß Bild 6.4 mit den Daten aus Tabelle 6.1 entspricht.

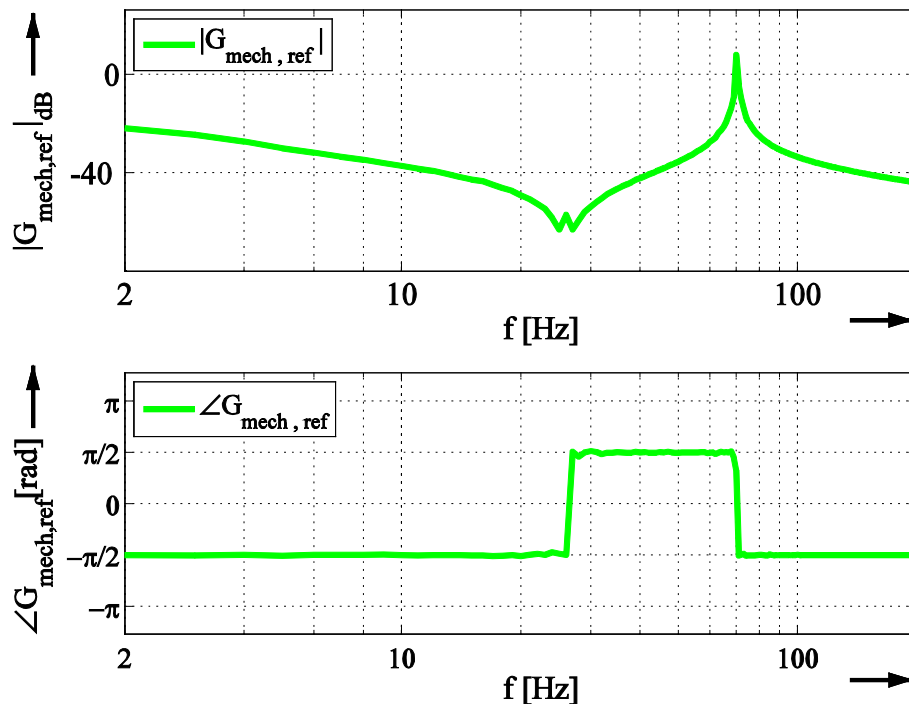


Bild 4.1: Identifizierter Frequenzgang des Zwei-Massen-Systems mit Drehgeber; Simulation; $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 28 \text{ Hz}$

In der obigen Darstellung Bild 4.1 kann als simuliertes Identifikationsergebnis der Frequenzgang gemäß (2.13) des Zwei-Massen-Systems deutlich identifiziert werden und als Referenzkurve $G_{\text{mech,ref}}$ für die Untersuchungen mit dem geberlosen Verfahren herangezogen werden. Die charakteristischen Resonanzstellen bei dieser Simulation mit einem eingestellten Drehzahlswert von $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$ sind deutlich erkennbar.

Nach der Umstellung der Regelungsstruktur auf das drehgeberlose Verfahren mit dem adaptiven Beobachter erhält man allerdings im Vergleich zur obigen Referenzkurve folgendes Ergebnis der identifizierten Übertragungsfunktion $G_{\text{mech+beob}}(j\omega)$ in Bild 4.2. Es wird deutlich, dass zwar die Resonanzstelle als charakteristischer Punkt der identifizierten Kurve mit der Referenzkurve übereinstimmt. Der restliche Verlauf der Kurve weicht jedoch stark von der Frequenzdarstellung des simulierten mechanischen Systems ab.

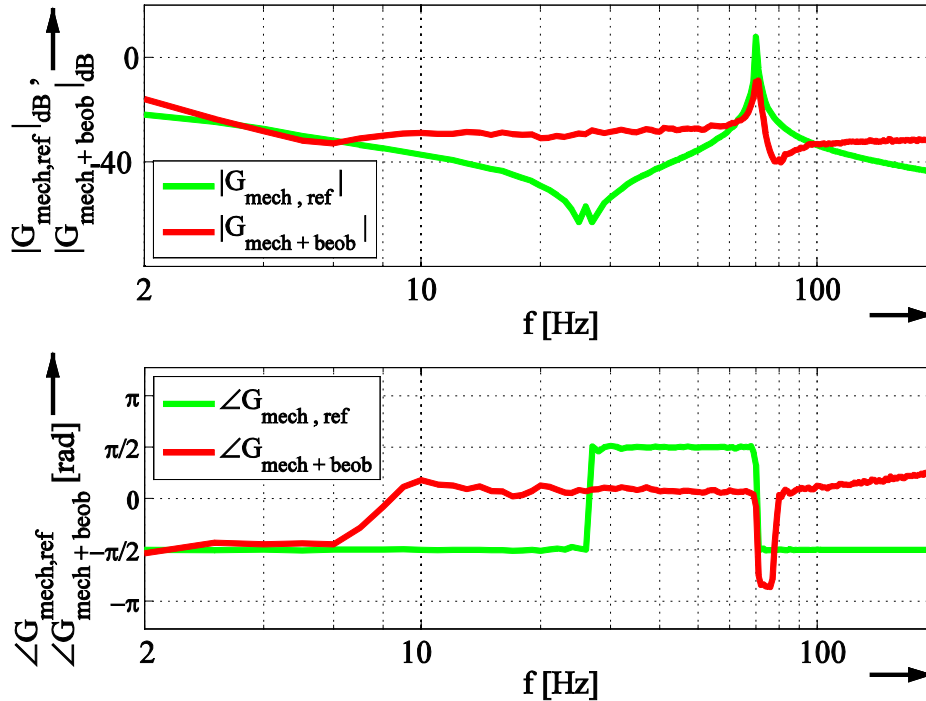


Bild 4.2: Identifizierter Frequenzgang des Zwei-Massen-Systems mit der drehgeberlosen Identifikationsroutine, Simulation, Adaptiver Beobachter;
 $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$

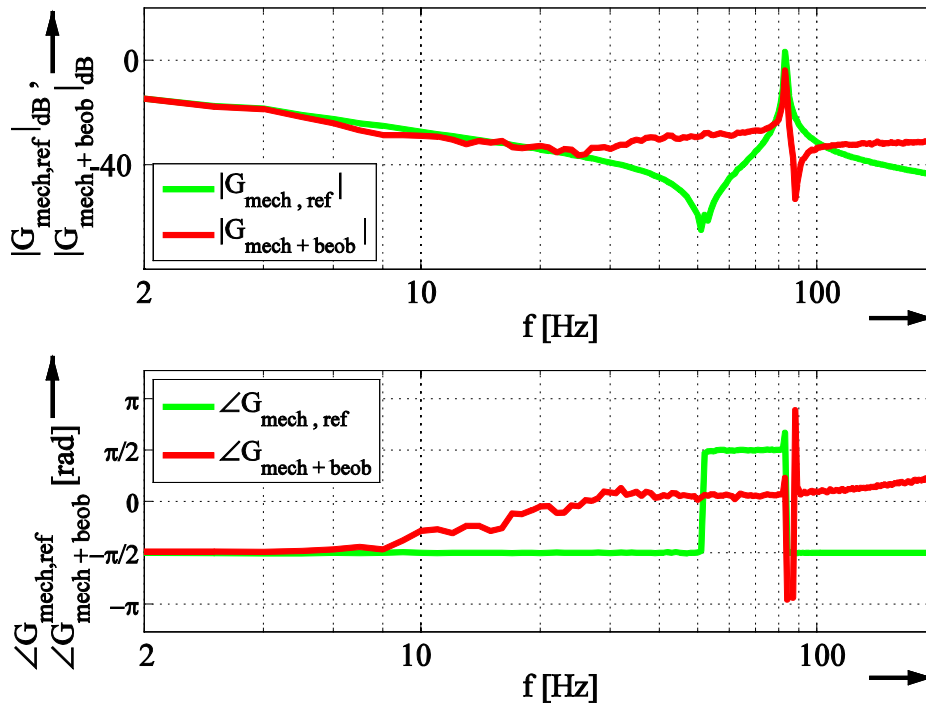


Bild 4.3: Identifizierter Frequenzgang des Zwei-Massen-Systems mit der drehgeberlosen Identifikationsroutine, Simulation, Adaptiver Beobachter;
 $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 83 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 52 \text{ Hz}$

Dass eine klare Identifikation der Resonanzfrequenz erfolgt, zeigt die Untersuchung in Bild 4.3 mit dem Simulationsergebnis für ein mechanisches System mit $f_{\text{res}} = 83 \text{ Hz}$ und $f_{\text{ares}} = 52 \text{ Hz}$ im Vergleich zur entsprechenden Referenzkurve.

Die Ursache für das abweichende Identifikationsergebnis zur Referenzkurve kann aus der geänderten Systemstruktur mit Umstellung auf das drehgeberlose Identifikationsverfahren gefolgert werden:

Im Gegensatz zur Systemübersicht aus Bild 2.7 für die Identifikation mit Drehgeber enthält das identifizierte System neben der eigentlichen mechanischen Übertragungsfunktion eine weitere Komponente, wie aus folgender Darstellung in Bild 4.4 entnommen werden kann.

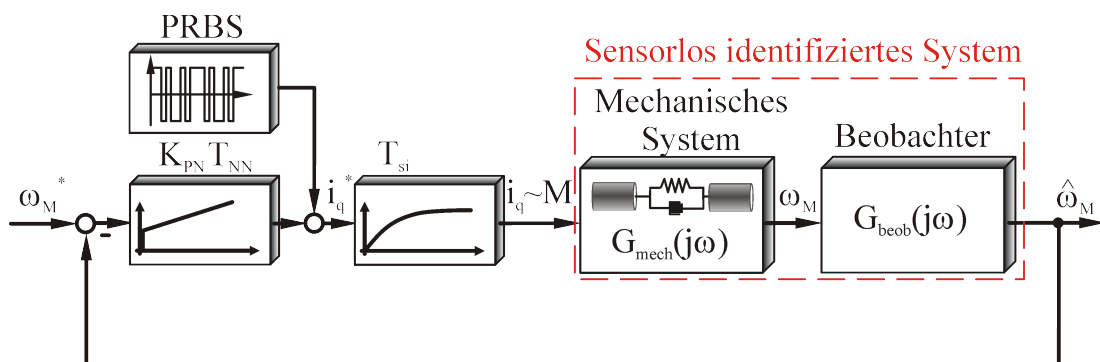


Bild 4.4: Systemübersicht zur drehgeberlosen Identifikation

Das identifizierte System ohne Verwendung der gemessenen Drehzahl enthält zusätzlich die Eigenschaften einer Übertragungsfunktion $G_{\text{beob}}(j\omega)$ zwischen der echten Maschinendrehzahl und der durch den adaptiven Beobachter geschätzten Drehzahlinformation.

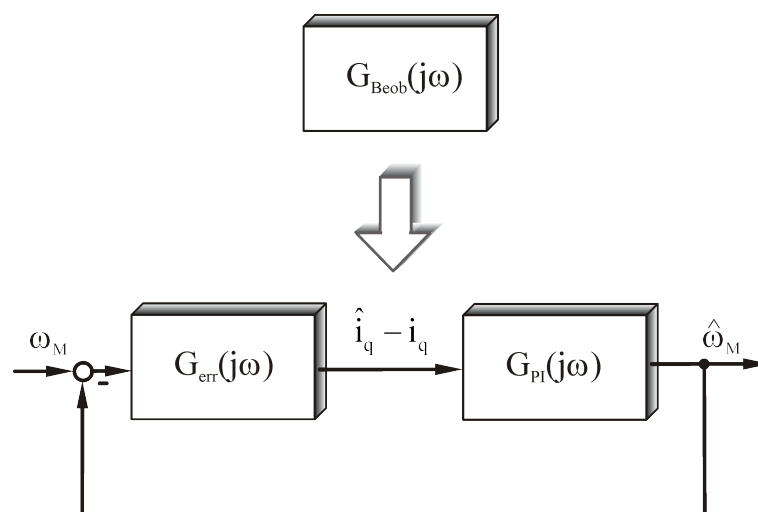


Bild 4.5: Blockschaltbild der Übertragungstrecke zwischen echter und geschätzter Drehzahl

In Bild 4.5 ist das Blockschaltbild dieser Übertragungsfunktion des Beobachters dargestellt. Es enthält die Eigenschaften der PI-Drehzahladaption $G_{PI}(j\omega)$ und zusätzlich den Block $G_{err}(j\omega)$, der die Übertragungsfunktion der Schätzfehler der Zustandsgrößen $\underline{e} = \hat{\underline{x}} - \underline{x}$ beschreibt [Hin04], [SS02], [SS06].

Der drehgeberlos identifizierte Frequenzgang kann demnach wie folgt dargestellt werden:

$$G_{\text{mech+beob}}(j\omega) = G_{\text{mech}}(j\omega) \cdot G_{\text{beob}}(j\omega) = \frac{\hat{P}_{\Delta\hat{\omega}_M, \hat{\omega}_M} / \hat{P}_{\Delta\hat{\omega}_M, \Delta\hat{\omega}_M}}{\hat{P}_{\Delta\hat{\omega}_M, i_q} / \hat{P}_{\Delta\hat{\omega}_M, \Delta\hat{\omega}_M}} \quad (4.1)$$

Aus der Literatur in [Hin04], [SS02], [SS06] wird ebenfalls ersichtlich, dass diese Übertragungsfunktion $G_{\text{beob}}(j\omega)$ entsprechend Berücksichtigung finden muss. Bei den dort dargestellten Untersuchungen handelt es sich um den drehgeberlosen Betrieb einer einzelnen Asynchronmaschine ohne angeschlossene Mechanik. Für diesen Fall wird in den genannten Veröffentlichungen auch eine analytische Herleitung dieser Beobachter-Übertragungsfunktion bei der drehgeberlosen Regelung des Ein-Massen-Systems entwickelt.

Zur Bestätigung der in Bild 4.4 gezeigten Systemstruktur zeigt nachfolgendes Simulationsergebnis die drehgeberlos identifizierten Systemeigenschaften des Ein-Massen-Systems der Asynchronmaschine im Vergleich zur ermittelten Referenzkurve mit der echten Maschinendrehzahl.

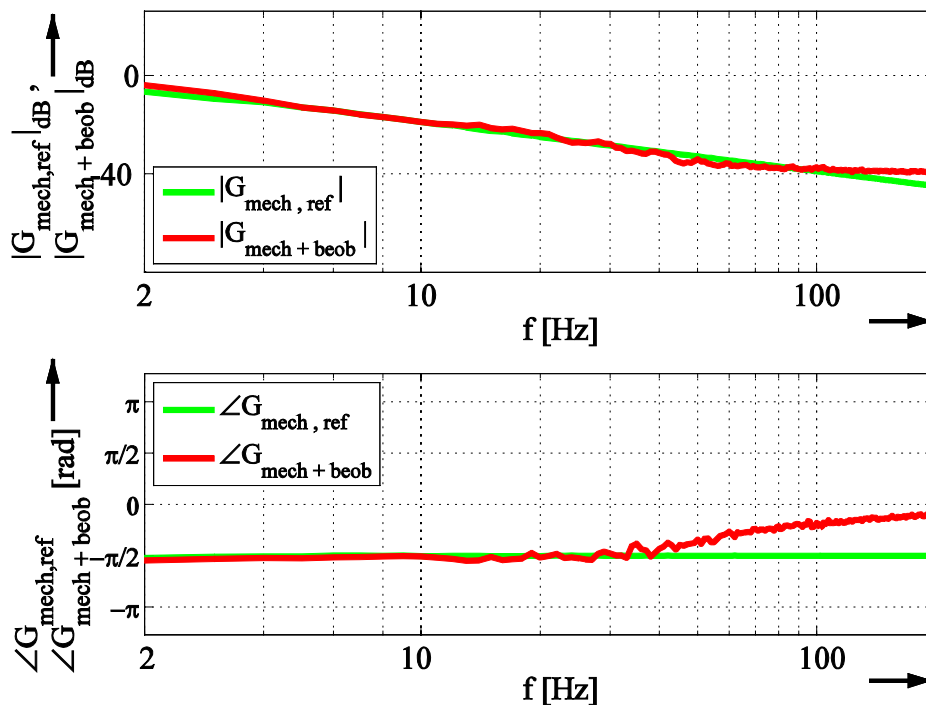


Bild 4.6: Drehgeberlos identifiziertes Ein-Massen-System, Simulation; $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$

Das Ergebnis verdeutlicht, dass mit der gleichen Beobachterstruktur und dem gleichen Regelungskonzept eine drehgeberlose Identifikation eines Ein-Massen-Systems erfolgreich durchgeführt werden kann. Es sind in Bild 4.6 zwar geringe Abweichungen zur Referenzkurve erkennbar, allerdings beschränken sich diese hauptsächlich auf den Phasengang des identifizierten Systems. Definiert man nun ausgehend von der Systemstruktur aus Bild 4.5 die Beobachter-Übertragungsfunktion $G_{\text{beob}}(j\omega)$ als Funktion zwischen echter Maschinendrehzahl und geschätzter Drehzahl, so lässt sich der zugehörige Frequenzgang innerhalb der Simulation sehr gut durch das Identifikationsverfahren bestimmen, da Eingangs- und Ausgangsgröße vorliegen:

$$G_{\text{beob}}(j\omega) = \frac{\hat{P}_{\omega_M, \hat{\omega}_M}}{\hat{P}_{\omega_M, \omega_M}} \quad (4.2)$$

Als Vergleich finden sich nun in den folgenden Bildern die durch (4.2) definierte Übertragungsfunktionen als identifizierter Frequenzgang aus der Simulation für das Ein-Massen-System in Bild 4.7 und für das Zwei-Massen-System in Bild 4.8. Bei der Gegenüberstellung fällt direkt die starke Diskrepanz der beiden Übertragungsfunktionen ins Auge, obwohl die gleiche Beobachterstruktur zur Drehzahlschätzung zum Einsatz kommt.

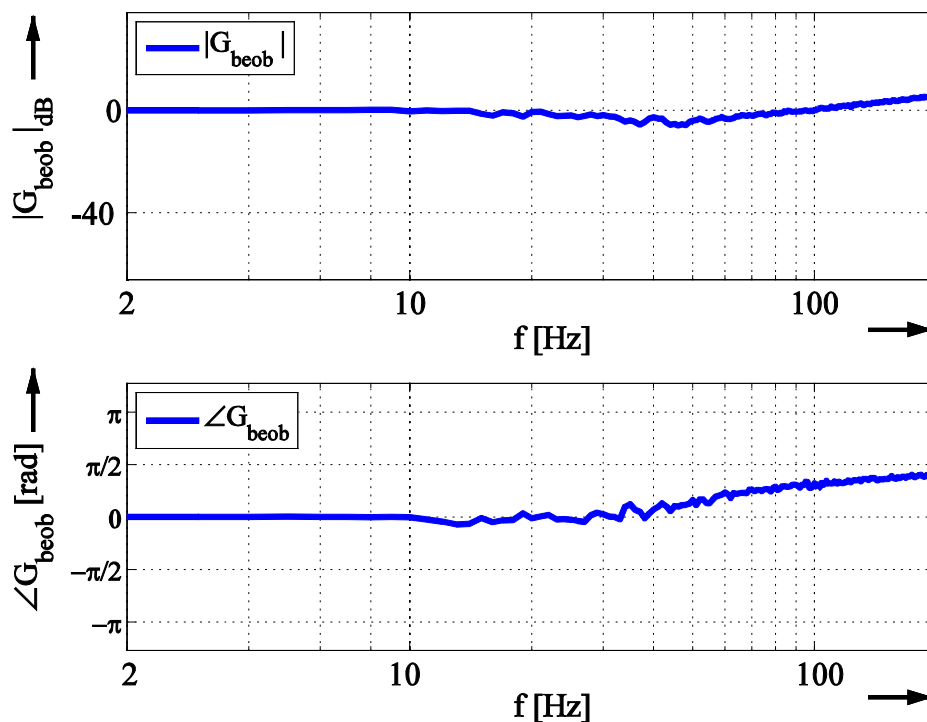


Bild 4.7: Identifizierter Frequenzgang der Beobachterstruktur bei der Regelung eines Ein-Massen-Systems, Simulation; $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$

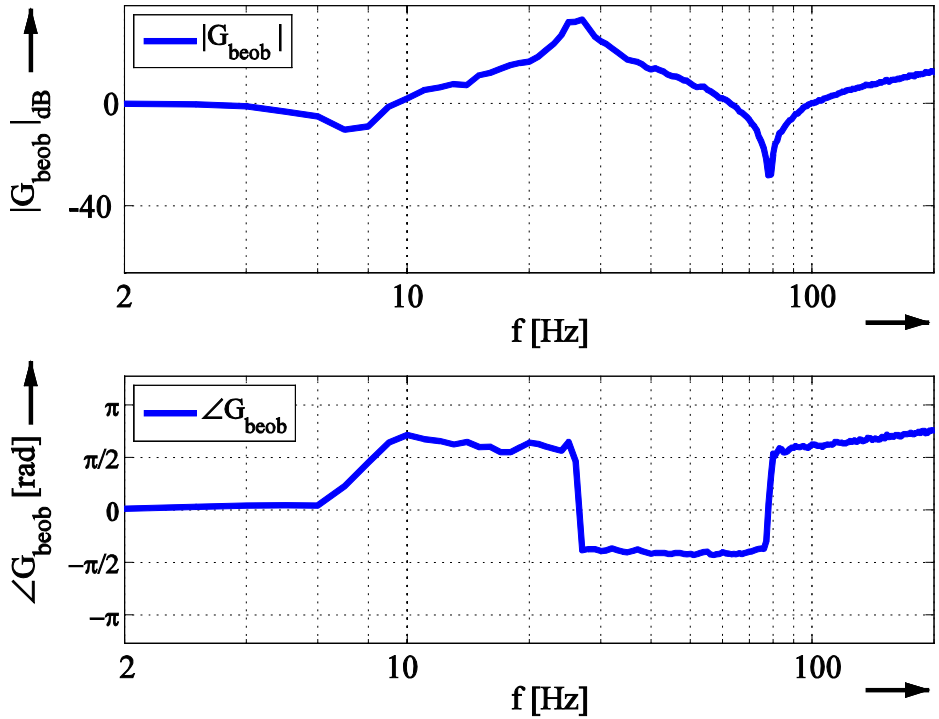


Bild 4.8: Identifizierter Frequenzgang der Beobachterstruktur bei der Regelung eines Zwei-Massen-Systems, Simulation; $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$

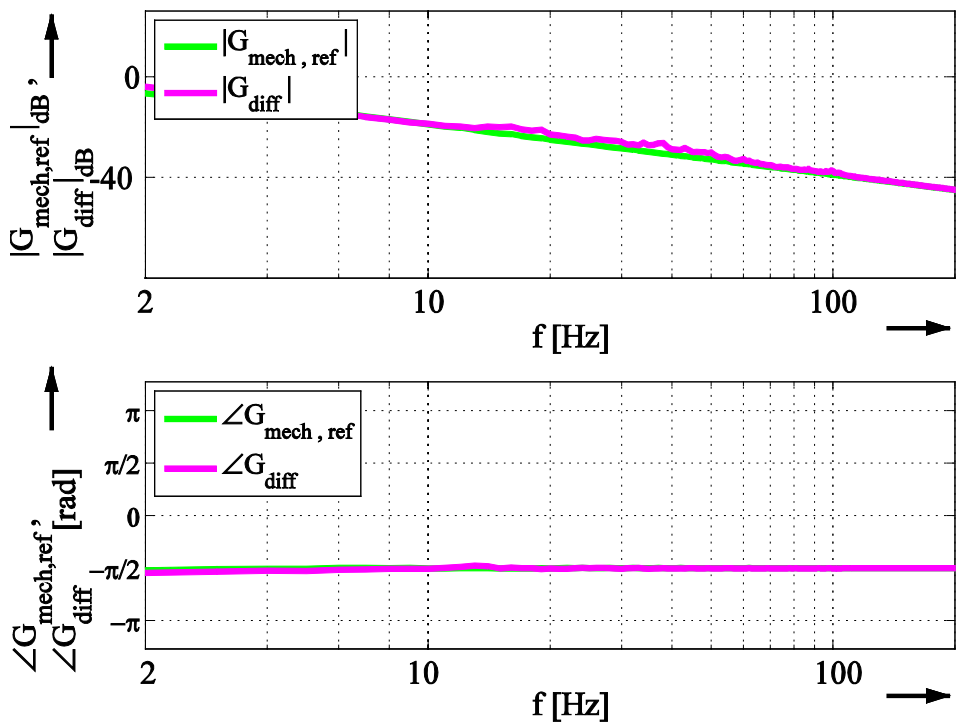


Bild 4.9: Ermittelter Differenz-Frequenzgang der Mechanik durch Herausrechnen der Beobachterfunktion für das Ein-Massen-System, Simulation; $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$

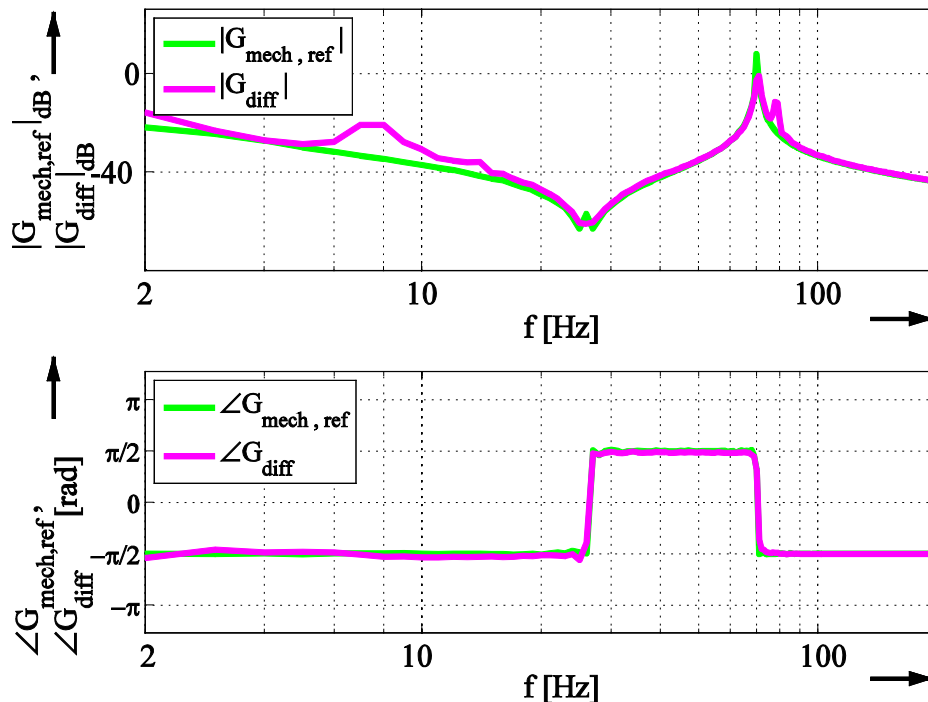


Bild 4.10: Ermittelter Differenz-Frequenzgang der Mechanik durch Herausrechnen der Beobachterfunktion für das Zwei-Massen-System, Simulation; $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ars}} = 26 \text{ Hz}$

Gemäß der Systemübersicht in Bild 4.4 kann nun die identifizierte Beobachterstruktur $G_{\text{beob}}(j\omega)$ aus dem eigentlich identifizierten Frequenzgang $G_{\text{mech+beob}}(j\omega)$ herausgerechnet werden und man erhält gemäß Gleichung (4.1) den reinen Frequenzgang des mechanischen Systems als Resultat. Die entsprechenden Ergebnisse für das simulierte Ein- und Zwei-Massen-System in Bild 4.9 und Bild 4.10 im Vergleich zu den Referenzkurven unterstreichen damit die dargestellte Theorie noch einmal.

Der einzige Unterschied zwischen den modellierten Systemen liegt im Aufbau des angetriebenen mechanischen Systems, sodass sich folgende Erkenntnisse festhalten lassen:

- Das Identifikationsergebnis aus einer Frequenzgang-Bestimmung für einen drehgeberlos geregelten Antrieb beinhaltet zusätzlich zur mechanischen Charakteristik auch eine Übertragungsfunktion der verwendeten Beobachterstruktur
- Diese Funktion zwischen echter und geschätzter Drehzahl wird auch maßgeblich durch die mechanische Beschaffenheit des Antriebssystems bestimmt
- Da in einem drehgeberlos geregelten Antrieb die echte Maschinendrehzahl nicht zur Verfügung steht, kann die Ermittlung der Beobachter-Übertragungsfunktion nicht durch eine Identifikationsroutine erfolgen

- Für Ein-Massen-Systeme gibt der Schätzwert für die Drehzahl mit der Beobachterstruktur des klassischen Luenberger Adaptiven Beobachters eine sehr zuverlässige Schätzung
- Zur genauen Schätzung der Maschinendrehzahl für ein Zwei-Massen-System durch Beobachter-Strukturen müssen die mechanischen Eigenschaften des Systems berücksichtigt werden

Aus dieser Einsicht lässt sich schließen, dass für eine zuverlässige drehgeberlose Identifikation eines nicht bekannten Zwei-Massen-Systems mit Drehzahlschätzung über eine Beobachterstruktur die mechanische Charakteristik bereits bekannt sein müsste.

Dieser Widerspruch lässt sich mit dem vorliegenden Verfahren insofern beseitigen, als durch den dargestellten ersten Identifikationsschritt schon die Information über die Lage der Resonanzfrequenz gewonnen werden kann, wie aus Bild 4.2 ersichtlich ist. Diese Kenntnis bildet die Grundlage für den im Folgenden beschriebenen zweiten Identifikationsschritt.

4.2 Schritt 2: Identifikation mit erweiterter Beobachterstruktur

Dem vorigen Abschnitt kann entnommen werden, dass die Struktur des klassischen adaptiven Beobachters zwar geeignet ist, eine gute Drehzahlschätzung für starre Mechaniken zu gewährleisten. Wie die simulierten Identifikationsergebnisse für das Mehr-Massen-System zeigen, weicht die beobachtete Drehzahl jedoch für die schwingungsfähigen Mechaniken stark von der realen Drehzahl ab. Es gilt demnach, die Eigenschaften des mechanischen Systems in der Drehzahlschätzung mit einzubeziehen.

Aus dem ersten Identifikationsschritt kann bereits die Lage der Resonanzfrequenz des Zwei-Massen-System bestimmt werden.

Betrachtet man nun die Gleichung (2.19), so ist es möglich, mit dieser Information bei bekannten Massenträgheiten von Motor und Last die Federsteifigkeit C der Welle zu berechnen. Die Massenträgheit des Motors J_M liegt durch das Datenblatt der Maschine meistens vor. Für die lastseitige Trägheit im System kann eine Bestimmung sehr einfach über einen Hochlaufversuch erfolgen, bei dem die gesamte Mechanik als Ein-Massen-System modelliert wird und damit Gleichung (2.1) gilt. Mit

$$J_{\Sigma} = J_M + J_L \quad (4.3)$$

ist damit auch die Massenträgheit der Lastseite leicht bestimmbar.

Es sind somit alle benötigten Parameter für ein Modell des Zwei-Massen-System wie in Bild 2.3 unter Vernachlässigung der Dämpfung vorhanden. Dieses Modell kann nun

zur Korrektur der Drehzahl-schätzung herangezogen werden und somit den Einfluss des mechanischen Systems auf den Schätzwert der Drehzahl berücksichtigen.

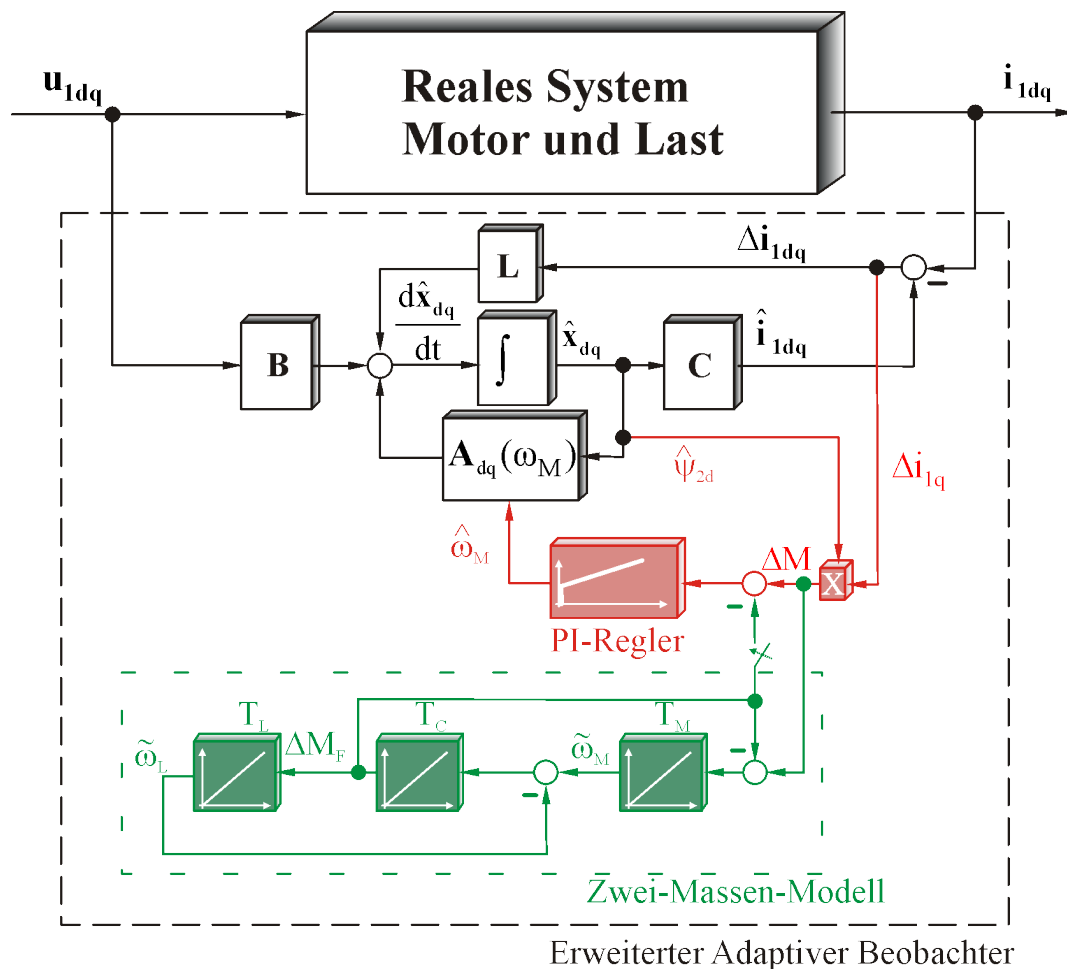


Bild 4.11: Struktur des erweiterten adaptiven Beobachters

Wie in Kapitel 3.2.4 dargestellt, erfolgt die Schätzung der motorseitigen Drehzahl für den klassischen adaptiven Beobachter aus dem Schätzfehler des Drehmomentes nach Gleichung (3.20). Die theoretischen Untersuchungen im vorigen Kapitel zeigen, dass diese Annahme für starre Mechaniken durchaus Gültigkeit hat.

Der systembedingte Unterschied zum Zwei-Massen-System liegt im Federmoment M_F der tordierenden Welle. Zur exakteren Schätzung des Drehzahlwertes für Mehr-Körper-Systeme muss dieses demnach für die Drehzahl-schätzung in der Beobachterstruktur Berücksichtigung finden. In dieser Arbeit wird daher die neue Struktur eines erweiterten adaptiven Beobachters nach Bild 4.11 verwendet, der das mechanische Modell und den Einfluss des Federmomentes in die Drehzahl-schätzung mit einbezieht. Das Strukturbild macht deutlich, dass durch den Einfluss des Federmomentes im Zwei-Massen-Modell eine Korrektur des Drehmomentfehlers ΔM innerhalb der Beobachterstruktur für die Schätzung der Drehzahlgröße erfolgt. Der eingezeichnete

Schalter stellt den Übergang zwischen dem ersten und dem zweiten Identifikationsschritt mit der erweiterten Beobachterstruktur dar.

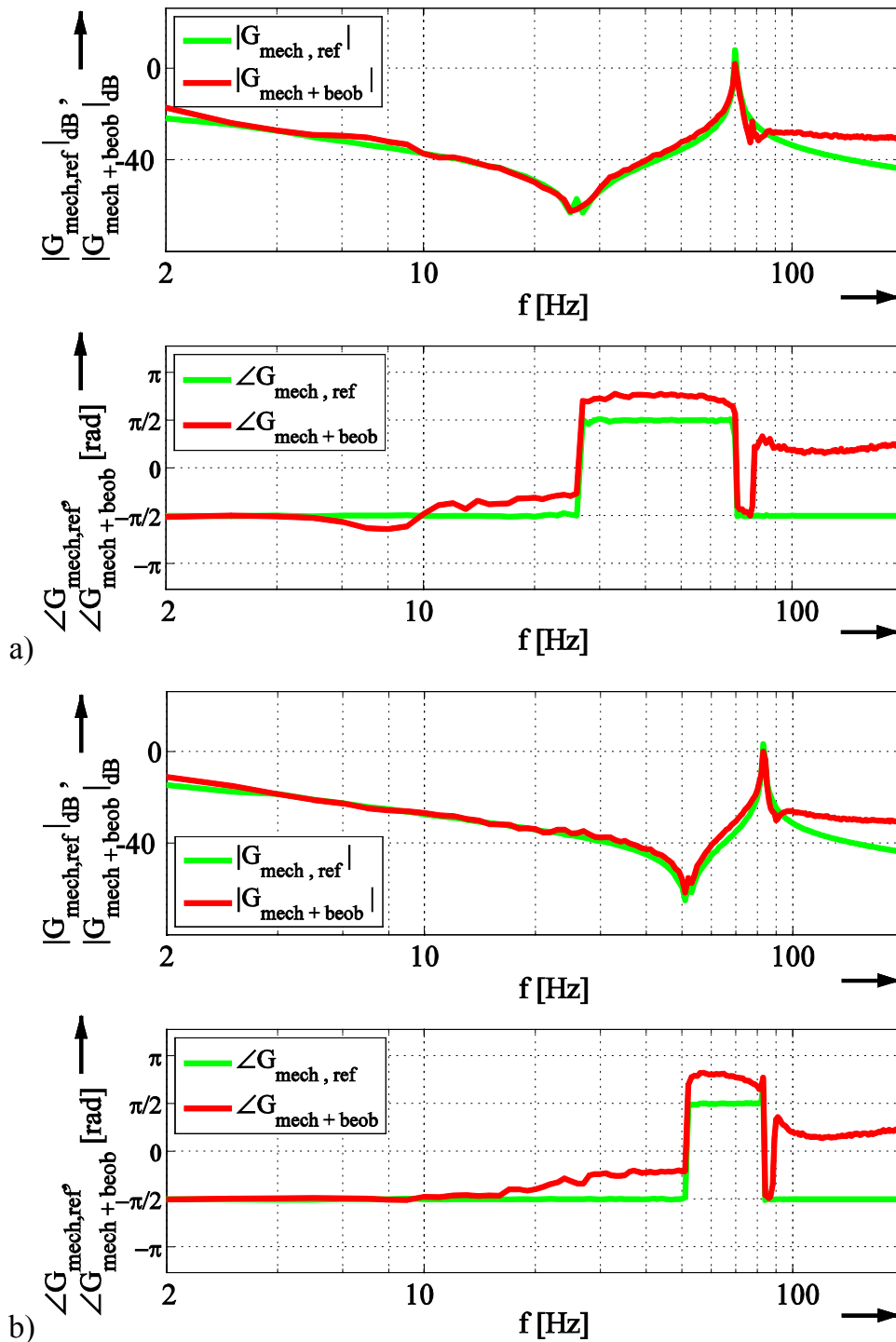


Bild 4.12: Identifikationsergebnisse der gerberlosen Identifikation mit erweitertem adaptivem Beobachter einschließlich des entsprechenden Zwei-Massen-Modells, Simulation für $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, a) $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$ b) $f_{\text{res}} = 83 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 52 \text{ Hz}$

Die beiden oben dargestellten Simulationsergebnisse in Bild 4.12 a) und b) resultieren aus einer Identifikationsroutine mit der erweiterten Beobachterstruktur für unterschiedliche Mechaniken bei einem konstanten Drehzahlswert von $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$.

Wie aus den simulierten Kurven ersichtlich ist, gelingt die drehgeberlose Identifikation des mechanischen Systems mit dem erweiterten Beobachter in sehr guter Übereinstimmung zur Referenzkurve. Diese Tatsache verdeutlicht ebenfalls die wesentlich exaktere Drehzahlschätzung mit dem erweiterten Beobachter für schwingungsfähige, mechanische Systeme als mit dem klassischen adaptiven Beobachter.

Dazu sei im folgenden Bild 4.13 der ermittelte Frequenzgang zwischen der simulierten Maschinendrehzahl und der geschätzten Drehzahl für den erweiterten drehzahladaptiven Beobachter aufgezeichnet.

In der Gegenüberstellung zu den dargestellten Verhältnissen in Bild 4.7 ist zu bemerken, dass die Eigenschaften nun stark dem Beobachter für das Ein-Massen-System ähneln. Eine gute Übereinstimmung zwischen geschätzter und beobachteter Drehzahl ist durch den nahezu konstanten Verlauf im Amplitudengang über einen weiten Frequenzbereich gegeben. Allein an der Stelle der Resonanzfrequenz wird eine Abweichung deutlich, da die geschätzte Größe hier gegenüber der reellen Drehzahl eine Dämpfung erfährt und in der Phase um ca. 120° abweicht. Dem erfolgreichen Einsatz der Identifikationsroutine tut dies jedoch keinen Abbruch, wie den Kurven der Simulation in Bild 4.12 entnommen werden kann.

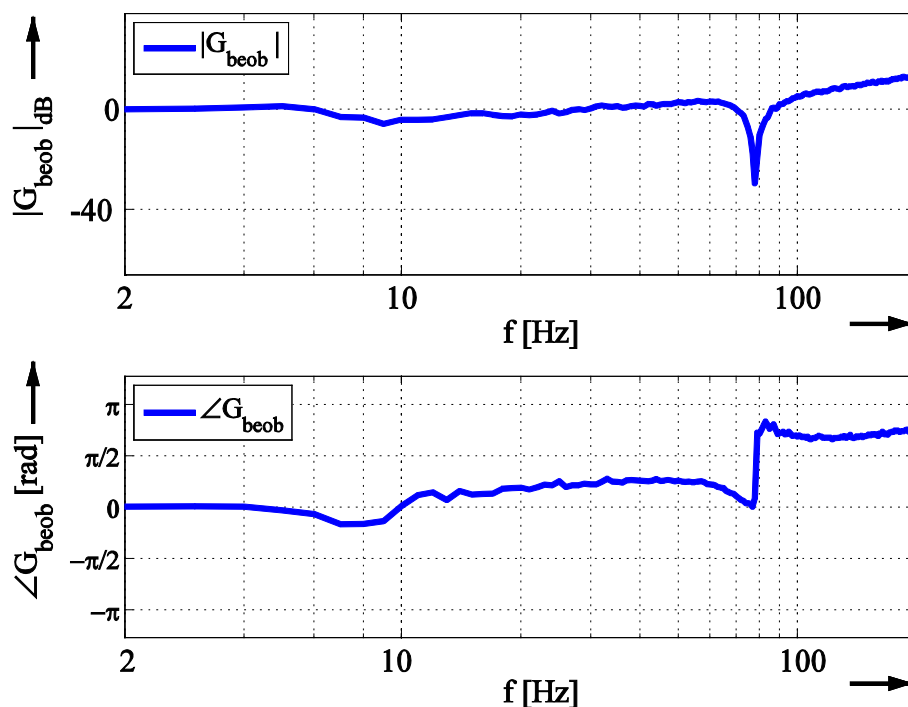


Bild 4.13: Identifizierter Frequenzgang der erweiterten adaptiven Beobachterstruktur für die Resultate aus Bild 4.12 zwischen simulierter und geschätzter Drehzahl, Simulation

Das folgende Bild 4.14 fasst die Schritte zur drehgeberlosen Identifikation mittels Frequenzgangbestimmung, wie sie z.B. in einer automatisierten Inbetriebnahmeprozedur zur Anwendung kommen könnten, noch einmal zusammen.

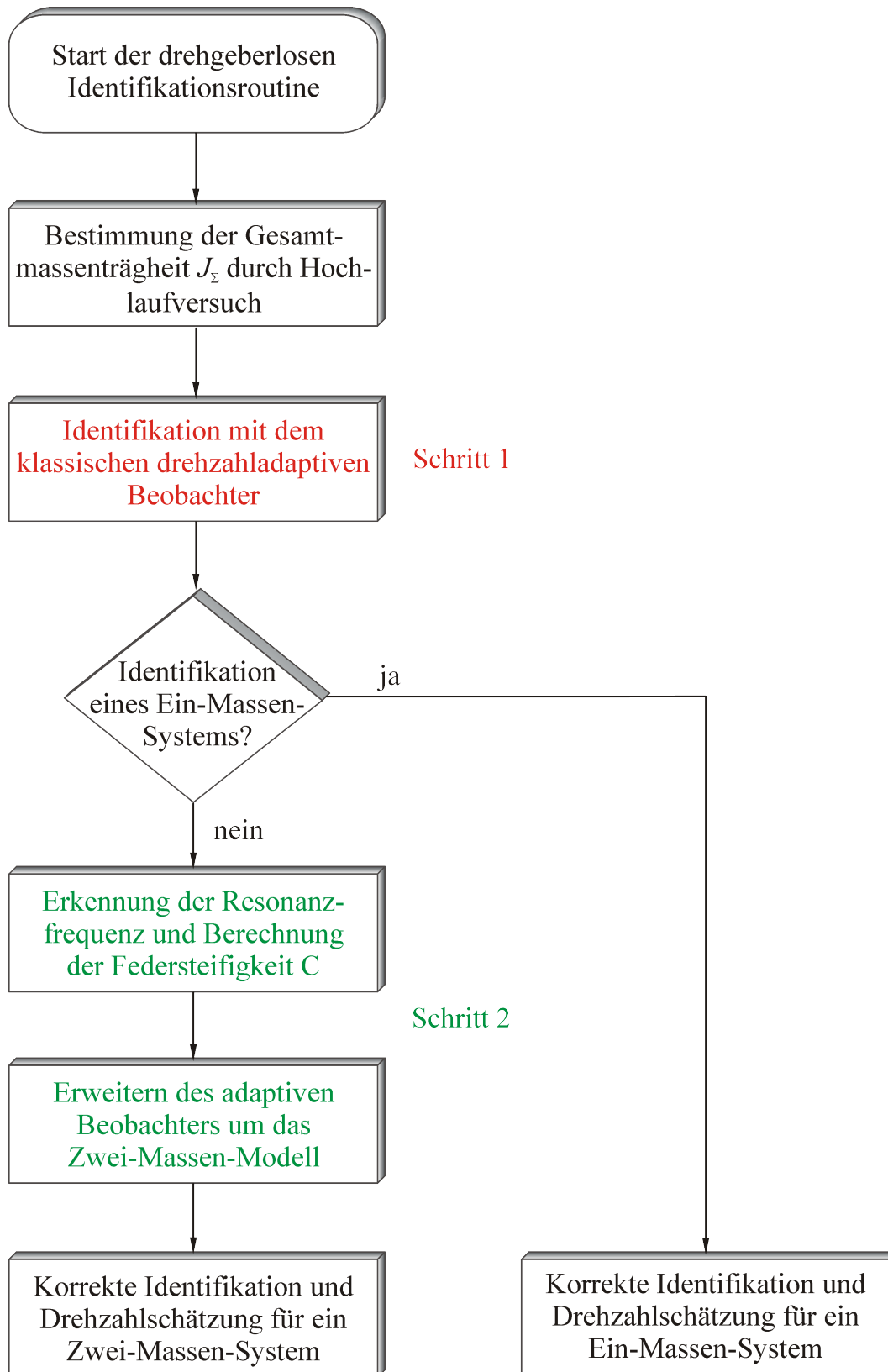


Bild 4.14: Übersicht der geberlosen Identifikationsroutine mit der Zwei-Schritt-Identifikation für ein Zwei-Massen-System

5 Lagerschadenserkennung und -diagnose in Antriebssystemen

Neben den automatisierten Werkzeugen, die die Inbetriebnahme eines Antriebsstranges ausgesprochen effektiv ermöglichen, bilden Diagnosetools einen wichtigen Eckpfeiler für einen effizienten und wartungsoptimierten Betrieb der Anlage. Fehler können frühzeitig erkannt und im Rahmen von geplanten Instandhaltungsintervallen beseitigt werden, bevor sie zu ungeplanten Stillständen der Anlagen mit erheblichen Folgekosten führen können.

Für elektromechanische Antriebstränge sind Schäden an den installierten Lagerungen die Hauptursache für ungeplante Stillstandzeiten [Blö06], [Lin03], [SHKB95], [TD99]. Eine Methode zur frühzeitigen Erkennung eines sich anbahnenden Lagerschadens erwirkt somit einen durchaus positiven Effekt auf die Betriebskosten der Anlage.

Die Untersuchungen in [ZVP08], [PVD09], [Vil07] bestätigen theoretisch und praktisch, dass die Methode der Frequenzgangbestimmung des Antriebssystems mittels der Welch-Methode unter Verwendung eines Drehgebers für eine zuverlässige und frühzeitige Erkennung von Wälzlagerschäden im Antriebsstrang zur Anwendung kommen kann.

Die in diesem Abschnitt dargestellten Zusammenhänge sollen die Theorie zur Lagerschadendiagnose noch einmal kurz beleuchten und die Möglichkeit der Verwendung der drehgeberlosen Frequenzgangbestimmung mit dem erweiterten Luenberger Beobachter als Diagnosetool für Wälzlagerschäden aufzeigen. Weiterführende Erläuterungen und detailliertere Zusammenhänge können unter anderem in den guten Quellen aus [Vil07], [Zou07] gefunden werden, sowie in den vorangegangenen Arbeiten und weiteren Veröffentlichungen [PVSZ10], [VP07], [VZP07], [ZVP08].

5.1 Aufbau und Verwendung von Wälzlagern

Wälzlager dienen in Antriebssträngen als Lagerungen der Achsen und Wellen für drehende Bewegungen. Als Lagerungen kommen Wälzlager, unterschieden nach der Form der Wälzkörper z.B. als

- Kegelrollenlager,
- Nadelrollenlager,
- Tonnenrollenlager,

- Zylinderrollenlager oder
- Rillenkugellager,

zum Einsatz [BEHW95], [HK07a].

Die entsprechenden Wälzkörper im Lager werden üblicherweise durch den Käfig auf festen Abstand voneinander gehalten, damit durch einen Zusammenstoß der drehenden Wälzkörper die Übertragung der Drehbewegung nicht erschwert wird. Die Wälzkörper bewegen sich zwischen zwei Ringen, dem Außen- und dem Innenring und erlauben so eine reibungsarme, drehende Relativbewegung zweier Komponenten zueinander. Auch die Führung von Wellen ist eine Hauptaufgabe der Wälzlager als Los- oder Festlager im Antriebsstrang.

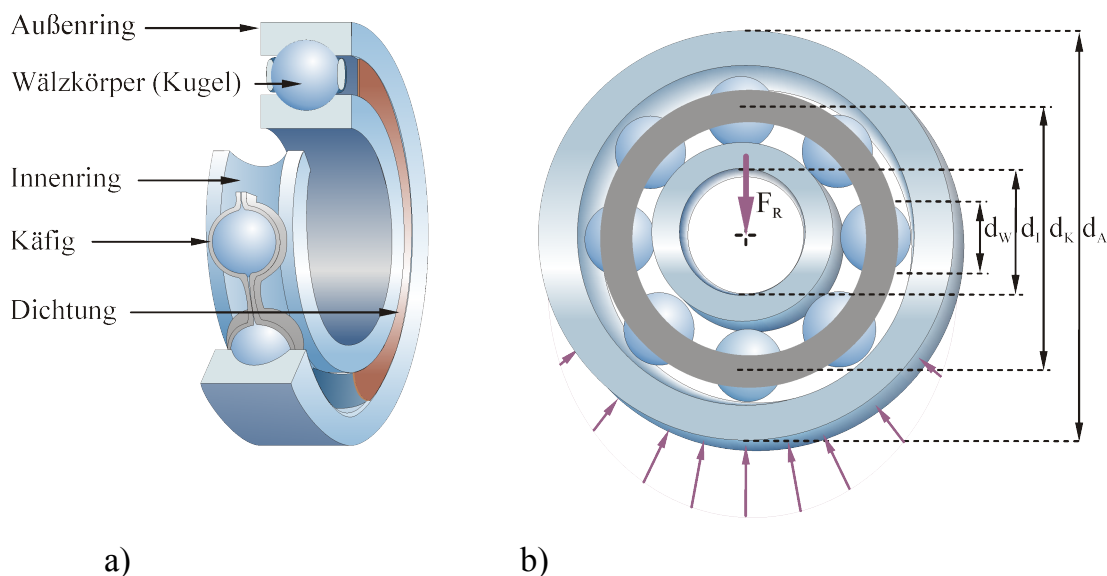


Bild 5.1: Übersicht zum Aufbau eines Radial-Rillenkugellagers
a) Komponenten b) Abmessungen und Lastzone

Je nach Belastungsrichtung der Lagerung kann noch zwischen

- Radiallagern und
- Axiallagern

unterschieden werden. Lager, die Lasten in beiden Richtungen aufnehmen können werden als Schräglager bezeichnet.

Der grundsätzliche Aufbau eines Radialkugellagers mit Bezeichnung der entsprechenden Hauptkomponenten ist in Bild 5.1 a) zur Übersicht zusammengefasst.

Die charakteristischen Abmessungen eines Radialkugellagers sind dem Bild 5.1 b) zu entnehmen. Es sind hier:

d_A	Durchmesser des Außenringes
d_I	Durchmesser des Innenringes
d_K	Durchmesser des Käfigs
d_W	Durchmesser des Wälzkörpers

Zusätzlich ist die sogenannte Lastzone im Bild 5.1b) dargestellt. Sie verdeutlicht die Aufteilung einer radial wirkenden Wellenbelastung F_R auf den Teilumfang des Außenringes des Lagers [BEHW95]. Es ist gut zu erkennen, dass der größte Teil der eingeleiteten radialen Kraft auf der 6-Uhr-Position eingreift und nach außen hin abnimmt. Diese Eigenschaft der Lastzone ist ursächlich für die häufige Entstehung von Schaden am Außenring an der entsprechenden Position mit der höchsten Belastung [BEHW95], [HK07a], [HK07b], [SHH06] und eine besondere Charakteristik für die Diagnose von Innenringsschäden, wie im späteren Verlauf erläutert werden wird.

Wälzlager sind kostengünstig und finden daher einen breiten Anwendungsbereich bei unterschiedlichsten Arbeitsmaschinen. Als Alternative sind noch Gleitlager zu nennen, bei denen die beiden Ringe durch einen Ölfilm voneinander getrennt sind und welche eine extrem niedrige Reibung aufweisen. Diesem Vorteile der Gleitlager steht allerdings ein höherer Kostenaufwand und Wartungsaufwand gegenüber sowie die Notwendigkeit, im Betrieb einen dauerhaft vorhandenen Ölfilm zu gewährleisten.

5.2 Ursachen und Schadensarten von Wälzlagerschäden

Die Ursachen für das Auftreten eines Fehlers an der Lagerung bis hin zur Beeinträchtigung oder zum Versagen der Funktion sind mannigfaltig. Weitgehende Ausführungen können der Literatur z.B. in [BEHW95], [EKSS96], [HK07b] [HS00a], [HS00b], [OHS03], [SHKB95] entnommen werden. Die Hauptgründe für das Auftreten eines Schadens liegen unter anderem jedoch in folgenden Fehlerquellen begründet:

- Fertigungsfehler
- Unsachgemäße Installation oder Handhabung
- Mangelhafte Schmierung
- Eindringen von Schmutz oder Feuchtigkeit
- Lagerströme
- Betrieb bei unzulässigen Bedingungen

Welche der obigen Ursachen auch immer zutreffen mag, sie führt in jedem Falle dazu, dass das Lager mit fortlaufendem Betrieb in seiner Funktion zunehmend abnimmt. Die Folgen machen sich durch einen unruhigen Lauf, eine erhöhte Reibung mit steigender Erwärmung bis hin zum Versagen der Komponenten (Käfigbruch) oder Blockieren der Lagerung bemerkbar. Dabei kann der Fehler punktuell an einer der Komponenten Wälzkörper, Käfig, Innen- oder Außenring auftreten. Dieses Schadensbild wird als singulärer Schaden bezeichnet. Tritt jedoch die Beeinträchtigung großflächig an einem oder mehreren Elementen auf, so liegt ein breitbandiger Schaden vor [SHH04a]. Diese Unterscheidung der Schadensarten aus [SHH04a] rührt von den Auswirkungen des jeweiligen Schadentyps auf das Spektrum der zur Schadensdiagnose verwendeten Größe her:

- Singuläre Schäden erzeugen reproduzierbare Veränderungen an einzelnen Stellen der spektralen Zusammensetzung der zur Diagnose verwendeten Messgröße. Häufig sind diese Stellen sogar eindeutig zuzuordnen und können so eine Diagnose wesentlich vereinfachen, da sie Schlüsse auf die defekte Lagerkomponente zulassen.
- Die breitbandigen Schäden resultieren in einer Veränderung des Spektrums der Messgröße über einen weiten Bereich. Einige Ursachen von Lagerfehlern haben als Konsequenz diese Schadensart zur Folge.

Ein ausreichend arbeitendes Fehlererkennungs- und Diagnosewerkzeug muss im Stande sein, beide Fehlerarten zuverlässig zu erkennen.

Das Vorhandensein eines Schadens an der Lagerung im Antrieb macht sich insbesondere durch die veränderten Laufeigenschaften oder die erhöhte Temperatur des Wälzlagers bemerkbar. Diese Auswirkungen treten üblicherweise über einen längeren Zeitraum auf, in dem sie mit steigender Präsenz hervortreten und werden zur Diagnose von Lagerschäden herangezogen.

5.3 Verfahren und Methoden zur Fehlererkennung und Diagnose von Lagerschäden

Die Auswirkungen eines auftretenden Schadens an der Lagerung des Antriebes dienen - wie oben angedeutet - als Diagnosegröße zur Erkennung. Das Auftreten eines Schadens an der Lagerung macht sich insbesondere in folgenden Größen bemerkbar [BEHW95], [Blö06], [HK07b], [Lin03], [NTL05], [TD98], [Wol02]:

- Temperaturanstieg des Lagers durch erhöhte Reibung
- Steigen der Geräuschemissionen am Lager

- Erhöhte Vibrationen des Antriebsstranges
- Veränderungen am Drehmoment der Anlage
- Beeinflussung der Drehzahl des Antriebes

Das Ziel eines Diagnoseverfahrens muss sein, einen sich anbahnenden Lagerschaden so frühzeitig zu detektieren, dass eine Verminderung der produzierten Güterqualität bis hin zu einem Totalausfall der Anlage als schlimmste Konsequenz ausgeschlossen werden kann. Über diese Grundanforderung – der Fehlererkennung - hinaus sollten aber auch wesentlich weitreichendere Funktionalitäten durch ein gutes Diagnosetool abgebildet werden. Hierzu zählt hauptsächlich die Ursachenermittlung, welcher Effekt zum Auftreten des Schadens beigetragen hat, um die Fehlerquelle im zukünftigen Betrieb der Anlage auszuschließen. Diagnosewerkzeuge beinhalten daher auch einen Trendspeicher, der die zur Diagnose verwendeten Messgröße(n) ebenso wie andere Prozessgrößen aufzeichnet, um Zusammenhänge verschiedener Parameter zur Diagnose heranziehen zu können. Auch eine Erkennung, welche Komponente am Lager den Defekt aufweist, ist bei der Ursachenforschung äußerst hilfreich. Einer Fehlererkennung sowie der weiteren Diagnose liegt häufig eine Referenz zu Grunde, die den Normalbetrieb des Lagers bzw. der Anlage repräsentiert. Eine Veränderung in Bezug auf diese Größe, z.B. Lagertemperatur oder Vibrationspegel der Neuanlage, liefert dann den Schluss auf den Zustand der Lagerung. Ein paar grundlegende Möglichkeiten zur Früherkennung von Lagerfehlern sollen im Folgenden kurz beleuchtet werden, von denen einige bereits in industriellen Anlagen Verwendung finden.

5.3.1 Temperaturmessung zur Schadenserkennung

In industriellen Anlagen beruht die Detektion von Lagerfehlern häufig auf einer Überwachung der Anlagenvibrationen oder der Lagertemperaturen [BEHW95], [TD98], [YK99].

Eine Messung der Lagertemperatur erfordert einen entsprechenden Sensor, der so am Lager angebaut sein muss, dass er zuverlässig eine Anhebung der Temperatur aufnehmen kann. Da ein Temperaturanstieg am Lager meistens über einen längeren Zeitraum auftritt, kann mit dieser Methode zwar eine Fehlererkennung erfolgen. Weitere Möglichkeiten zur Diagnose des Schadens sind jedoch üblicherweise ohne visuelle Kontrolle der Lagerung nach notwendigem Ausbau nicht gegeben. Dieses Verfahren ist allerdings weit verbreitet und kostengünstig. Außerdem kann es auch zur Detektion von Fehlern an Gleitlagerungen zum Einsatz kommen.

5.3.2 Lagerfehlererkennung durch Körperschall

Die Erkennung eines Lagerfehlers kann auch durch Messung des vom Lager abgestrahlten Körperschalles erfolgen [Fil95], [TD98]. Eine reine Geräuschemessung birgt den Nachteil, dass externe Geräuschquellen zu Fehleinschätzungen führen können. Daher sollte der Körperschall direkt am Lager mit geeigneten, schwingungs isolierten Sensoren aufgenommen werden. Die Anbringung dieser Messaufnehmer gestaltet sich jedoch nicht immer einfach und die Auswertung ist bei kleinen Drehzahlen mit resultierender geringer Geräuschemission nicht aussagekräftig. Neben der prinzipiellen Fehlererkennung ist eine weitere Schadensdiagnose über Körperschallmessung ebenfalls nicht möglich.

5.3.3 Vibrationsbasierte Verfahren zur Schadensdiagnose

Die recht häufig eingesetzte Schwingungsüberwachung in Antriebssystemen bietet eine sehr gute Möglichkeit, das System auf verschiedene Aspekte hin zu überwachen und zu diagnostizieren. Mittels der eingesetzten Messaufnehmer können so erhöhte Vibrationen an der Anlage als Maß für einen Fehler erkannt werden. Die aufgenommenen Größen sind hier üblicherweise

- Schwingbeschleunigung,
- Schwinggeschwindigkeit,
- Schwingweg

oder auch Kombinationen dieser – dann abgeleiteten – Größen, um eine erweiterte Möglichkeit zur Diagnose zu erhalten.

Breitbandige Vibrationsmessung

Eine recht einfache Methode, um einen Fehler zu erkennen, ist die breitbandige Messung des Effektivwertes der entsprechenden Messgröße, deren Trendverlauf dann ein Fortschreiten des Fehlers anzeigen kann.

Für drehende Anlagen ist diese Art der Fehlererkennung mit entsprechenden Bewertungszonen und Grenzwerten als Richtwerte in der Norm [ISO98] festgehalten. Als Messgröße wird der Schwingweg oder die Schwinggeschwindigkeit zur Bemessung anhand der entsprechenden Zonen beschrieben. Die Messung muss breitbandig mindestens im Bereich zwischen 10 Hz und 1000 Hz durchgeführt werden. Durch die Normung der Grenzwerte für verschiedene Schadensstufen kann die Messung nach [ISO98] als deterministische Methode zur Fehlererkennung klassifiziert werden. Anhand der gemessenen Vibrationsgröße ist im Vergleich zu den Grenzwerten der Be-

wertungsbereiche in der Norm eine Einstufung der Schadensgröße bzw. des Anlagenzustandes direkt möglich.

Die breitbandige Messung ist generell gut geeignet über einen Trendverlauf oder anhand der Bewertungszonen der Norm eine Fehlererkennung durchzuführen. Insbesondere die oben genannten breitbandigen Schäden des Lagers lassen sich so gut erkennen. Neben dem Effektivwert können auch statistische Merkmale der Messgröße wie Schiefe oder Wölbung zur Fehlererkennung dienen wie z.B. in [GJN05], [SHH04c]. Eine frühzeitige Detektion von singulären Schäden ist durch diese breitbandigen Verfahren jedoch nicht sicher zu gewährleisten [Lin03], [SHH04a], [SHH06] und erfordert damit weitreichendere Maßnahmen zur Diagnose.

Frequenzanalyse der gemessenen Vibrationsgröße

Soll zusätzlich zur Fehlererkennung auch eine Diagnose stattfinden, so erlaubt neben der breitbandigen Auswertung eine spektrale Untersuchung der Messgröße weitere Einblicke in das System. Mittels vibrationsbasierter Verfahren ist es so möglich, z.B. Lagerfehler oder Exzentrizität im System genauer zu beurteilen. Lagerschäden mit einem ausgeprägten diskreten Charakter, die sogenannten singulären Schäden, können hierdurch diagnostiziert werden und sollen nun noch nähere Erläuterung finden.

Das bezeichnende Merkmal der singulären Beschädigungen ist eine klar zu lokalisierende Fehlstelle an einer der Hauptkomponenten des Lagers. Beschädigungen am Außenring und Innenring sind mit 90% Gesamtanteil der auftretenden Lagerschäden hier besonders hervorzuheben [Ben87], [RM01], sodass sie im Weiteren nähere Betrachtung finden.

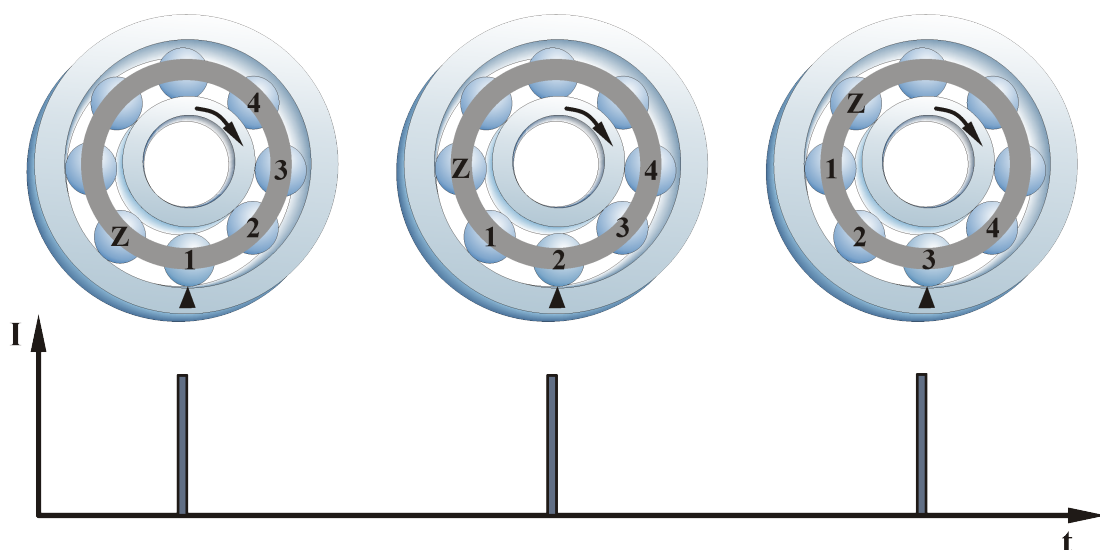


Bild 5.2: Singulärer Schaden am Außenring eines Radialkugellagers

Ein singulärer Schaden kann mit fortschreitendem Betrieb auch zu einer großflächigeren Beschädigung am Lager führen, sodass eine frühzeitige Erkennung immens wichtig ist.

Im vorangehenden Bild 5.2 ist eine singuläre Beschädigung am Außenring eines Radialkugellagers einer Maschine dargestellt, die sich mit konstanter Drehzahl dreht.

Der Außenring ist im Lagergehäuse fixiert, sodass der Innenring mit konstanter Drehzahl n rotiert. Der Schaden am Außenring ist im obigen Bild auf der 6-Uhr-Position angenommen. Dies ist auch der wahrscheinlichste Ort für einen singulären Außenringfehler, da hier die radiale Belastung des Lagers am größten und damit das Lagerspiel am geringsten ist [BEHW95], [HK07a], [SHH06]. Man erkennt, dass beim Überrollen der schadhaften Stelle mit einer Kugel jeweils ein Schadensimpuls entsteht. Für eine konstante Drehzahl der Anlage ergibt sich damit ein periodisches Pulsmuster. Die Periodizität entspricht der sogenannten charakteristischen Fehlerfrequenz f_{char} für einen Außenringschaden f_{AR} und kann durch die Lagergrößen und die mechanische Drehzahl errechnet werden zu [BEHW95], [HK07b], [LCTH00], [Zou07]

$$f_{\text{char}} = f_{\text{AR}} = f_n \cdot \frac{Z}{2} \cdot \left[1 - \frac{d_{\text{Wk}}}{d_{\text{K}}} \cdot \cos(\theta) \right] \quad (5.1)$$

Als weitere Variablen in (5.1) sind folgende Größen aufgeführt.

f_n	Mechanische Drehfrequenz des Innenringes
Z	Anzahl der Wälzkörper des Lagers
θ	Lastwinkel an den Wälzkörpern

θ ist der Lastwinkel, der sich bei Belastung des Lagers zwischen Anpresskraft der Wälzkörpern an die Ringlaufflächen und der Mittelachse des Lagers ergibt. Er ist insbesondere für Schräglager oder vorgespannte Lagerungen in (5.1) maßgeblich. Für Radiallager mit rein vertikaler Belastung gilt $\theta = 0$. Eine genauere Herleitung der obigen und weiteren Gleichungen aus den unterschiedlichen Relativgeschwindigkeiten der Lagerkomponenten kann z.B. [BEHW95], [LCTH00] oder [Zou07] entnommen werden.

Sollten die genauen Kenngrößen der Lagerung nicht bekannt sein, so kann auch folgende Näherungsformel zur Bestimmung der charakteristischen Fehlerfrequenz für einen Außenringschaden zur Diagnose herangezogen werden. Sie gilt für Lager mit 8-12 Wälzkörpern [ACT05], [Ben00], [SHH04c].

$$f_{AR} \approx 0,4 \cdot f_n \cdot Z \quad (5.2)$$

Im Spektrum der Vibrationsgröße finden sich neben der charakteristischen Frequenz auch deren Vielfache. Dies ist der Tatsache geschuldet, dass die Anregung des Lagers mit der charakteristischen Frequenz impulsartig erfolgt und die Reaktion des Systems auf diesen Impuls abklingt. Die entsprechende Hüllkurve dieser Reaktion beinhaltet auch die Vielfachen der Fehlerfrequenz [BEHW95], [Fil95], [HK07b]:

$$f_{char,\lambda}(\lambda) = f_{AR,\lambda}(\lambda) = \lambda \cdot f_{AR} \quad \lambda = 1, 2, 3, \dots \quad (5.3)$$

Im Falle einer singulären Beschädigung des Innenringes eines Radialwälzlagers gestaltet sich das Fehlerbild etwas unterschiedlich im Vergleich zum Außenringsschaden. Das nachfolgende Bild 5.3 zeigt, wie sich die Fehlerstelle am Innenring bei der Drehbewegung über die Wälzkörper hinweg dreht und den zugehörigen erzeugten Impulsstoß.

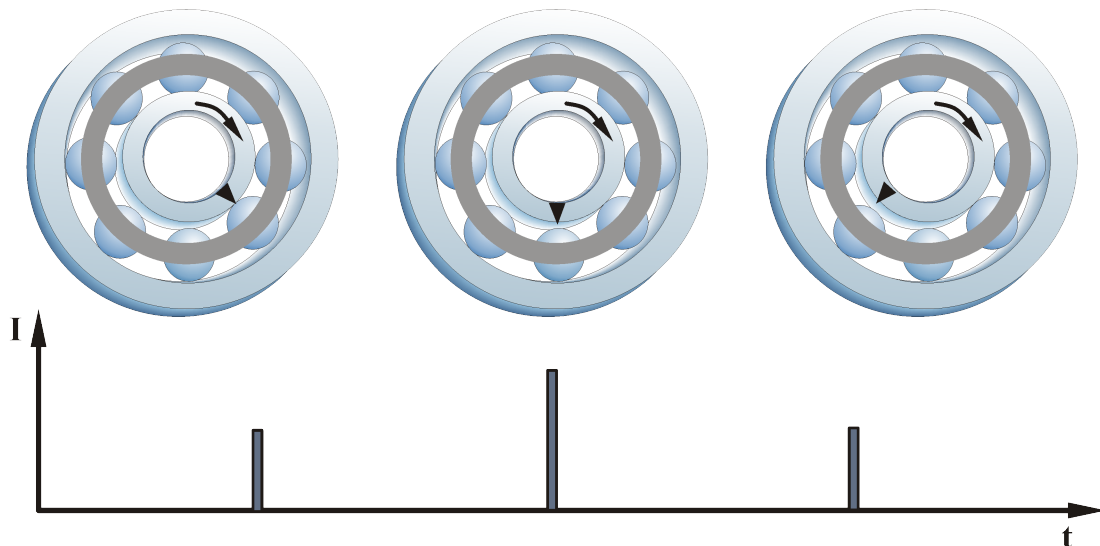


Bild 5.3: Singulärer Innenringsschaden eines Radialkugellagers

Dabei ergibt sich die Impulsfrequenz abhängig von der Relativgeschwindigkeit des Innenrings zu der Umlaufgeschwindigkeit des Käfigs bzw. der Wälzkörper. Sie kann analog zu (5.1) als charakteristische Fehlerfrequenz für einen Innenringsschaden f_{IR} angegeben werden [BEHW95], [LCTH00], [OHS03]:

$$f_{char} = f_{IR} = f_n \cdot \frac{Z}{2} \cdot \left[1 + \frac{d_{wk}}{d_k} \cdot \cos(\theta) \right] \quad (5.4)$$

Bei unbekanntem Lagergrößen erlaubt folgende Näherungsformel für Lager mit 8-12 Wälzkörpern eine Abschätzung dieser Fehlerfrequenz [ACT05] [Ben00]:

$$f_{IR} \approx 0,6 \cdot f_n \cdot Z \quad (5.5)$$

Die Lastzone aus Bild 5.1 begründet die variierende Impulsstärke bei einem Fehler am Innenring. Durch die höhere Belastung an der 6-Uhr-Position bildet sich hier der Stoßimpuls beim Überrollen der Wälzkörper stärker aus als außerhalb dieses Punktes. Dies ist auch der Grund dafür, dass sich die Diagnose von Innenringschäden schwieriger gestaltet, als die eines Außenringschadens mit konstanter Amplitude des Schadenspulses [OHS03], [SHH06]. Als Resultat dieser Eigenschaft können Seitenbänder um die charakteristische Fehlerfrequenz im Spektrum der Diagnosegröße auftreten. Da sich die Modulation der Impulsstärke einmal pro mechanische Umdrehung wiederholt, liegen diese Seitenbänder im Spektrum im Abstand $\pm f_n$ um die charakteristische Fehlerfrequenz [BEHW95], [SHH06]. Neben der eigentlichen Fehlerfrequenz können diese Seitenbänder als ein weiteres Merkmal für die Diagnose von Innenringschäden dienen. Ebenso wie bei der Beschädigung am Außenring ist das Auftreten von Vielfachen der charakteristischen Frequenz bei einem Innenringschaden möglich. Um diese Fehlerfrequenzen können sich dann entsprechend die Seitenbänder und ihre Vielfache ausbilden, sodass sich folgende Frequenzpunkte zur Diagnose von Innenringschäden angeben lassen:

$$f_{\text{char},\lambda,\nu}(\lambda, \nu) = f_{\text{IR},\lambda,\nu \text{ re/li}}(\lambda, \nu) = \lambda \cdot f_{\text{IR}} \pm \nu \cdot f_n$$

$$\lambda = 1, 2, 3, \dots; \nu = 1, 2, 3, \dots \quad (5.6)$$

Die Unterscheidung, ob das linke oder rechte Seitenband um die charakteristische Frequenzstelle angegeben wird, ist durch den Zusatz „re“ bzw. „li“ im Folgenden angegeben.

Durch die Messung der Vibrationsgrößen am Antriebsstrang lässt sich nach den oben genannten Ausführungen sehr effektiv und für ein weites Spektrum der Schadensarten eine Fehlererkennung und -diagnose durchführen. Zur Erkennung der breitbandigen Schäden liefert eine breitbandige Erfassung der RMS-Werte gute Ergebnisse. Singuläre Schäden bringen durch ihre kurzen Impulsstöße kaum einen Beitrag zum Effektivwert der Schwinggröße oder erst in einem sehr fortgeschrittenen Stadium des Schadens. Daher bedient man sich hier der spektralen Analyse der Messgröße und erhält über die Fehlerfrequenzen charakteristische Merkmale zur frühen Diagnose eines solchen Schadens. Entsprechende Fehlerfrequenzen können auch für Schäden an den Wälzkörpern oder des Käfigs angegeben werden [LCTH00], [OHS03]. Es bietet sich daher an, die Fehlererkennung und -diagnose durch vibrationsbasierte Verfahren auf mehrere Merkmale zu stützen, um eine sichere Früherkennung der Schäden zu erreichen. Als Beispiele für die Extraktion der Schadensmerkmale aus vibrationsbasierten Messungen durch unterschiedliche Verfahren seien dem interessierten Leser folgende Quellen empfohlen: [GLLP04], [GJN05], [IBRT10], [LCTH00], [Lin03], [SHH06].

Obwohl die Verfahren mittels Messung der Vibrationsgrößen sehr gute Ergebnisse liefern, haben sie doch den Nachteil, dass der erhöhte Sensoraufwand, die Verkabelung und die zugehörige Auswertung einen zusätzlichen Kostenfaktor im Antriebssystem darstellen.

Möglichkeiten zur Nutzung der für die Regelung ohnehin vorhandenen Sensoren eliminieren diese Kosten und sollen auf den folgenden Seiten erläutert werden.

5.3.4 Diagnose von Beschädigungen mittels Statorstrom

Sensoren, die an elektrischen Antrieben für die Regelung und aus Sicherheitsgründen nicht zu ersetzen sind, erfassen die Statorströme der Maschine. Eine Möglichkeit, diese Sensoren ebenfalls zur Detektion von Fehlern an der elektrischen Maschine zu verwenden, gestattet damit den Verzicht auf zusätzliche kostenintensive Sensorik. Sollte die angeschlossene Maschine Unsymmetrien beliebiger Art aufweisen, so ist die Information hierüber über geeignete Mittel aus den gemessenen Strömen extrahierbar. Zusätzlich zu dieser Eigenschaft bilden die Statorströme ein Maß des anliegenden Drehmomentes an der Welle der Maschine und können auch hierüber Auskunft liefern. Die Nutzung der Maschinenströme zur Zustandsüberwachung von elektrischen Maschinen wird im englischsprachigen Gebrauch häufig als MCSA (Motor Current Signature Analysis) bezeichnet. In der Literatur sind durch diese Verfahren Detektionen von elektrischen ebenso wie mechanischen Fehlern der Antriebsmaschine zu finden. Dabei wird das MCSA z.B. zur Erkennung von Windungsschlüssen oder Rotorstabbrüchen an Asynchronmaschinen ebenso eingesetzt wie zur Überwachung der Maschine auf Exzentrizität oder Unwucht [Ben00], [Blö06], [JLK06], [KHH04], [TD98]. Als Anhaltspunkt für weitere Informationen zur Schadenserkennung dieser Fehler sei der Leser auf folgende Quellen verwiesen: [Blö06], [SWL07], [TD99]. Auch als Mittel zur Diagnose von Lagerschäden an der Antriebsmaschine hat das MCSA viel Aufmerksamkeit in der Forschung bekommen.

Ein Fehler an einem der Maschinenlager führt in der Lagerung beim Überrollen der Schadensstelle zu einer radialen Relativbewegung zwischen Stator und Rotor. Diese Bewegung entspricht einer dynamischen Luftspaltexzentrizität, deren Auswirkung im Statorstrom mit geeigneten Mitteln erkennbar ist [ACT05], [AOTR08], [BGRR08] [Blö06], [Ben00], [SHH04b].

Zudem erhöht ein vorhandener Lagerdefekt die Reibung im Lager oder für singuläre Schäden periodisch das Drehmoment beim Überrollen der schadhafte Stelle [Blö06], [Fil95], [KHH04], [SWL07]. Zur Diagnose von singulären Schäden können damit ebenfalls die charakteristischen Fehlerfrequenzen des Schadensbildes angewendet

werden. Jedoch sind diese im Spektrum der gemessenen Größen nicht direkt abbildbar, sondern treten als Seitenbänder und deren Vielfache um die elektrische Grundwellenfrequenz f_{el} des Statorstromes auf [ACT05], [OHS03], [SHKB95], [TD98]:

$$f_{\text{Fehler}} = |f_{el} \pm \lambda \cdot f_{\text{char}}| \quad \lambda = 1, 2, 3, \dots \quad (5.7)$$

Methoden zur Anwendung von MCSA für Lagerfehler werden z. B. in [ACT05], [A-OTR08], [Ben00], [Blö06], [KB05], [Lin03] oder [SHH04b] vorgestellt. Es wird hier deutlich, dass zur Extraktion der Information über einen vorhandenen Fehler das gemessene Stromsignal meistens durch Filterung entsprechend aufbereitet werden muss. Anschließend kann durch die Fast Fourier Transformation eine Abbildung des Zeitsignals in den spektralen Bereich erfolgen. Da die den Fehlern zuzuordnenden Frequenzen eine wesentlich geringere Amplitude als z.B. die Grundfrequenz aufweisen, gestaltet sich die Detektion des Fehlers häufig schwierig [OHS03], [SHH04b]. Die Auswertung des Leistungsspektrums der Statorströme basiert häufig auf nicht-deterministischen Methoden. Dies beinhaltet, dass die erfassten Fehleramplituden nicht mit einem a-priori definierten Grenzwert als Vergleich zur Diagnose dienen können. Vielmehr kommen daher lernfähige Systeme zum Einsatz, die dann die Veränderungen gegenüber dem System im Neuzustand bewerten. Als Beispiele seien folgende Verfahren kurz aufgelistet:

- Neuronale Netze (z.B. [BKSS07], [EKD04], [SLHS95])
- Statistische Kenngrößen (z.B. [Fil95], [Lin03], [YK99],)

Die Eigenschaften dieser Verfahren erlauben anhand definierter Muster oder Werte eine Bewertung des Systemzustandes. Diese Verfahren werden daher häufig unter dem Stichwort der „Mustererkennung“ bzw. „Pattern Recognition“ zusammengefasst.

Eine weitere Schwierigkeit zur Nutzung der Strommessung als Methode zur Detektion von Lagerfehlern liegt in der Tatsache begründet, dass der Maschinenstrom häufig ein nicht-stationäres Signal ist. Über den Messzeitraum kann der erfasste Stromwert erheblich schwanken, z.B. durch Lastmomentänderungen. Damit sind der klassischen FFT Grenzen gesetzt, die ein stationäres Signal voraussetzt. Um diese Thematik anzugehen, können die Möglichkeiten der Short Time Fourier Transformation (STFT) oder Wavelet-Verfahren zur Anwendung kommen. Der interessierte Leser sei hierzu z.B. auf die Untersuchungen in [ED04], [Lin03], [YK99] verwiesen.

Trotz des großen Vorteils, dass für die Nutzung des MCSA zur Detektion und Diagnose von Lagerfehlern nur Standard-Sensoren verwendet werden, hat sich diese Methode in der Industrie zur Lagerfehlererkennung bisher nicht durchsetzen können [OHS03], [CSG15]. Die Gründe hierfür liegen in der umständlichen und schwierigen Extraktion

des Fehlersignals aus dem Stromspektrum mit wesentlich dominanteren Frequenzen und der Tatsache, dass nicht unbedingt alle charakteristischen Frequenzstellen im berechneten Spektrum auftauchen müssen [OHS03], [SHH04a], [SHH04b].

Neben der Vielzahl von Veröffentlichungen zur Detektion von singulären Lagerfehlern per MCSA finden allerdings die breitbandigen Fehler bisher nur recht wenig Aufmerksamkeit [SHH04a]. Auch dieser Hintergrund erschwert eine industrielle Akzeptanz des MCSA für Lagerfehler.

5.4 Möglichkeiten zur Lagerschadensdiagnose durch Frequenzgangmessung

Von den in den vorigen Abschnitten vorgestellten Möglichkeiten zur Erkennung und Diagnose von Lagerschäden kommen insbesondere die Detektion von Schäden über Temperaturerfassung am Lager oder die Diagnosemöglichkeiten der Vibrationsmessung in der Industrie zum Einsatz. Während die Temperaturmessung für singuläre Schäden nur schwer eine frühzeitige Schadenserkennung erlaubt, benötigen die Diagnoseverfahren über Vibrationsgrößen zusätzlichen Sensoraufwand. Die Möglichkeiten des MCSA ermöglichen zwar prinzipiell eine Detektion und Diagnose mit den Standard-Sensoren des Antriebssystems, allerdings ist die Extraktion des Fehlersignales nur recht schwierig durchführbar und bisher in keiner Weise standardisiert.

In den nun folgenden Abschnitten soll die Einsetzbarkeit der Frequenzgangbestimmung zur Erkennung und Diagnose von Wälzlagerfehlern zur Erläuterung kommen.

5.4.1 Diagnose von Wälzlagerfehlern im Frequenzgang unter Verwendung des gemessenen Drehzahlsignals

Die Erläuterungen zu den Auswirkungen der Lagerschäden auf die Antriebsmaschine in Kapitel 5.3 lassen erkennen, dass sowohl Drehmoment als auch Drehzahl vom vorhandenen Schaden beeinflusst werden (siehe auch z.B. [Blö06], [Wol02]). Eben diese beiden Größen – der dem Drehmoment proportionalen Maschinenstrom i_q und die motorseitige Drehzahl – finden zur Bestimmung des Frequenzganges Anwendung. In einem System, das mit einer Messwerterfassung für die Drehzahl ausgestattet ist, liegen daher beide Größen direkt messbar vor. Eine Beeinflussung des Frequenzganges durch den Lagerfehler ist demnach zu erwarten.

Die Untersuchungen in [Vil07], [Zou07], [ZVP07] und [ZVP08] haben verdeutlicht, dass sowohl singuläre Beschädigungen als auch breitbandige Fehler klar im Frequenzgang nachzuweisen sind. Neben den theoretischen Untersuchungen und im Labor er-

folgreich durchgeführter Diagnose wird zudem in [PVD09] das Verfahren zuverlässig an Maschinen getestet, deren Lagerungen im Laufe industrieller Prozesse und nicht künstlich geschädigt wurden.

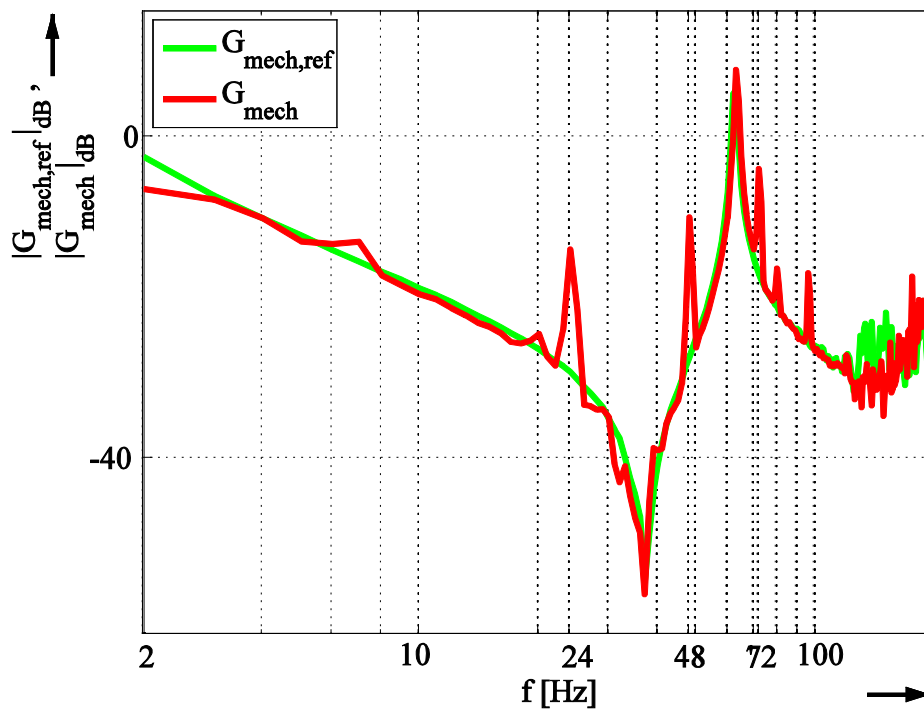


Bild 5.4: Amplitudengang des Messergebnisses der Diagnose per Frequenzgang mit Drehzahlmessung, Außenringschaden, $f_{res} = 64 \text{ Hz}$, $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{AR,\lambda} = \lambda \cdot 24 \text{ Hz}$

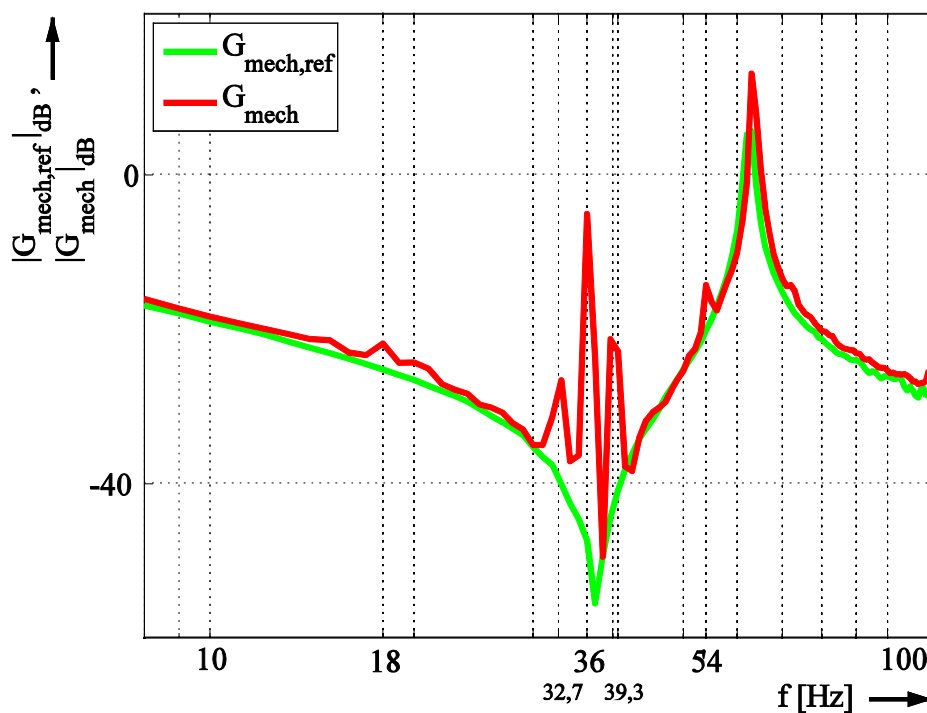


Bild 5.5: Amplitudengang des Messergebnisses der Diagnose per Frequenzgang mit Drehzahlmessung, Innenringschaden, $f_{res} = 64 \text{ Hz}$, $n^* = 200 \text{ min}^{-1}$, $f_{IR,\lambda,n} = \lambda \cdot 18 \text{ Hz} \pm n \cdot 3,33 \text{ Hz}$

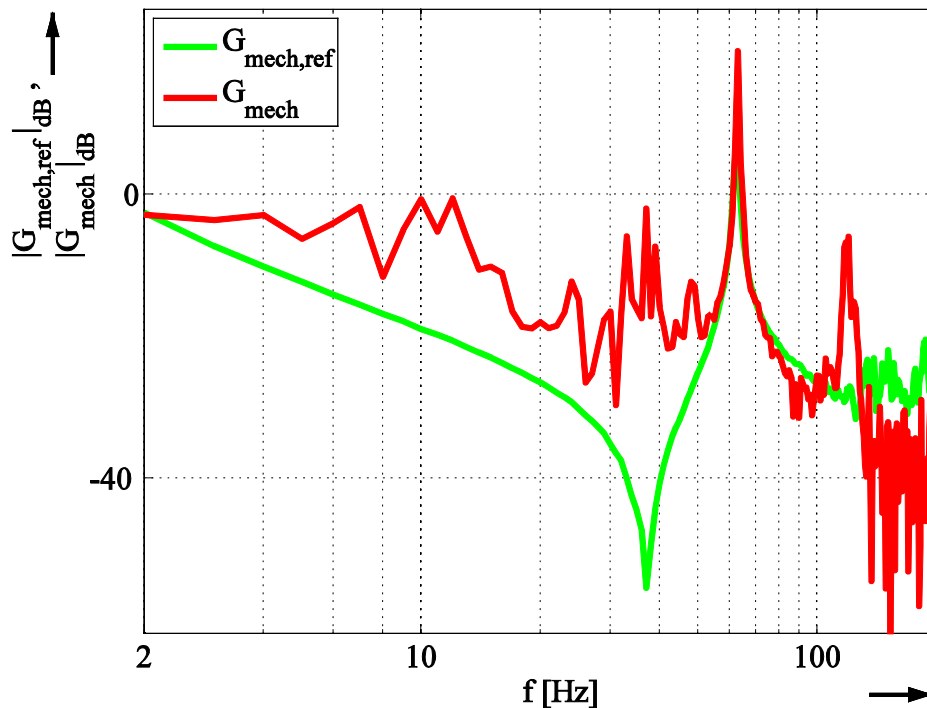


Bild 5.6: Amplitudengang des Messergebnisses der Diagnose per Frequenzgang mit Drehzahlmessung, Breitbandschaden, $f_{res} = 64 \text{ Hz}$, $n^* = 200 \text{ min}^{-1}$

Die dargestellte Folge von Messergebnissen in Bild 5.4 bis Bild 5.6 zeigt beispielhaft den Einfluss auf den Amplitudengang für die verschiedenen Schadensarten unter Verwendung der Methode und des Laboraufbaus von [Vil07], [Zou07].

Es wird deutlich, dass das Schadensbild für die singulären Beschädigungen entsprechend der charakteristischen Frequenzen und deren Vielfache im Frequenzgang nachweisbar ist. So kann in Bild 5.4 eine eindeutige, definierte Abweichung zwischen dem Referenzfrequenzgang und der Messkurve mit Außenringschaden bei dessen charakteristischer Fehlerfrequenz $f_{AR} = 24 \text{ Hz}$ und deren Vielfachen als markantes Diagnosemerkmal beobachtet werden. Für den Fall des Innenringschadens treten auch die durch die Lastzone bedingten Seitenbänder um die charakteristischen Frequenzstellen als zusätzlich kennzeichnendes Merkmal unverkennbar auf. Dazu zeigt Bild 5.5 den gemessenen Amplitudengang für eine charakteristische Innenring-Fehlerfrequenz von $f_{IR} = 18 \text{ Hz}$ und einem Seitenbandabstand von $f_n = 3,33 \text{ Hz}$. Insbesondere im Bereich der Anti-Resonanzstelle treten die Seitenbänder markant als Abweichungen zur Referenzkurve zu Tage. Ferner zeigt die Veränderung des Frequenzganges im Vergleich zur Referenzkurve in Bild 5.6 die Kennzeichen einer breitbandigen Beschädigung deutlich an.

Die Diagnose von Lagerfehlern per Frequenzgangmessung stellt prinzipiell eine nicht-deterministische Methode dar. Es ist zur Bewertung der Schadensgröße kein direkter Vergleichswert vorhanden. Allerdings liegt aus der Identifikationsroutine von der In-

betriebsnahme eine Referenzkurve bereits vor, die als Basis für die Diagnose dienen kann. Über die Abweichungen zu dieser Kurve kann zum einen anhand der charakteristischen Frequenzstellen auf die Art des Schadens geschlossen werden. Des Weiteren besteht auch die Möglichkeit, ein eigenes, statistisches Bewertungskriterium anzugeben, um eine unzulässige Abweichung zur Referenz quantitativ zu beurteilen. Eine solche automatisierte Diagnoseroutine anhand von Toleranzbändern um die Referenzkurve im Abstand der Standardabweichung kann in [Vil07] nachgelesen werden.

Für die in Bild 5.4 bis Bild 5.6 dargestellten Ergebnisse bildet die Frequenzgangmessung mit Drehzahlgeber aus Kapitel 2.4.2 die Grundlage. Durch die messtechnische Erfassung der Drehzahl und der drehmomentbildenden Statorstromkomponente liegt bezüglich der Schadensauswirkung eine zweikanalige Signalauswertung vor.

Soll das System drehgeberlos geregelt werden, so kann nur noch die Messung des Statorstromes die Information über den vorhandenen Schaden zur Frequenzgangberechnung beitragen. Der folgende Abschnitt soll daher theoretisch beleuchten, ob eine Diagnose der unterschiedlichen Fehlerarten durch die drehgeberlose Frequenzgangbestimmung dennoch durchführbar ist.

5.4.2 Anwendung der drehgeberlosen Frequenzgangbestimmung zur Schadensdiagnose

Wie dem Bild 4.4 zu entnehmen ist, resultiert die Frequenzgangbestimmung im drehgeberlosen Betrieb der Anlage aus der Verarbeitung der gemessenen drehmomentbildenden Stromkomponente i_q und der geschätzten Drehzahlinformation der Antriebsmaschine $\hat{\omega}_M$ aus der Beobachterstruktur. Der Drehzahlschätzwert wird allerdings im Beobachter aus dem Schätzfehler der drehmomentbildenden Stromkomponente generiert. Damit bildet prinzipiell nur die einkanalige Information aus der Strommessung die Grundlage zur Detektion eines vorhandenen Schadens an den Lagerungen wenn die Bestimmung des Frequenzganges drehgeberlos erfolgt.

Die folgenden Abschnitte sollen anhand von Simulationen die theoretische Möglichkeit zur Diagnose von Lagerschäden mittels drehgeberloser Frequenzgangbestimmung für die verschiedenen Schadensarten beleuchten.

Diagnose von singulären Beschädigungen

Da die überwiegende Zahl der Lagerfehler in der Industrie am Innenring oder Außenring auftreten [Ben87], [RM01], werden diese beiden Fälle in der Simulation näher untersucht.

Zu Beginn steht eine geeignete Abbildung des Fehlerbildes des entsprechenden Schadens, das in die Simulation einfließen muss. Betrachtet man die Erläuterungen zu Auswirkungen der singulären Lagerschäden aus Kapitel 5.3.3, so kann der resultierende Störimpuls zur simulatorischen Darstellung der Beschädigung Verwendung finden. Das nachstehende Blockschaltbild in Bild 5.7 und zeigt die Berücksichtigung dieser Störimpulse für einen Außenringschaden als Störmoment im mechanischen System an der lastseitigen Lagerung.

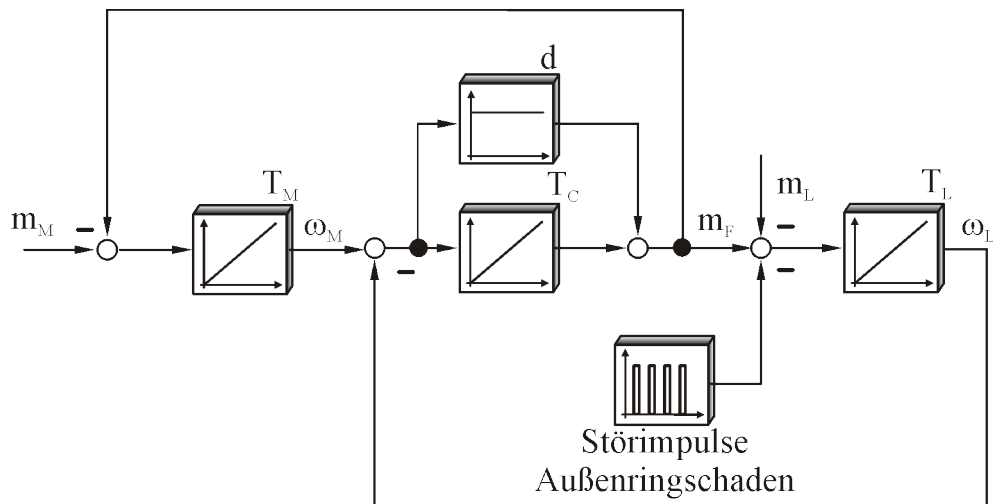


Bild 5.7: Simulation der Störimpulse eines Außenringschadens

Bild 5.7 ist zu entnehmen, dass ein Außenringschaden durch das Einbringen von impulsartigen Störmomenten mit konstanter Amplitude gemäß Bild 5.2 nachgebildet wird. Die Periode der Störimpulse entspricht der charakteristischen Frequenz des Außenringschadens gemäß Gleichung (5.3). Im Gegensatz zu den Untersuchungen zur Diagnose von Lagerfehlern im Frequenzgang mit Drehzahlmessung wird, wie in Kapitel 5.4.1 erläutert, bei der drehgeberlosen Messung nur noch die Information aus einem Messsignal ausgewertet. Dennoch unterstreichen die Simulationsergebnisse in Bild 5.8 a) und b), dass auch die einkanalige Auswertung der Statorströme im drehgeberlos geregelten System eine Diagnose der Beschädigung am Außenring durch die gleichen markanten und vorhersehbaren Abweichungen zur Referenzkurve erlaubt. Dabei wurde vorerst die Identifikationsroutine im ersten Identifikationsschritt mit dem klassischen adaptiven Beobachter durchgeführt.

Die berechneten Ergebnisse zeigen deutlich, dass sich der Außenringschaden an den charakteristischen Frequenzstellen im drehgeberlos identifizierten Frequenzgang abzeichnet. Dabei stellt Bild 5.8 a) heraus, dass sich die Einflüsse der Lagerbeschädigung im Amplituden- und auch im Phasengang niederschlagen.

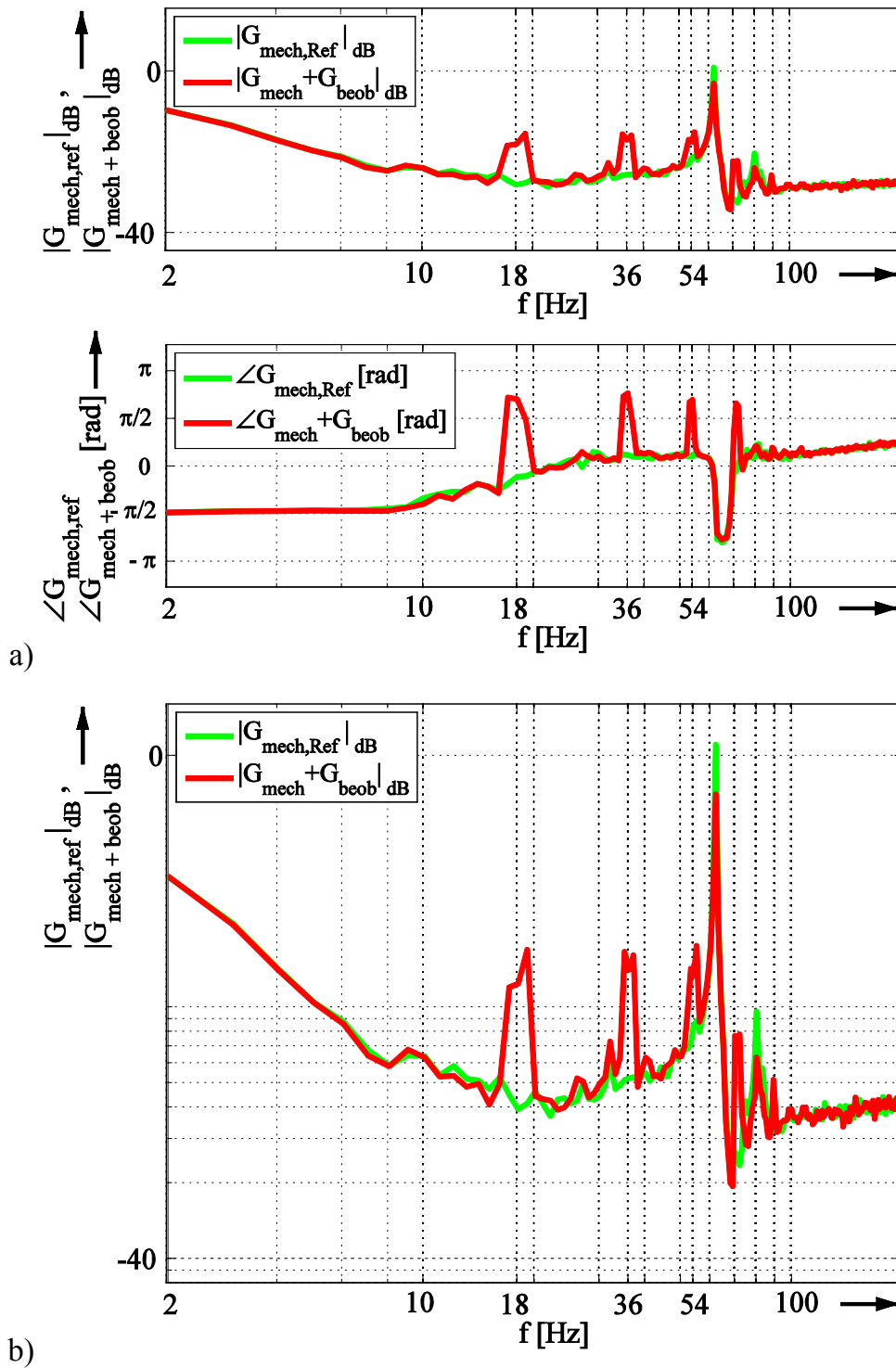


Bild 5.8: Simulationsergebnis zur geberlosen Diagnose eines Außenringfehlers;
Adaptiver Beobachter, $f_{res} = 62 \text{ Hz}$, $f_{ares} = 38 \text{ Hz}$; $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$, $f_{AR,\lambda} = \lambda \cdot 18 \text{ Hz}$;
a) Frequenzgang, b) Amplitudengang

Eine detailliertere Darstellung der Abweichungen an den charakteristischen Frequenzstellen $f_{AR,1} = 18 \text{ Hz}$ und den Vielfachen $f_{AR,2} = 36 \text{ Hz}$, sowie $f_{AR,3} = 54 \text{ Hz}$ für den Drehzahlswert von $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$ ist dem Amplitudengang in Bild 5.8 b) zu entnehmen.

Bild 5.9 stellt ebenfalls simulierte Ergebnisse der Frequenzgangbestimmung unter Einfluss eines Außenringschadens dar, wobei der Drehzahlberechnung nun der erweiterte adaptive Beobachter, inklusive des mechanischen Modells zu Grunde liegt. Die Betriebsbedingungen sind hier ähnlich denen für das Resultat in Bild 5.4 gewählt worden.

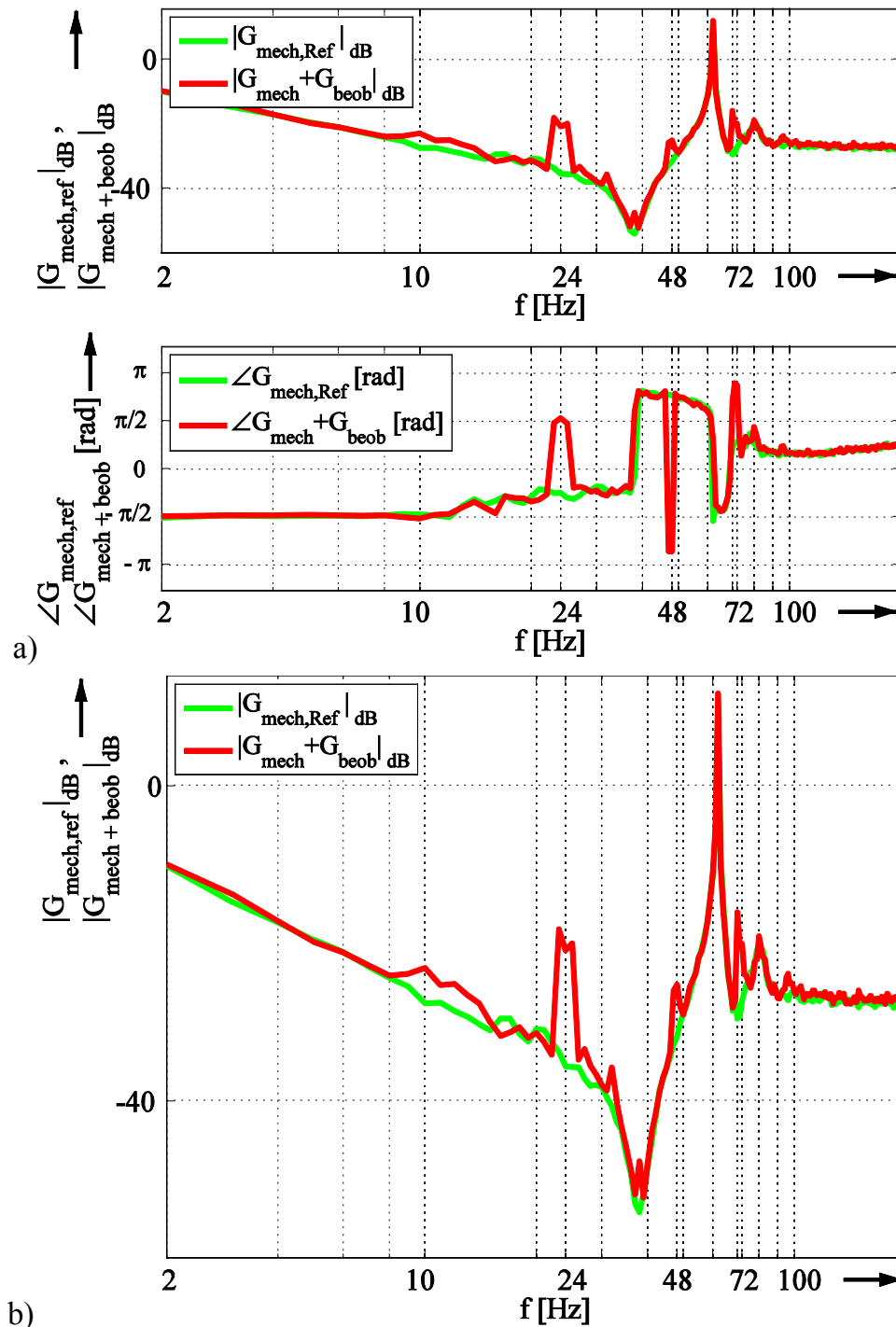


Bild 5.9: Simulationsergebnis zur geberlosen Diagnose eines Außenringfehlers; Erweiterter Adaptiver Beobachter, $f_{\text{res}} = 62 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 38 \text{ Hz}$; $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{AR},\lambda} = \lambda \cdot 24 \text{ Hz}$;
a) Frequenzgang, b) Amplitudengang

Zudem wurde der Drehzahlollwert des simulierten Motors auf $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$ erhöht, um die Zuverlässigkeit der Auswertung anhand der veränderten charakteristischen Fehlerfrequenz zu erfassen.

Der berechnete Frequenzgang weist auch hier die kennzeichnenden Abweichungen zwischen Referenzkurve und identifiziertem System an den Frequenzstellen des Außenringsschadens auf. Für den geänderten Drehzahlwert liegen diese nun bei $f_{AR,1} = 24 \text{ Hz}$, sowie den Vielfachen $f_{AR,2} = 48 \text{ Hz}$ und $f_{AR,3} = 72 \text{ Hz}$.

Aus den obigen Messreihen wird damit deutlich, dass die drehgeberlose Identifikationsroutine mit dem klassischen Luenberger Beobachter ebenso wie mit dem neu dargestellten erweiterten Beobachter zuverlässig in der Lage ist, zur Diagnose von singulären Beschädigungen am Außenring Verwendung zu finden. Obwohl im Gegensatz zur Identifikationsroutine mit Drehgeber nur eine einkanalige Signalverarbeitung zum Einsatz kommen kann, treten die markanten Punkte für eine erfolgreiche Diagnose in der Simulation im Amplituden- und Phasengang deutlich in Erscheinung.

Für die Simulation eines Innenringfehlers kommt ebenfalls ein Störimpulsmuster mit charakteristischer Fehlerfrequenz dieses Schadens zur Verwendung (Bild 5.10).

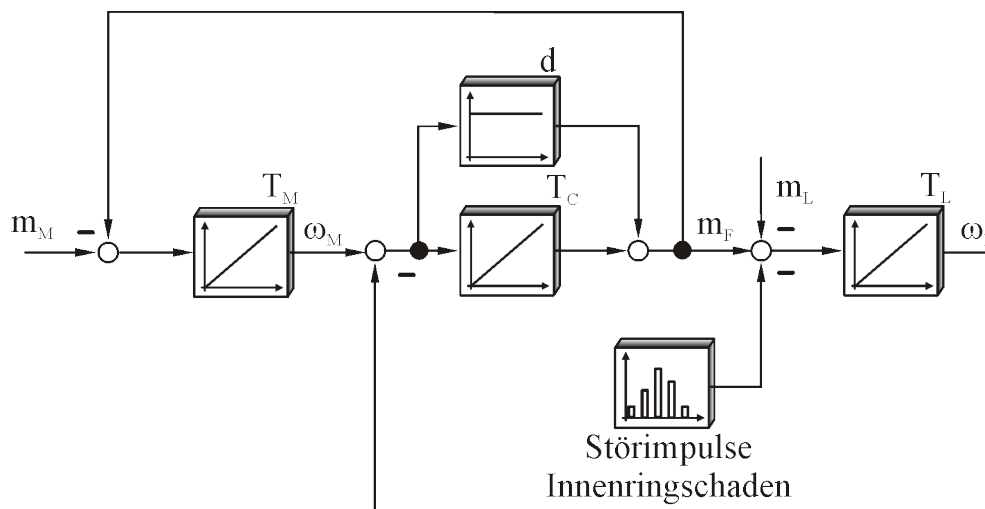


Bild 5.10: Simulation der Störimpulse eines Innenringsschadens

Um die besonderen Eigenschaften durch den Einfluss der Lastzone abzubilden, wird die Amplitude der Impulse jedoch in Abhängigkeit der Lage des Fehlerortes pro mechanische Umdrehung moduliert.

Hierzu erfolgt die Bewertung der Impulsstärke mit einer Hüllkurve, die die Variation der Schadensstärke im Bereich zwischen der 3-Uhr- und der 9-Uhr-Position mit einem sinusförmigen Verlauf einbezieht. Während der restlichen mechanischen Umdrehung im oberen Teil des Lagers kommt eine konstant geringe Amplitude zur Betrachtung, da hier der Schadensimpuls minimal ist (siehe Bild 5.1). Eine Übersicht zur Erzeugung

dieser Fehlermuster, sowie die resultierenden Muster aus der Simulation zur Erkennung des Innenringfehlers sind im Bild 5.11 dargestellt.

Aus der Literatur ist zu entnehmen [OHS03], [SHH06], dass die singulären Beschädigungen am Innenring durch die variierende Amplitude schwerer zu identifizieren sind als ein Fehler am Außenring des Lagers. Daher sollen die folgenden Untersuchungen anhand der simulierten Anlage zeigen, ob die drehgeberlose Identifikationsroutine diese Schadensart theoretisch auch diagnostizieren kann.

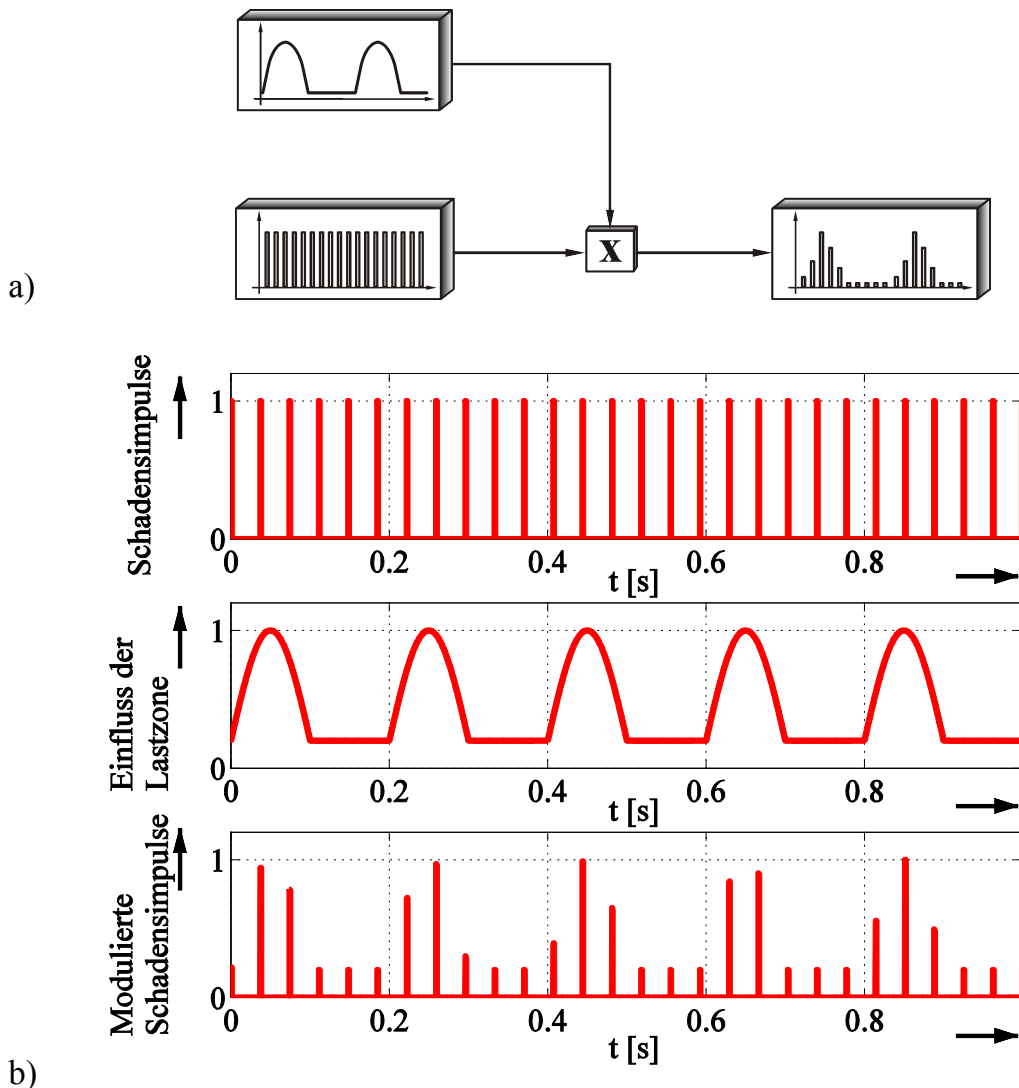


Bild 5.11: Einfluss der Lastzone auf die Innenring-Schadensimpulse, $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$

a) Übersicht zur Erzeugung des Impulsmusters

b) Generierter Einfluss der Lastzone auf die Impulse in der Simulation

In den folgenden Darstellungen in Bild 5.12 a) und b) finden sich die Ergebnisse zur Möglichkeit der Diagnose eines Innenringsschadens mit dem klassischen adaptiven Beobachter für einen Drehzahl Sollwert von $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$. Insbesondere im Amplitudengang sind die Abweichungen zur Referenzkurve deutlich an den charakteristischen Frequenzstellen des Innenringfehlers $f_{\text{IR},1} = 27 \text{ Hz}$ und $f_{\text{IR},2} = 54 \text{ Hz}$ zu erkennen.

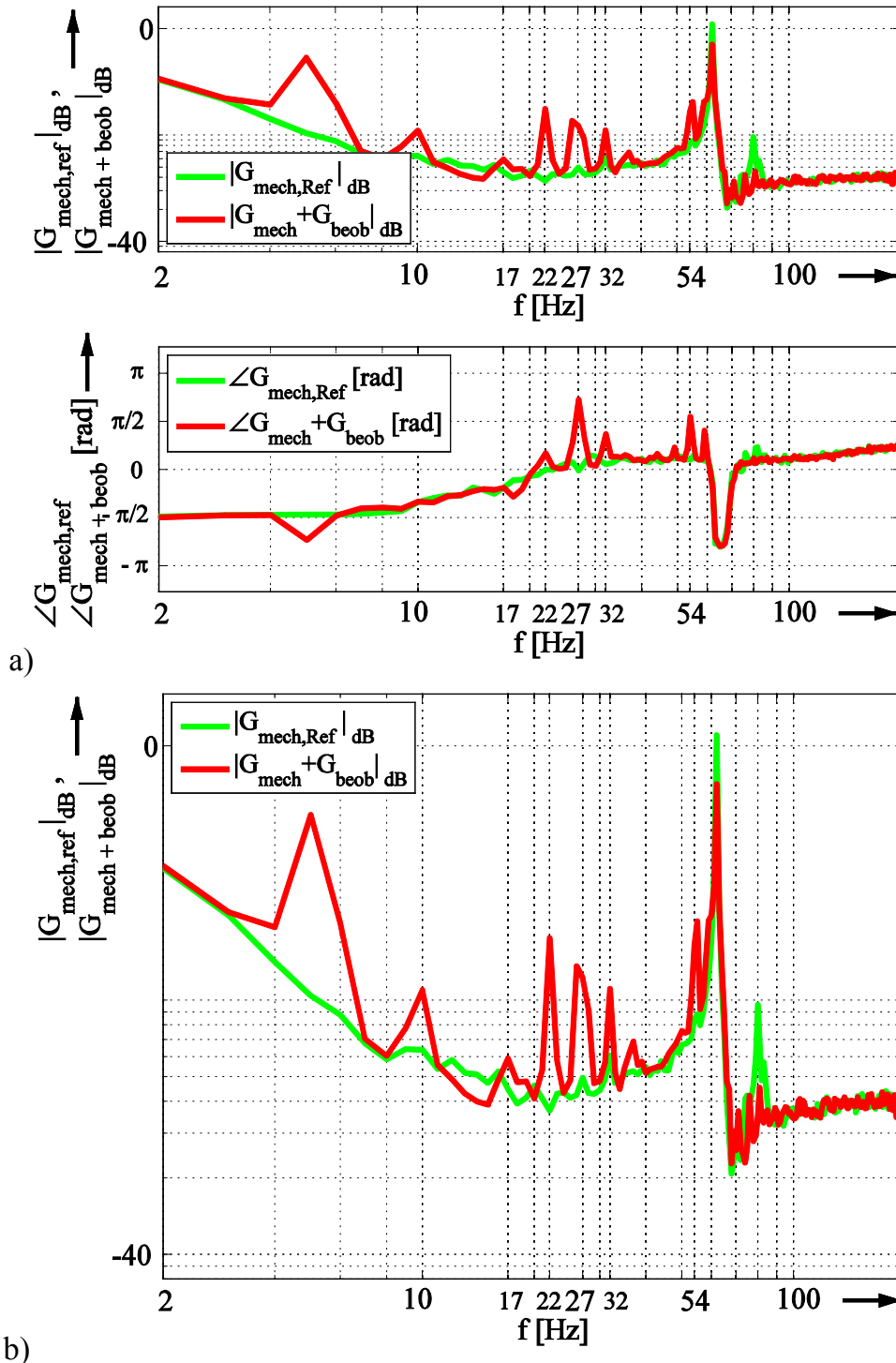


Bild 5.12: Simulationsergebnis zur geberlosen Diagnose eines Innenringfehlers;
Adaptiver Beobachter, $f_{\text{res}} = 62 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 38 \text{ Hz}$;
 $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{IR},\lambda,\nu} = \lambda \cdot 27 \text{ Hz} \pm \nu \cdot 5 \text{ Hz}$;
a) Frequenzgang, b) Amplitudengang

Auch das weitere kennzeichnende Merkmal eines Innenringschadens im Frequenzspektrum – das Auftreten der Seitenbänder – tritt unverkennbar an den charakteristischen Frequenzstellen $f_{\text{IR},1,1\text{li}} = 27 \text{ Hz} - 5 \text{ Hz} = 22 \text{ Hz}$ und $f_{\text{IR},1,1\text{re}} = 27 \text{ Hz} + 5 \text{ Hz} = 32 \text{ Hz}$ sowie deren Vielfachen in Erscheinung. Im Phasen-

gang im Bild 5.12 a) zeigt sich der Schaden ebenfalls an der charakteristischen Frequenzstelle. Kann das mechanische Zwei-Massen-Model für die erweiterte Beobachterstruktur Verwendung finden, so gelingt die Diagnose eines Schadens am Innenring über die simulierten Schadensimpulse ebenfalls, wie folgende Bilder darlegen.

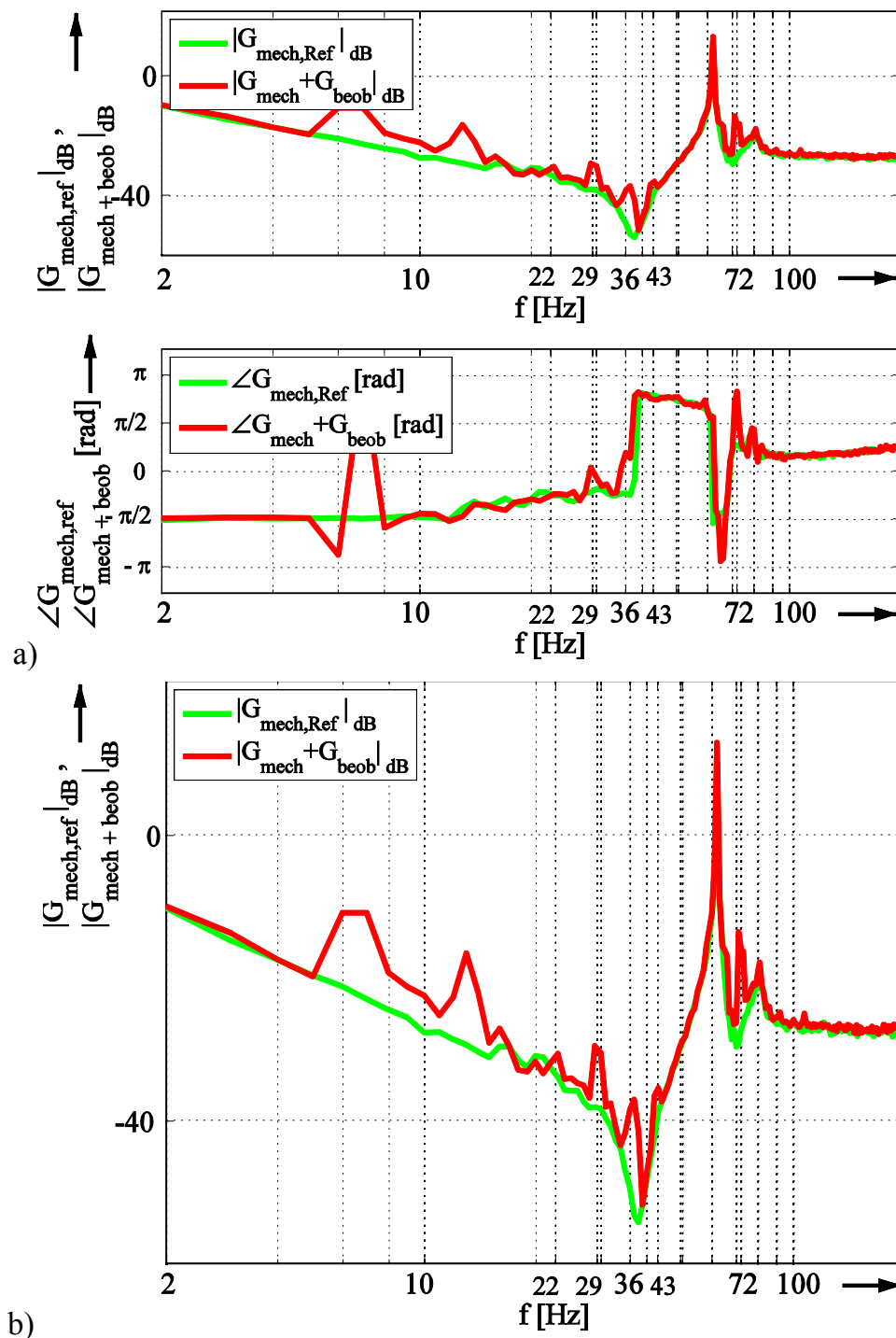


Bild 5.13: Simulationsergebnis zur geberlosen Diagnose eines Innenringfehlers; Erweiterter adaptiver Beobachter, $f_{\text{res}} = 62 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 38 \text{ Hz}$; $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{IR},\lambda,\nu} = \lambda \cdot 36 \text{ Hz} \pm \nu \cdot 6,67 \text{ Hz}$;
a) Frequenzgang, b) Amplitudengang

In Bild 5.13 a) ist das gesamte Bodediagramm dargestellt, während Bild 5.13 b) nur den Amplitudengang abbildet, da hier die Abweichungen zur Referenzkurve besonders deutlich werden. Die Differenzen zur Vergleichskurve treten für $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$ an den charakteristischen Fehlerstellen $f_{\text{IR},\lambda} = \lambda \cdot 36 \text{ Hz}$ erkennbar hervor und zeigen sich auch an den Seitenbändern mit den Vielfachen $f_{\text{IR},\lambda,v} = \lambda \cdot 36 \text{ Hz} \pm v \cdot 6,67 \text{ Hz}$.

Es wird aus den obigen Bildern deutlich, dass eine Erkennung der singulären Beschädigungen sowohl am Außen- als auch am Innenring durch signifikante Abweichungen zur Referenzkurve an den charakteristischen Frequenzstellen des jeweiligen Schadens ermöglicht wird. Eine Diagnose der singulären Schadensarten am Außen- bzw. Innenring der Lagerung kann damit prinzipiell ebenfalls erfolgen. Zusätzlich zu den charakteristischen Schadensfrequenzen beim Innenringschaden treten auch die kennzeichnenden Seitenbänder um diese Frequenzstellen im Abstand der mechanischen Rotationsfrequenz unverkennbar im Frequenzgang hervor. Die präsentierten Ergebnisse unterstreichen zudem, dass auch durch den Einsatz einer Beobachterstruktur, und damit durch eine einkanalige Stromauswertung, die geberlose Bestimmung des mechanischen Frequenzganges als ein Werkzeug zur Anlagendiagnose für diese häufigen Schadensarten dienen kann. Dabei liefert sowohl der klassische adaptive Beobachter als auch der erweiterte adaptive Beobachter für Zwei-Massen-Systeme zuverlässige und aussagekräftige Ergebnisse.

Wie bereits oben angedeutet gestaltet sich die Erzeugung des Schadensbildes für den Innenringschaden im drehgeberlos bestimmten Frequenzgang allerdings deutlich schwieriger als für den Außenringschaden. Für die Generierung des obigen deutlichen Schadensbildes in Bild 5.12 aus der Simulation war eine Amplitude der Schadensimpulse einzustellen, die in etwa doppelt so hoch war, wie zur klaren Identifikation der Beschädigung am Außenring in Bild 5.8 notwendig. Dies ist vor allem in den schwach ausgebildeten Schadensimpulsen während der Rotation der schadhafte Stelle am Innenring in der oberen Hälfte des Lagers außerhalb der Lastzone begründet. Ob eine Detektion der Beschädigung am Innenring damit auch am realen System gelingt, ist daher fraglich, zudem auch die Belastungsverhältnisse der Lagerung des untersuchten mechanischen System hier eine Rolle spielen dürften.

Diagnose von breitbandigen Beschädigungen

Neben den singulären Beschädigungen am Außen- und Innenring bildet die Gruppe der breitbandigen Schäden die weit verbreitetste Schadensart für Wälzlagerungen. Da hier die gesamte oder weite Teile der Oberfläche der Lagerlaufflächen in degradiertem Zustand ist, können keine klar abgegrenzten Schadensimpulse mit definierten Frequenzstellen zur Diagnose herangezogen werden. Vielmehr ergibt sich bei entspre-

chend ausgebildeter Schadensamplitude eine Störung des identifizierten Systems über einen breiten Frequenzbereich. Eine Abbildung dieses Schadensbildes in der Simulation wird durch das Einbringen eines breitbandigen Störmomentes in Form von weißem Rauschen erwirkt. Das entsprechende Strukturbild für das mechanische System mit einem breitbandigen Lagerfehler ist zur Übersicht in Bild 5.14 aufgezeigt.

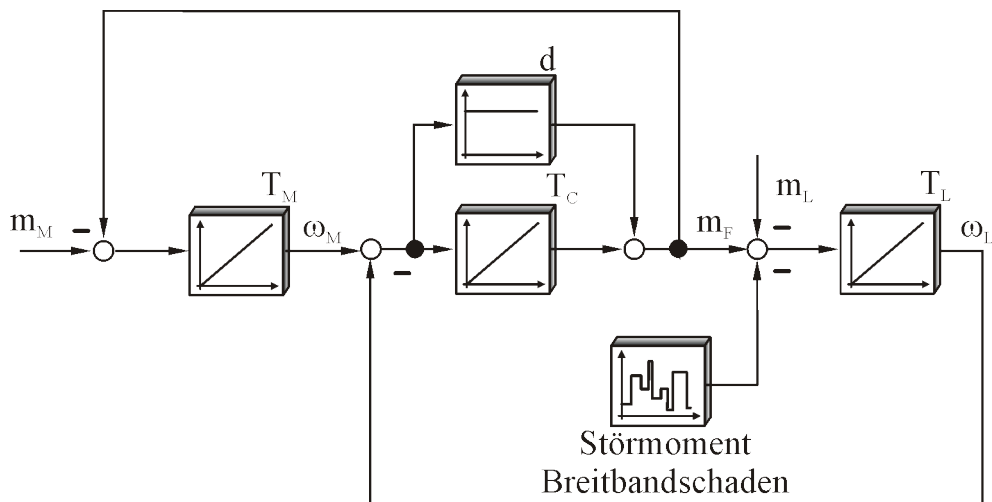


Bild 5.14: Simulation der breitbandigen Störung eines Lagerschadens

Die nachfolgenden Simulationsergebnisse in Bild 5.15 und Bild 5.16 zeigt die Auswirkung des breitbandigen Störsignales auf den errechneten Frequenzgang des dreherlos geregelten Modells mit dem erweiterten adaptiven Beobachter.

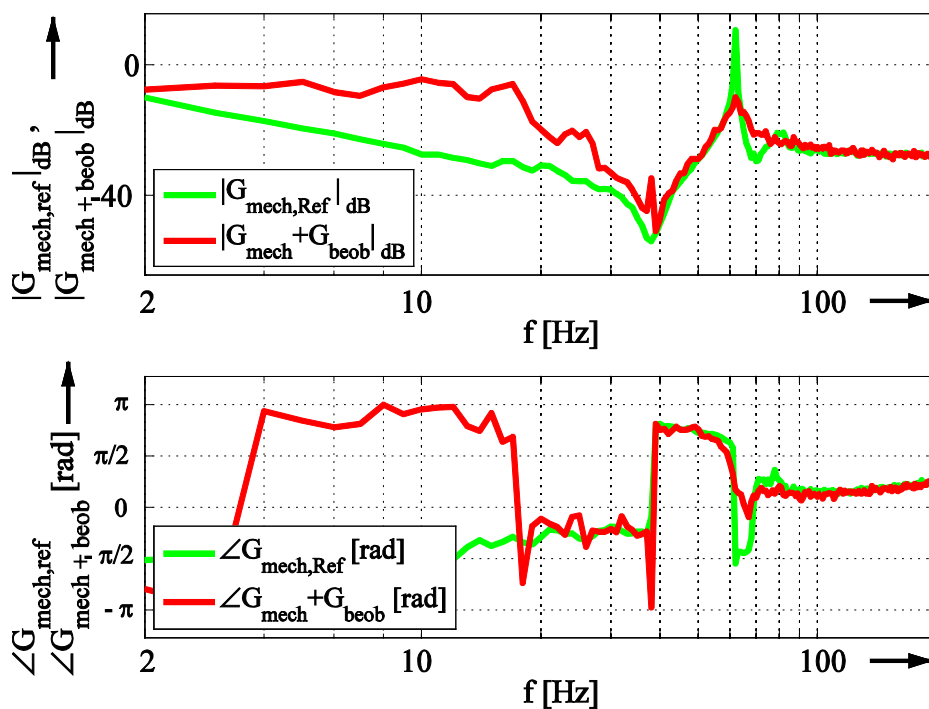


Bild 5.15: Simulationsergebnis zur geberlosen Diagnose eines breitbandigen Lagerfehlers; Erweiterter adaptiver Beobachter, $f_{\text{res}} = 62 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 38 \text{ Hz}$, $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$, Frequenzgang

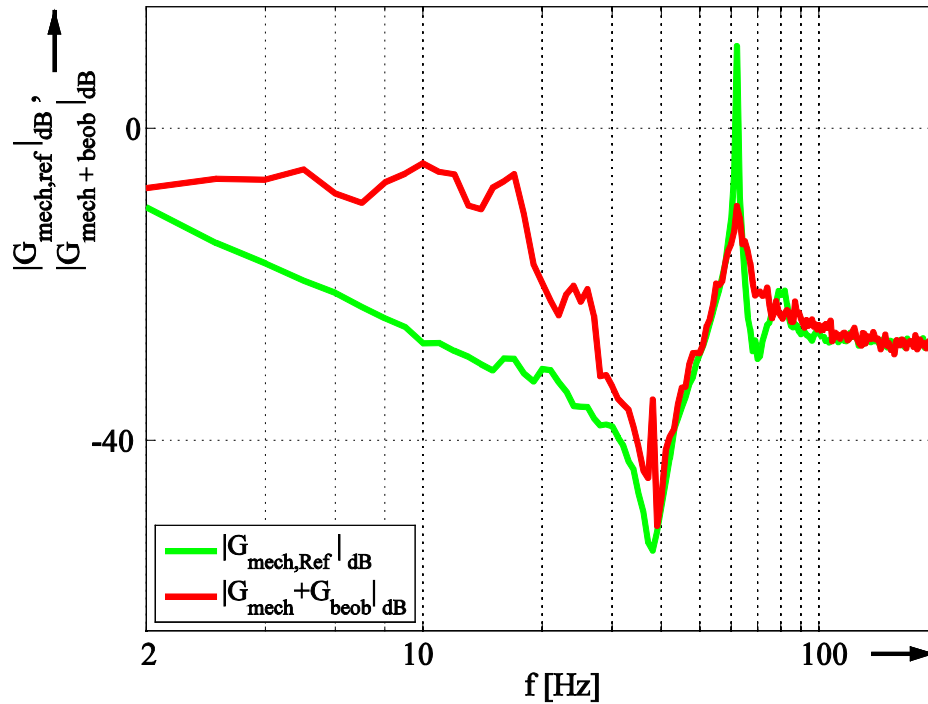


Bild 5.16: Simulationsergebnis geberlosen Diagnose eines breitbandigen Lagerfehlers; Erweiterter adaptiver Beobachter, $f_{\text{res}} = 62 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 38 \text{ Hz}$, $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$, Amplitudengang

Zusammenfassend untermauern die theoretischen Ergebnisse in den vorangegangenen Abschnitten die Aussage, dass die Frequenzgangermittlung des mechanischen Mehrmassensystems zur Detektion und Diagnose von Lagerfehlern als probates Werkzeug dienen kann. Die Ausweitung des Verfahrens auf drehgeberlos geregelte Systeme mit dem klassischen Beobachtermodell oder dem neu präsentierten erweiterten adaptiven Beobachter zur Drehzahlschätzung erlaubt die Anwendung als Diagnosetool prinzipiell auch für sensorlose Antriebseinheiten ohne Einsatz eines Drehgebers.

Inwieweit sich die Untersuchungen aus den simulierten Modellen auch auf reale Antriebssysteme mit schwingungsfähiger Mechanik abbilden lassen, sollen die Messungen im folgenden Kapitel verdeutlichen.

6 Ergebnisse aus Labormessungen

Die folgenden Abschnitte zeigen die Ergebnisse, die basierend auf den vorangegangenen theoretischen Untersuchungen an Testständen im Labor gemessen wurden.

Dabei gliedert sich das folgende Kapitel anschließend an eine Übersicht über die Testanlage im Labor in einen Teil zur drehgeberlosen Identifikationsmöglichkeit und der resultierenden Anwendung zur Diagnose für Beschädigungen an den Wälzlagerungen der Maschine.

6.1 Aufbau des Teststandes im Labor

Die Laboranlage, die für die nachfolgenden Ergebnisse Verwendung fand, gliedert sich in den elektrischen Steuerungs- und Leistungsteil, sowie den mechanischen Aufbau. Das Koppelglied zwischen den beiden Teilsystemen bildet die Asynchronmaschine als elektro-mechanischer Energiewandler. Eine Gesamtübersicht vermittelt das folgende Bild 6.1. Dem Anhang können zusätzlich eine kompakte Zusammenfassung und weitere Daten der Anlagenparameter und Komponenten entnommen werden.

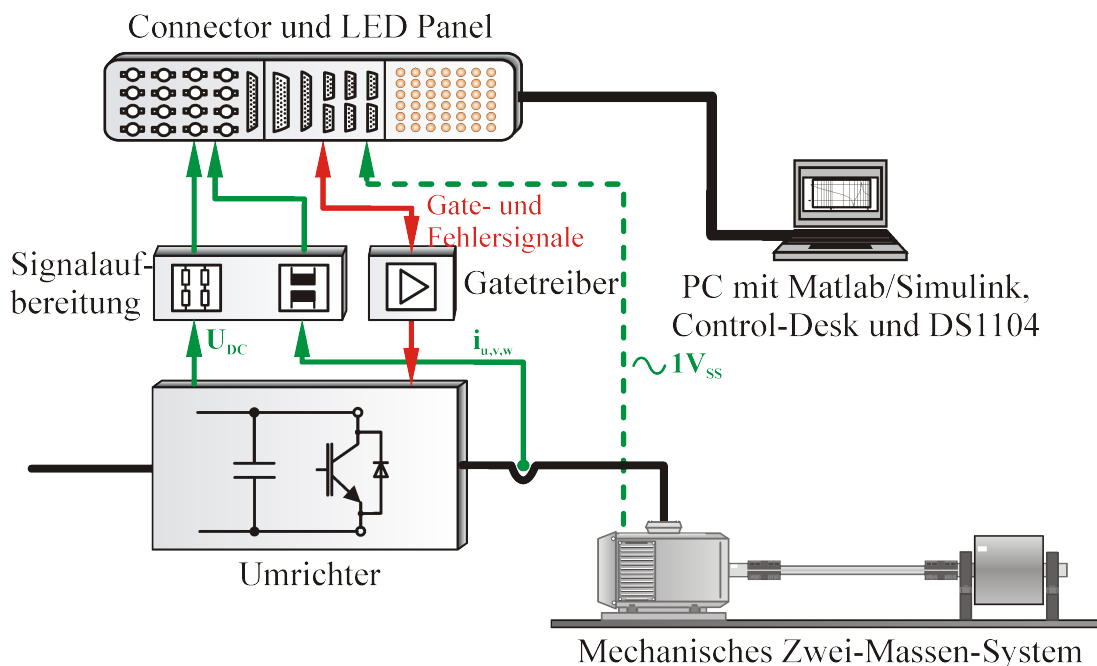


Bild 6.1: Übersicht des Laborteststandes

6.1.1 Hardware der Regelung und Sensorik

Die Regelung der Asynchronmaschine erfolgte in einem dSpace DS1104 Controller-Board, das mittels MATLAB/Simulink-Oberfläche programmiert wurde. Dies hatte den großen Vorteil einer einfachen Umstellung der Regelungsparameter für die unter-

schiedlichen mechanischen Aufbauten mittels m-Files. So konnten die Eigenschaften der variierenden mechanischen Charakteristika für die Untersuchungen zur Identifikationsroutine schnell und einfach angepasst werden, und ebenso die Einbindung einer anderen Asynchronmaschine für die Diagnoseversuche mit den defekten Lagerungen problemlos erfolgen. Die DS1104 Platine besitzt folgende Kernkomponenten:

- 64 bit floating-point Prozessor mit 250 MHz
- 8 MB Flash Speicher
- 4 unterschiedliche General-Purpose-Timer
- Interrupt Controller
- A/D-Wandler (4 parallel 12 Bit, 4 multiplexed 16 Bit)
- D/A-Wandler (8 Kanäle mit 16 Bit)
- Digitale I/O (TTL-Level, 20 Bit parallel)
- 2 Inkrementalgeber-Schnittstellen (TTL single-ended oder differentiell RS422, 24 Bit Auflösung des Positionssignals)

Die Erstellung der Regelung inkl. der unterschiedlichen Beobachterstrukturen wurde auf einer Simulink-Oberfläche durchgeführt. Die zusätzlich installierte Toolbox „dSPACE RTI1104“ beinhaltet die Funktionsblöcke des DS1104 mit z.B. Pulsweitenmodulator, A/D-Wandler, Encoder-Schnittstelle etc um die Signalverarbeitung des Controller Boards in die Simulation einzubinden. Nach Generierung des Quell-Codes konnte dieser dann auf den Prozessor des DS1104-Boards geladen werden. Als Bedienschnittstelle der Regelung und zur Messdatenaufzeichnung kam das dSPACE Programm „Control Desk“ zum Einsatz, das eine Echtzeit-Simulation des erzeugten Programms auf dem Controller Board laufen ließ.

Die Pulsweitenmodulation wurde mit einer Taktfrequenz von 5 kHz ausgeführt. Die Erfassung der drei Maschinenströme am Umrichter erfolgte jeweils in der Mitte der symmetrischen Pulsmuster alle 200 μ s zur Synchronisierung der Abtastung auf die Grundwelle des Stromes.

Kompensierte Stromwandler auf Hall-Effekt-Basis erlaubten die galvanische Trennung der erfassten Stromsignale, welche über eine kleine Platine zur Signalanpassung auf den +/-10 V Spannungsbereich der schnellen, parallelen 12 Bit A/D-Wandler des Control Boards Anpassung fanden.

Wie in den nachfolgenden Erläuterungen deutlich wird, kamen zwei unterschiedliche Laboraufbauten für die Messergebnisse zum Einsatz. Das Setup, das für die meisten Untersuchungen zur Identifikationsroutine und den Beobachtereigenschaften zum Einsatz kam, wurde von einer Asynchronmaschine angetrieben, die einen Sinus-Cosinus-Inkrementalgeber mit 2048 Imp./Umdr. und einem 1 V_{SS} Ausgangssignal angebaut

hatte. Die über diesen Geber eingelesenen Impulse und daraus ermittelte Positions- bzw. Geschwindigkeitsinformation dienten als Referenz für die ersten Inbetriebnahmen mit dem geberlosen Verfahren sowie für Vergleichsmessungen. Da der Encoder differentielle Signale zur Verfügung stellte, konnten diese ohne größere Anpassung direkt an der Schnittstelle des DS1104 eingelesen werden.

Die Asynchronmaschine, die für die weiteren Tests zu den Lagerschäden am zweiten Laboraufbau als Motor diente, besaß keinen angebauten Drehgeber. Daher wurde für diese Untersuchungen die Drehzahl über den Geber der als Lastmaschine gekoppelten permanenterregten Synchronmaschine ermittelt. Da hier ebenfalls ein optischer Inkrementalgeber mit 2048 Imp./Umdr. als differentielles Sinus-Cosinus-Signal zur Verwendung kam, konnte das Impulssignal ebenso einfach am dSPACE-Modul eingelesen werden. In der Simulink-Umgebung wurde über eine Mittelung von 10 Taktzyklen ein Pendeln des aktuellen Drehzahl-Messwertes aufgrund der kurzen Abtastzeiten vermieden.

Neben den drei Maschinenströmen und der Drehzahl benötigte die Regelung in d-q-Koordinaten noch den aktuellen Wert der Zwischenkreisspannung des Pulswechselrichters. Die Erfassung dieser Größe erfolgte quasi-potentialgetrennt über eine hochohmige Widerstandskaskade mit anschließender Anpassung auf die +/-10 V der A/D-Wandler am vierten parallelen Kanal des Controller-Boards.

6.1.2 Leistungselektronik

Der elektrische Leistungsteil der Versuchsanlage bestand in erster Linie aus einem Pulsumrichter mit Gleichspannungszwischenkreis. Als Leistungshalbleiter waren Eupec IGBT Module mit einer Treiberplatine mit Concept Treiber-Bausteinen installiert. Die Generierung der Impulssignale für die Treiberbausteine der Gate-Ansteuerung erfolgte in einem entsprechenden Pulsweitenmodulator-Baustein der Echtzeit-Simulation aus der RTI-Bibliothek. Da das Controller-Board die digitalen Signale auf 5 V TTL-Niveau bereit stellte, sorgte eine Zwischenplatine mit CMOS-Treiber-Bausteinen für eine Anpassung an die notwendigen 15 V-Signale zur Ansteuerung der Concept Gatetreiber. Zum Schutz der Leistungshalbleiter beinhaltete die Concept Gateschaltung eine U_{CE} -Überwachung, die bei übermäßigem Anstieg ein Fehlersignal ausgab, um eine Überhitzung der IGBTs durch zu große Lastströme zu vermeiden. Diese Fehlersignale mussten ebenfalls von ihrem Spannungsniveau auf TTL-Signale zum Einlesen über die digitalen Eingänge des dSPACE umgewandelt werden. Ein Ansprechen der U_{CE} -Überwachungen führte sofort in der Hardwareschaltung und auch im Regelungsprogramm zur Abschaltung der Gate-Signale für die IGBTs.

Der Gleichspannungszwischenkreis wurde vorerst über eine einstellbare Gleichspannungsversorgung mit Trenntransformator gespeist. Bei den Versuchen mit elektrischer Belastungsmaschine wurde vor den Gleichspannungszwischenkreis ein rückspeisefähiges Active-Front-End geschaltet, sodass voller Vierquadrantenbetrieb gewährleistet war. Die Belastungsmaschine selbst wurde über einen ABB ACS880 Spannungszwischenkreisumrichter mit Brems-Chopper und Bremswiderständen versorgt. Somit konnte an beiden Maschinen ein Energiefluss in beide Richtungen garantiert werden.

6.1.3 Aufbau der Regelung

Die Regelung der antreibenden Asynchronmaschine an den Versuchsaufbauten erfolgt in feldorientierten Koordinaten als drehzahl geregelter Antrieb. Folgendes Bild 6.2 gibt eine Übersicht über die Struktur der Regelung. Die Begrenzungen der Sollwerte sind aus Gründen der Übersicht nicht zusätzlich aufgeführt.

Die Regelkreise für Strom und Drehzahl sind kaskadiert aufgebaut, wobei der PI-Stromregler nach dem Betragsoptimum und der PI-Drehzahlregler nach dem symmetrischen Optimum für den geschlossenen Regelkreis implementiert wurden. Die Einstellung der Reglerparameter erfolgte demnach nicht nach einem optimierten, schwingungsdämpfenden Ansatz für Zwei-Massen-Systeme, sondern nach klassischen, in der Industrie standardisierten Grundsätzen. Dies ist erforderlich, da erst durch das in dieser Arbeit dargestellte Verfahren eine Identifikation der mechanischen Strecke ermöglicht wird, mit deren Kenntnis dann weitere Regleroptimierungen und -konzepte für Mehrmassensysteme aufgebaut werden können.

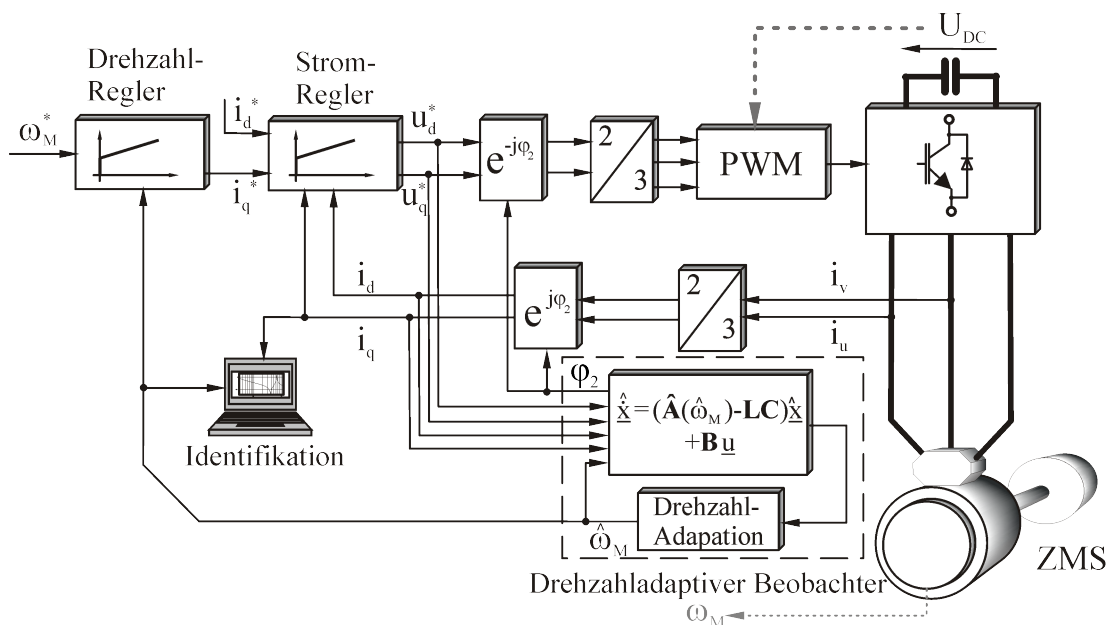


Bild 6.2: Prinzipielle Übersicht der feldorientierten, geberlosen Regelung

Es wird aus Bild 6.2 ersichtlich, dass für die Implementierung des erörterten, drehgeberlosen Antriebskonzeptes grundsätzlich nur die Messung der Statorströme und der Zwischenkreisspannung des Umrichters notwendig ist. Der angedeutete Drehzahlmesswert unten in Bild 6.2 diene lediglich zu Inbetriebnahmezwecken und für Referenzmessungen.

Ebenfalls deutlich zu erkennen ist die Beobachterstruktur zur Schätzung des Drehzahlwertes in den feldorientierten d-q-Koordinaten. Als Eingangsgrößen für die Beobachterstruktur sind neben den Statorströmen auch die Statorspannungswerte der elektrischen Maschine notwendig. Mit Blick auf eine Optimierung der Anzahl der eingesetzten Sensoren für das „sensorlose“ Regelungskonzept wurde von einer messtechnischen Erfassung dieser Größen jedoch Abstand genommen. Die notwendigen Werte stellten die Spannungssollwerte am Ausgang der Stromregler zur Verfügung, wie Bild 6.2 zu entnehmen ist. Je nach Schritt der geberlosen Identifikationsroutine beinhaltet das Feld „Drehzahladaption“ in der dargestellten Beobachterstruktur entweder die klassische Drehzahlermittlung durch ein PI-Element gemäß Bild 3.6 oder im Falle des erweiterten adaptiven Beobachters, wie in Bild 4.11 dargestellt, die zusätzliche Berücksichtigung des Torsionsmomentes aus einem mechanischen Zwei-Massen-Modell.

Die Generierung der Pulsweitenmodulationssequenz an die Gatetreiber der IGBTs wurde unter Verwendung des PWM-Bausteins des dSPACE-Systems erzielt. Für ein dreiphasiges PWM-Muster mussten hier die entsprechenden Einschalt Dauern der einzelnen Phasen für einen PWM-Zyklus – die „Duty Cycles“ – an den Baustein übergeben werden. Gemäß der üblichen Theorie kann hier aus den Spannungssollwerten der Regelung mit Bezug auf die Zwischenkreisspannung durch geeignete Transformation z.B. ein Konzept zur Raumzeigermodulation Anwendung finden. Als Möglichkeit, die rechenaufwendige Transformation für die Raumzeigermodulation zu erleichtern, bietet sich jedoch ein Unterschwingungsverfahren an, bei dem nicht die reinen Sinusgrößen der Spannungen als Referenzwerte benutzt werden, sondern zusätzlich eine dritte Harmonische mit definierter Amplitude aufmoduliert wird. Diese Modulationsart hat den Vorteil, dass die maximale Spannungsausnutzung bei Nennfluss wie bei der Raumzeigermodulation $\sqrt{3} \cdot \pi / 6 \approx 0,907$ beträgt [Hol92]. Für die Umwandlung der cosinusförmigen Spannungssollwerte in α - β -Koordinaten aus der Regelung in entsprechend symmetrische Einschalt Dauern d_U , d_V und d_W der Leistungshalbleiter der drei Phasen ergeben sich dann mit dem Modulationsindex „m“ folgende, einfache Zusammenhänge:

$$d_U = \left(m \cdot \frac{2}{\sqrt{3}} \cos(\varphi_{U\alpha\beta}) - m \cdot \frac{1}{3 \cdot \sqrt{3}} \cdot \cos(3 \cdot \varphi_{U\alpha\beta}) + 1 \right) / 2 \quad (6.1)$$

$$d_V = \left(m \cdot \frac{2}{\sqrt{3}} \cos\left(\varphi_{U\alpha\beta} - \frac{2\pi}{3}\right) - m \cdot \frac{1}{3 \cdot \sqrt{3}} \cdot \cos\left(3 \cdot \left[\varphi_{U\alpha\beta} - \frac{2\pi}{3}\right]\right) + 1 \right) / 2 \quad (6.2)$$

$$d_W = \left(m \cdot \frac{2}{\sqrt{3}} \cos\left(\varphi_{U\alpha\beta} - \frac{4\pi}{3}\right) - m \cdot \frac{1}{3 \cdot \sqrt{3}} \cdot \cos\left(3 \cdot \left[\varphi_{U\alpha\beta} - \frac{4\pi}{3}\right]\right) + 1 \right) / 2 \quad (6.3)$$

In den Gleichungen (6.1) - (6.3) ist die Modulation der dritten Harmonischen gut zu erkennen. Der Phasenwinkel $\varphi_{U\alpha\beta}$ beschreibt in den obigen Gleichungen die Phasenlage der Sollspannung in den statorfesten α - β -Koordinaten, während der Modulationsindex m die Amplitude der Sollspannung bezogen auf die Zwischenkreisspannung wiedergibt.

Für einen Modulationsindex von $m = 0,5$ ergeben sich dann folgende Verläufe in Bild 6.3 als Sollwerte für den Pulsweitenmodulator. Aus dem Vergleich dieser Sollwerte mit einem periodischen, dreieckförmigen Referenzsignal höherer Frequenz ergeben sich die Einschaltzeiten des jeweils oberen Leistungshalbleiters einer Phase für einen Zwei-Punkt-Wechselrichter. Die übrige Zeit der Periodendauer des Dreiecksignals definiert dann die Einschaltzeit des unteren leistungselektronischen Schalters.

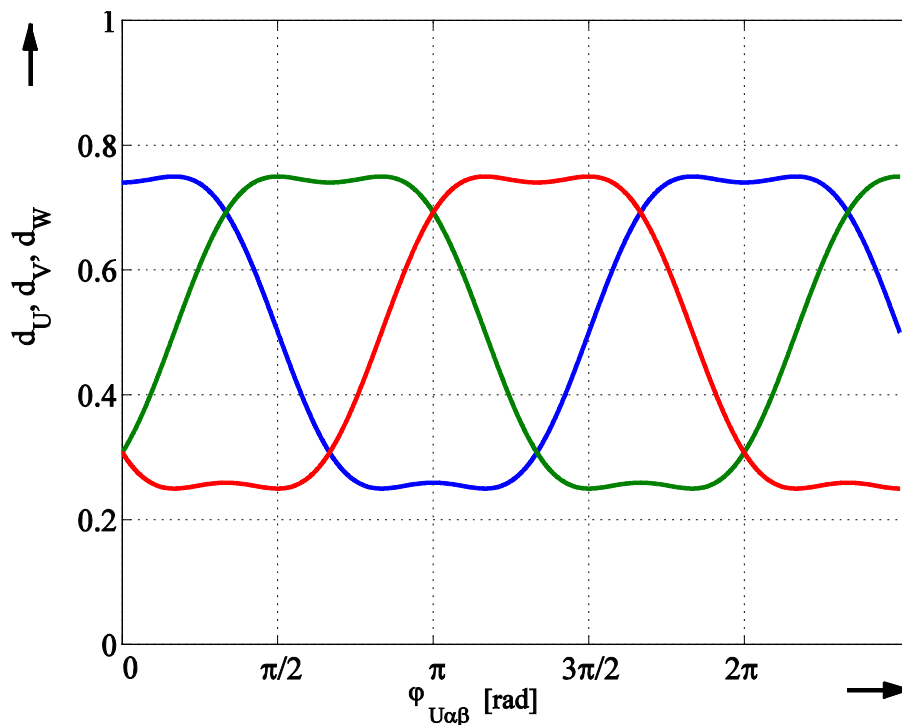


Bild 6.3: Pulsweitenmodulation, Duty Cycles, $m = 0,5$

Die dargestellten Sollwertgrößen in Bild 6.3 resultieren beispielhaft für $m = 0,5$ damit in einer gleichlangen Einschaltzeit des oberen und unteren Halbleiters und damit im

Mittel in einer Ausgangsspannung mit der Amplitude Null. Größere Werte für m führen zu einer positiven mittleren Ausgangsspannung, während kleinere Werte in einer negativen Ausgangsspannung resultieren. Dabei ist zu beachten, dass die bezogenen Einschalt Dauern für die Leistungshalbleiter zu begrenzen sind: In den Bereichen nahe $m = 0$ oder $m = 1$ kann es sonst zu extrem kurzen Einschalt Dauern für einen der beiden Halbleiter kommen, was einen fehlerhaften Schaltvorgang und damit einen Brückenkurzschluss der Zwischenkreiskapazität zur Folge hat.

Die verwendeten Systemgrößen für die Regelung und die Modelle sind in der Software als bezogene Größen verarbeitet worden. Dies hat den großen Vorteil, dass sich das Regelungskonzept sehr einfach auf weitere Maschinen oder Systeme anwenden lässt, indem ein neuer Parametersatz geladen wird, auf dessen Basis dann wieder bezogene Größen die neuen Regelparameter bilden. Hiermit war eine schnelle und unkomplizierte Adaption der getesteten Routine zur geberlosen Frequenzgangbestimmung auf das zweite mechanische Laborsystem zur Lagerschadensdiagnose mit anderen mechanischen und elektrischen Kenngrößen problemlos möglich. Die verwendeten Bezugswerte für diese Arbeit können dem Anhang entnommen werden.

6.1.4 Mechanische Laboraufbauten

Es fanden für die Untersuchungen in dieser Arbeit zwei unterschiedliche mechanische Laboraufbauten Verwendung, die für den jeweiligen Einsatzzweck besonders günstige Eigenschaften aufwiesen.

Der eingesetzte Aufbau für die Studien zur drehgeberlosen Identifikation im folgenden Kapitel 6.2 erfüllte hierbei folgende maßgebliche Anforderungen:

- Installierter Drehgeber an der Motorseite, um eine einfache Inbetriebnahme des geberlosen Antriebskonzeptes zu ermöglichen und Referenzmessungen des mechanischen Frequenzganges durch Identifikation mit Drehgeber als Vergleichswert bereitzustellen
- Einfache Änderung der mechanischen Systemparameter, um die geberlose Identifikationsroutine für unterschiedlich verstimmte Systeme zu validieren.

Durch die durchgeführten Arbeiten im Rahmen der Studien in [Vil07] standen bereits entsprechende mechanische Systemkomponenten zur Verfügung, mit denen der in Bild 6.4 dargestellte Aufbau für die Validierungen der geberlosen Identifikationsroutine realisiert wurde. Für eine Änderung der mechanischen Systemeigenschaften besteht bei diesem Aufbau die Möglichkeit, Torsionswellen mit unterschiedlichen Federkonstanten sowie eine große Variation an lastseitigen Schwungmassen einzubauen. Somit

können an diesem Setup sehr einfach verschiedene mechanisch abstimmbare System als Identifikationsobjekte untersucht werden.

Die Kenndaten der eingesetzten Asynchronmaschine und des dargestellten Laboraufbaus sind in der nachfolgenden Tabelle 6.1 zusammengefasst. Des Weiteren kommen in Kapitel 6.2.4 Untersuchungen für diesen mechanischen Aufbau für die Identifikation zur Darstellung, bei denen verschiedene Lastmomente an dem Zwei-Massen-System angreifen. In diesen Fällen war an die lastseitige Schwungmasse zusätzlich eine permanenterregte Synchronmaschine gekoppelt, die über einen ABB Umrichter des Typs ACS880 gespeist wurde. Die Daten der Lastmaschine sind ebenfalls in nachfolgender Tabelle gelistet und der mechanische Versuchsaufbau im entsprechenden Kapitel 6.2.4 zu sehen.

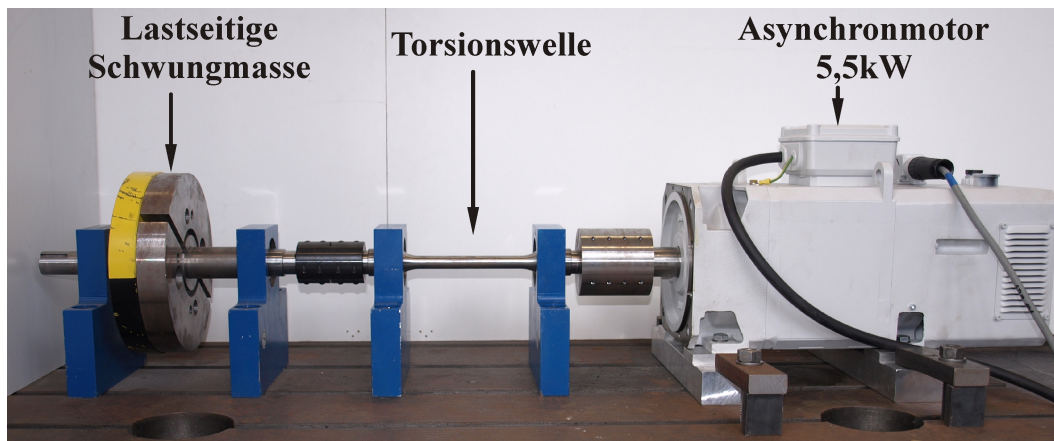


Bild 6.4: Variabler Laboraufbau für die drehgeberlose Identifikation

Wie schon im obigen Abschnitt angedeutet, kann dieser Aufbau sehr flexibel bezüglich seiner mechanischen Parameter durch Ersetzen der Torsionswelle oder einen Umbau der lastseitigen Schwungmasse abgeändert werden, was zu einer Verstimmung der Eigenfrequenzen führt. Die Daten der weiteren Komponenten und die daraus resultierenden charakteristischen Frequenzen sind im Anhang des Dokumentes übersichtlich zusammengestellt. Zudem sind dort auch die weiteren Kenngrößen der eingesetzten Asynchronmaschine zu finden.

Daten der Asynchronmaschine	
Nennleistung P_N :	5,5 kW
Nennzahl n_N :	1500 min^{-1}
Nennfrequenz f_N :	52 Hz
Nennmoment M_N :	35 N m

Massenträgheitsmoment J_M :	0,017 kgm ²
Angebauter Drehgeber:	Optischer Inkrementalgeber Typ: ROD486, 2048 Inkr./Umdr.
Daten der angebauten Mechanik	
Massenträgheitsmoment der motorseitigen Kupplung J_K :	0,0037 kgm ²
Massenträgheitsmoment der lastseitigen Schwungmasse J_L :	0,1289 kgm ²
Federkonstante der Torsionswelle C:	3400 Nm
Resultierende Resonanzfrequenz f_{res} :	69,5 Hz ~ 70 Hz
Resultierende Anti-Resonanzfrequenz f_{ares} :	25,8 Hz ~ 26 Hz
Daten der Synchronmaschine, Lastmaschine	
Nennleistung P_N :	4,7 kW
Nennzahl n_N :	3000 min ⁻¹
Nennmoment M_N :	15 N m
Massenträgheitsmoment J_M :	0,0043 kgm ²
Angebauter Drehgeber:	Optischer Inkrementalgeber Typ: ERN1185, 2048 Inkr./Umdr.

Tabelle 6.1: Daten des Laboraufbaus für die drehgeberlose Identifikation

Ein zweiter Laboraufbau diente den Untersuchungen zu den Möglichkeiten der Wälzlagerschadens-Diagnose durch das drehgeberlose Identifikationsverfahren. Der Einsatz eines komplett anderen Aufbaus war erforderlich, da hier der Fokus auf folgenden Eigenschaften des mechanischen Setups lag:

- Leichter Tausch der Wälzlager im mechanischen Antriebsstrang zur Implementierung unterschiedlicher Schadensarten
- Möglichkeit zum Wechsel der Motorenlagerungen, um Lagerschäden an dieser Komponente zu untersuchen.

Das folgende Bild 6.5 zeigt diesen zweiten mechanischen Laboraufbau für die Lagerschadensuntersuchungen.

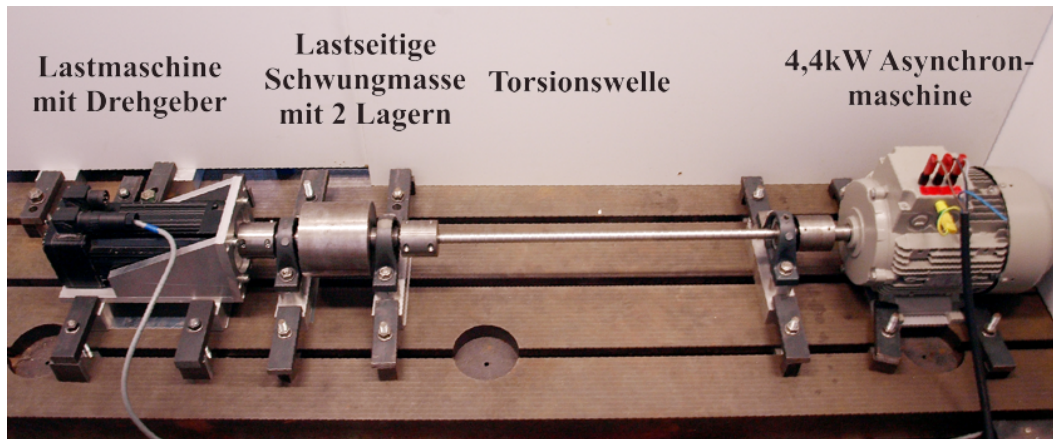


Bild 6.5: Laboraufbau für die drehgeberlose Lagerschadensdiagnose

Die verbaute Asynchronmaschine wurde mit Blick auf den notwendigen Tausch der Motorenlager ohne angebauten Drehgeber und mit Eigenbelüftung ausgewählt. Um dennoch eine gemessene Drehzahlinformation für dieses System während der ersten Inbetriebnahme zur Verfügung zu haben, erhielt dieser Aufbau eine angeschlossene permanenterregte Synchronmaschine mit optischem Drehimpulsgeber. Dieses Setup wurde durch die Kenndaten in folgender Tabelle 6.2 charakterisiert.

Daten der Asynchronmaschine	
Nennleistung P_N :	4 kW
Nenndrehzahl n_N :	1440 min^{-1}
Nennfrequenz f_N :	50 Hz
Nennmoment M_N :	27 N m
Massenträgheitsmoment J_M :	0,014 kgm^2
Angebauter Drehgeber:	--
Daten der angebauten Mechanik	
Massenträgheitsmoment der motorseitigen Kupplung J_K :	--
Massenträgheitsmoment der lastseitigen Schwungmasse J_L :	0,0221 kgm^2
Federkonstante der Torsionswelle C:	1331,4 N m
Resultierende Resonanzfrequenz f_{res} :	62,1 Hz ~ 62 Hz

Resultierende Anti-Resonanzfrequenz f_{ares} :	38,1 Hz ~38 Hz
Daten der Synchronmaschine, Lastmaschine	
Nennleistung P_N :	2,45 kW
Nenndrehzahl n_N :	3000 min ⁻¹
Nennmoment M_N :	7,8 N m
Massenträgheitsmoment J_M :	0,00117 kgm ²
Angebauter Drehgeber:	Optischer Inkrementalgeber Typ: ERN1185, 2048 I/Umdr.

Tabelle 6.2: Daten des Laboraufbaus für die drehgeberlose Untersuchung zur Diagnose von Lagerschäden

Weitere Detaildaten sind im Anhang zu finden.

Für dieses Setup bestand die Möglichkeit, verschiedene Lagerungen sehr einfach mit künstlich beschädigten Wälzlagern zu tauschen. Bildmaterial und weitere Beschreibungen hierzu sind an entsprechender Stelle im zugehörigen Kapitel 6.3 zur Erläuterung eingepflegt.

Die mit diesen Aufbauten durchgeführten Untersuchungen im folgenden Kapitel bezüglich der Identifikation von Zwei-Massen-Systemen ohne Drehzahlmessung und den Möglichkeiten zur Diagnose von Wälzlerschäden über eine drehgeberlose Frequenzgangbestimmung sollen die Anwendbarkeit, Zuverlässigkeit und auch die möglichen Einschränkungen des vorgestellten neuen Verfahrens verdeutlichen.

6.2 Identifikation durch Frequenzgangbestimmung ohne Drehgeber

In diesem Abschnitt liegt der Fokus der experimentellen Analyse auf den Eigenschaften der drehgeberlosen Regelung und der Identifikation für Zwei-Massen-Systeme durch Frequenzgangbestimmung mit dem erweiterten drehzahladaptiven Beobachter. Die Vielfältigkeit der Anwendung zur Identifikation soll ebenso herausgestellt werden wie auch die möglichen Grenzen des Verfahrens zur Untersuchung kommen.

6.2.1 Sensorlose Regelung

Zu Beginn ist es sicherlich sinnvoll, die Eigenschaften der Regelung mit dem geberlosen Konzept näher zu beleuchten. Hierzu wurden einige Ergebnisse bezüglich der Qualität des Regelungsverfahrens am Zwei-Massen-System gemäß Bild 6.4 ermittelt, die im folgenden Darstellung finden sollen. Außerdem sollen Gegenüberstellungen zwischen beobachteter und gemessener Drehzahl bei unterschiedlichen Betriebspunkten eine Bewertung zur Genauigkeit der Drehzahlschätzung erlauben.

Bild 6.6 und Bild 6.7 sind Sprungantworten der Drehzahlregelung des Zwei-Massen-Systems zu entnehmen. Dabei stellt das Bild 6.6 einen Drehzahlsprung über 500 min^{-1} von $n^* = 0 \text{ min}^{-1}$ auf $n^* = 500 \text{ min}^{-1}$ bei Regelung mit der gemessenen Drehzahl der Asynchronmaschine vom angebauten Geber dar. Es ist gut ersichtlich, dass die rote Kurve der beobachteten Drehzahl während des Drehzahlsprunges sehr genau mit der gemessenen Drehzahl übereinstimmt. Mit dieser Gewissheit ist es nun interessant, die gleiche Sprunghöhe im geberlosen Betrieb zu untersuchen und die Dynamik der Antwort mit dem Ergebnis unter Verwendung des Drehgebers zu vergleichen. Da eine stabile geberlose Regelung bei Drehzahl Null nicht möglich ist, wurde die geberlose Untersuchung mit einem Sollwertsprung von $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$ auf $n^* = 800 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt. Das Resultat in Bild 6.7 macht deutlich, dass mit dem drehgeberlosen Regelungskonzept eine nahezu gleichgute Dynamik wie mit Drehgeber erzielt werden kann.

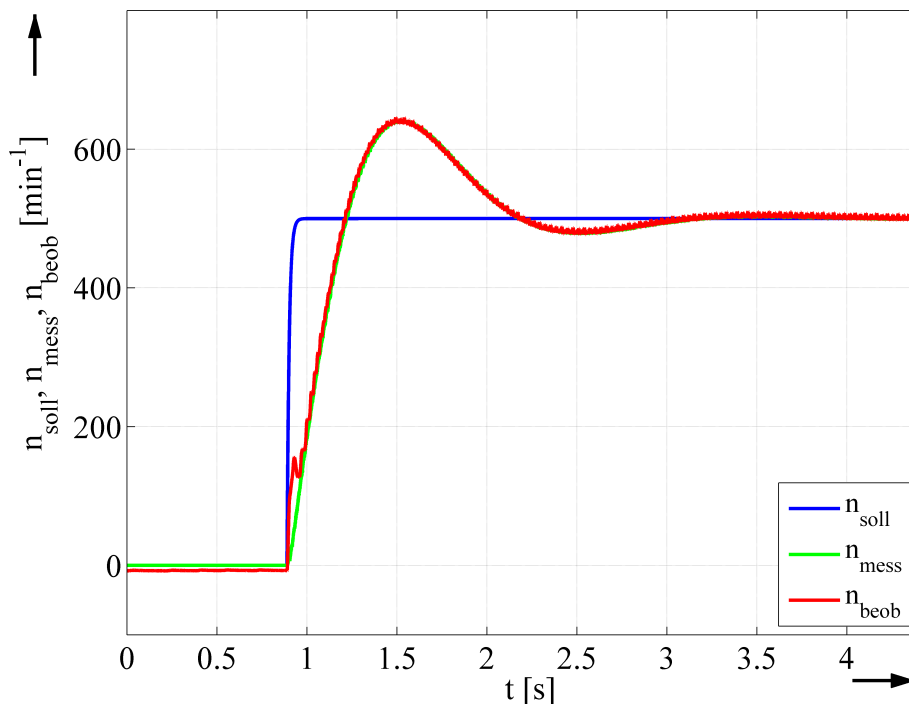


Bild 6.6: Drehzahl-Sprungantwort für das Zwei-Massen-System bei Regelung mit Drehgeber, $n^* = 0 - 500 \text{ min}^{-1}$

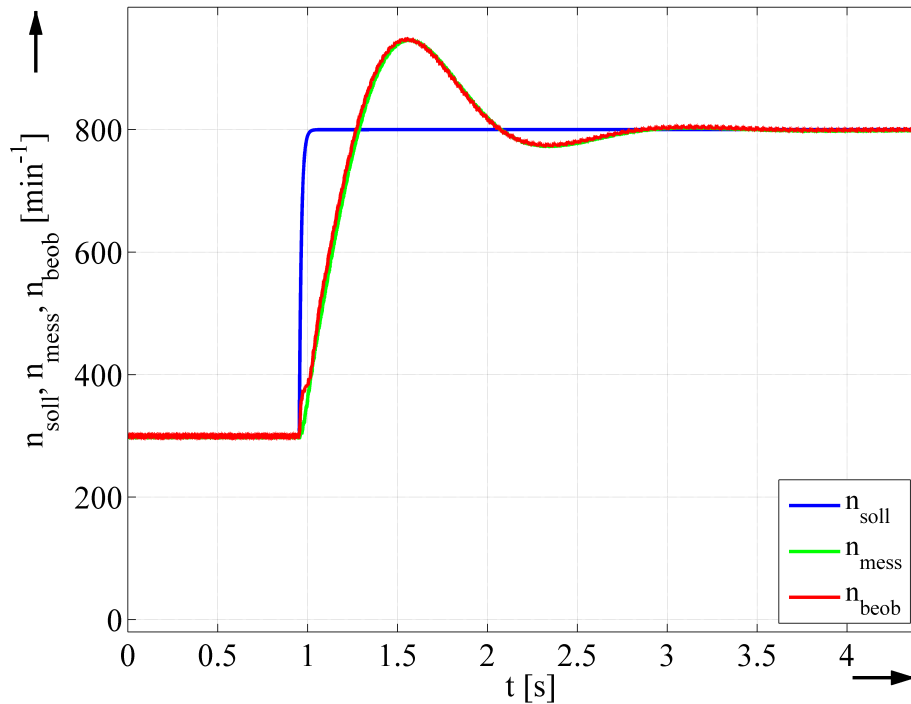


Bild 6.7: Drehzahl-Sprungantwort für das Zwei-Massen-System bei drehgeberlose Regelung, $n^* = 300 - 800 \text{ min}^{-1}$

Der Schlüssel zu einer exakten Drehzahlschätzung mit modellbasierten Verfahren liegt in der Genauigkeit der geschätzten Maschinengrößen, insbesondere des magnetischen Rotorflusses im Falle der feldorientierten Regelung, wie sie auch für die Untersuchungen in dieser Arbeit Verwendung fand.

Dazu wurde für die Darstellungen in Bild 6.8 ein Reversiervorgang unter Einsatz des Drehgebers von $+1000 \text{ min}^{-1}$ auf -1000 min^{-1} untersucht. Neben den gemessenen und beobachteten Drehzahlverläufen kann Bild 6.8 auch der Rotorflusswinkel während des Reversierens entnommen werden. Passend zum grün dargestellten Ist-Drehzahlverlauf der Regelung mit Drehgeber ist im unteren Teil des Bildes der verwendete Rotorflusswinkel aus dem Strommodell in Grün ersichtlich. Parallel dazu dargestellt sind der geschätzte Drehzahlwert und der zugehörige Schätzwert des Rotorflusswinkels aus dem erweiterten adaptiven Beobachter mit roter Linienfarbe. Während Bild 6.8 a) die gute Drehzahlstabilität der Schätzung über einen weiten Drehzahlbereich unterstreicht, kann dem Zoom in Bild 6.8 b) die gute Übereinstimmung der Rotorflussschätzung mit dem Strommodell der Regelung entnommen werden. Zwar ist eine leichte Abweichung im geschätzten Flusswinkel beim Durchgang durch den Punkt $n = 0 \text{ min}^{-1}$ erkennbar, die Schätzung des Winkels bleibt aber dennoch sehr stabil und stimmt für die größeren Drehzahlen wieder gut überein.

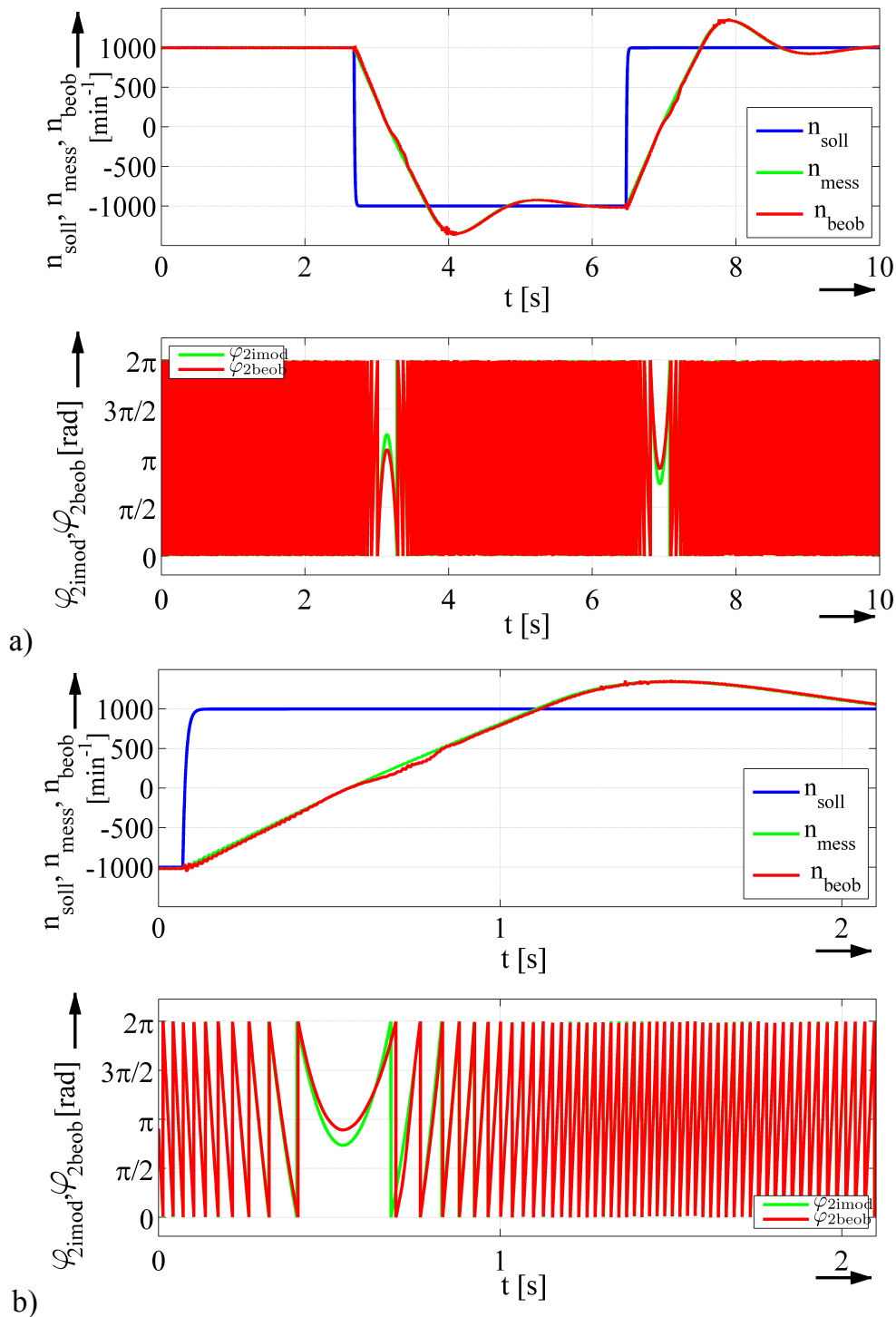


Bild 6.8: Reversieren von $n^* = \pm 1000 \text{ min}^{-1}$ des Zwei-Massen-Systems mit Drehgeber

a) Drehzahlen und Flusswinkel Reversiervorgang

b) Drehzahlen und Flusswinkel, Zoom

Ein kritischer Punkt bei der Anwendung drehgeberloser Regelungskonzepte auf Basis von Maschinenmodellen ist der stabile Regelbereich bei kleinen Drehzahlen. Zur Verdeutlichung der Anwendbarkeit der vorgestellten Beobachterstruktur auch für diese Betriebspunkte zeigt das Bild 6.9 die Drehzahl- und Rotorflusswinkelverläufe für eine sehr langsame, trapezförmige Drehzahl-Transition von $+50 \text{ min}^{-1}$ auf -50 min^{-1} inner-

halb von 10 s. Bezogen auf die Nenndrehzahl der Asynchronmaschine stellt dies einen langsamen Übergang im Bereich von $\pm 3,3\%$ der Nenndrehzahl dar. Es ist ersichtlich, dass die Drehzahl- und Flusswinkelschätzung mit dem erweiterten Beobachter eine stabile Regelung in diesem anspruchsvollen Drehzahlbereich erlauben.

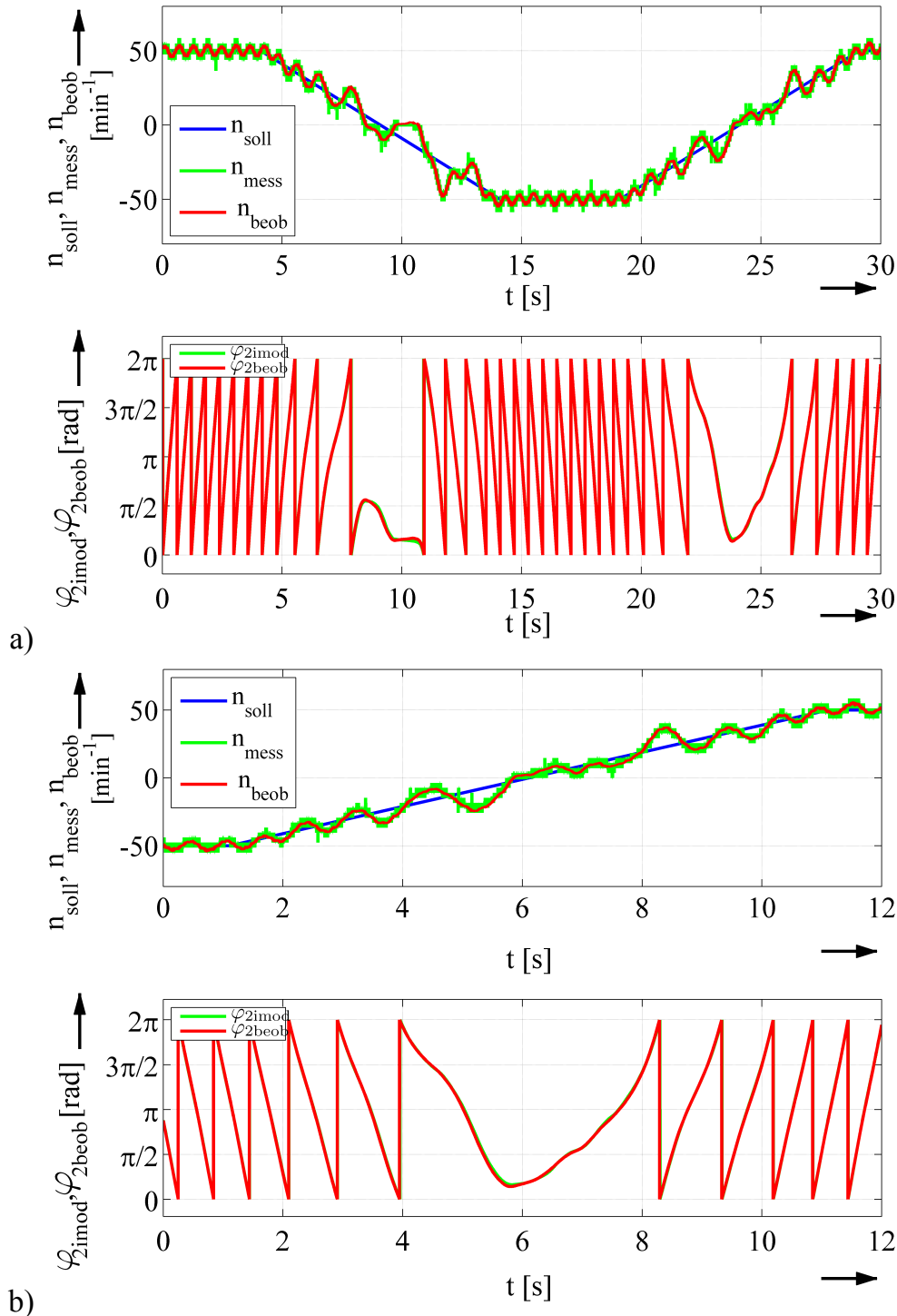


Bild 6.9: langsames drehgeberloses Reversieren von $n^* = \pm 50 \text{ min}^{-1}$ des Zwei-Massen-Systems;
a) Drehzahlen und Flusswinkel; b) Drehzahlen und Flusswinkel, Zoom

6.2.2 Drehgeberlose Identifikation mit klassischem adaptiven Beobachter

Die in diesem Kapitel dargestellten Ergebnisse zeigen die Resultate der drehgeberlosen Identifikation mit dem klassischen adaptiven Luenberger Beobachter gemäß Bild 3.6 und entsprechen damit dem in Kapitel 4.1 vorgestellten notwendigen Schritt 1 der Identifikationsroutine. Es sollen die theoretischen Überlegungen zu diesem Identifikationsschritt experimentell bestätigt werden, sowie die grundsätzliche Anwendbarkeit eines modellbasierten, drehgeberlosen Verfahrens für die Identifikation von mechanischen Mehr-Massen-Systemen aufgezeigt werden. Die überwiegenden Untersuchungen in den nachfolgenden Abschnitten erfolgten mit den nachstehenden Parametrierungen für das PRBS und den Beobachter aus Tabelle 6.3.

Sollten Abweichungen von diesen Werten für die Messergebnisse verwendet worden sein, so sind die entsprechenden Größen in der Bildunterschrift zu finden.

PRBS	Beobachter
N = 15	$K_{PI} = 4$
$T_{PRBS} = 16 \cdot T_t = 3,2 \text{ ms}$	$T_{PI} = 1/300 \text{ s}$
$T_P = 52,43 \text{ s}$	$k_{kor} = 0,4$
Regelungszykluszeit T_t :	200 μs
Messdauer zur Identifikation:	10 s

Tabelle 6.3: Standard Parameter des PRBS und des adaptiven Beobachters für die experimentellen Identifikationsergebnisse

Die Rückführmatrix $\hat{\mathbf{L}}(\hat{\omega}_m, k_{kor})$ wird verwendet um den instabilen Bereich der Drehzahlbeobachtung für sehr kleine Frequenzen zu reduzieren. Da die nachstehenden Ergebnisse üblicherweise bei Drehzahlen weit außerhalb dieses Bereiches ermittelt wurden, war die Rückführmatrix in der Regel offen, also $\hat{\mathbf{L}} = \mathbf{0}$.

Identifikation von Ein-Massen-Systemen

Aus den theoretischen Ergebnissen der Simulationen in Kapitel 4 wird ersichtlich, dass grundsätzlich eine Identifikation von Ein-Massen-Systemen mit dem drehzahladaptiven Luenberger Beobachter möglich sein müsste. Basierend auf diesen Erkenntnissen soll zunächst diese Identifikationsmöglichkeit in diesem Abschnitt experimentell validiert werden.

Hierzu wurde die Asynchronmaschine aus Bild 6.4 ohne installierte Mechanik drehgeberlos mit der Beobachterstruktur geregelt und eine Identifikationsroutine mittels Welch-Methode zur Frequenzgangbestimmung angewandt. Das folgende Bild 6.10 zeigt das Resultat der Identifikation bei einem Betrieb der Asynchronmaschine mit konstantem Drehzahlsollwert von $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$.

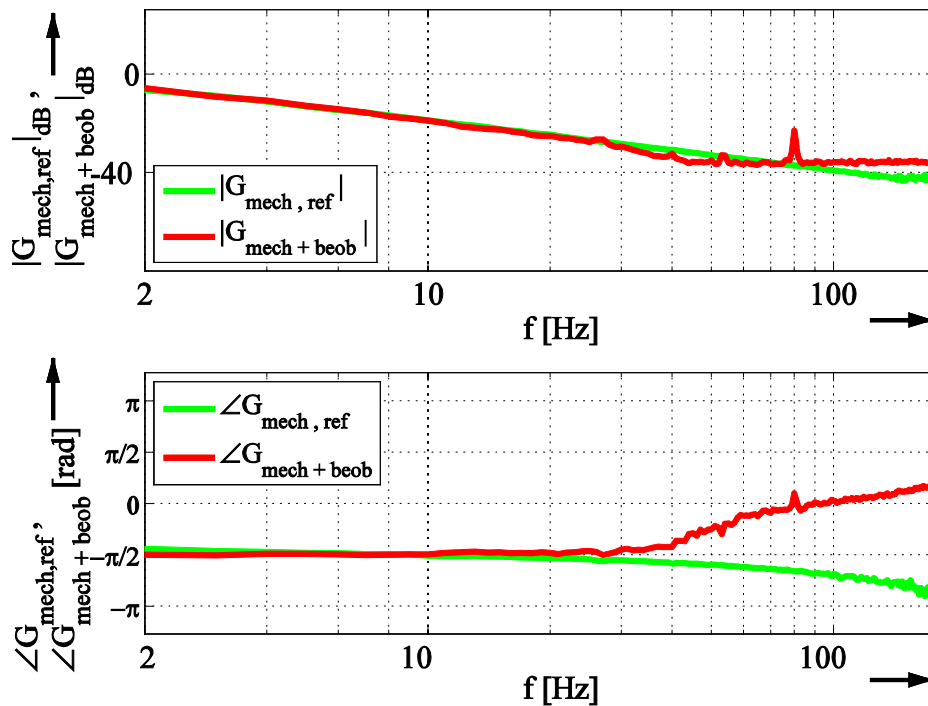


Bild 6.10: Geberlose Identifikation der Asynchronmaschine als Ein-Massensystem mit drehzahladaptivem Beobachter; $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$

Die grün dargestellte Referenzkurve wurde dabei vorab durch die gleiche Identifikationsroutine, allerdings mit Drehgeber, generiert. Es wird aus dem in Rot dargestellten, drehgeberlosen Identifikationsergebnis deutlich, dass eine sehr gute Übereinstimmung – insbesondere im Amplitudengang – mit der grünen Referenzkurve existiert. Über einen weiten Frequenzbereich kann damit eine sehr gute Identifikation eines Ein-Massen-Systems auch drehgeberlos erfolgen. Die sehr gute Übereinstimmung mit dem simulierten Ergebnis aus Kapitel 4.1 verdeutlicht die Anwendbarkeit der Theorie auf die experimentellen Untersuchungen. Eine weitere Bestätigung der theoretischen Überlegungen soll durch die folgenden Ergebnisse für das Ein-Massen-System vermittelt werden. Im folgenden Bild 6.11 ist der Frequenzgang für die Übertragungsfunktion zwischen echter und geschätzter Drehzahl durch den motorseitigen Geber und die geschätzte Größe beim drehgeberlosen Betrieb durch das Identifikationsverfahren ermittelt worden. Den Studien zufolge müsste diese Übertragungsfunktion die Differenz zur exakten Identifikation des mechanischen Systems abbilden und damit die Abweichungen in der drehgeberlosen Identifikation zur Referenzkurve beinhalten ([ZP10], [ZP11d]).

Zur Bekräftigung dieser Aussage kann nun die experimentell ermittelte Kurve aus Bild 6.11 von der identifizierten Kurve aus Bild 6.10 abgezogen werden. Das Ergebnis dieser mathematischen Operation ist im nachfolgenden Bild 6.12 dargestellt.

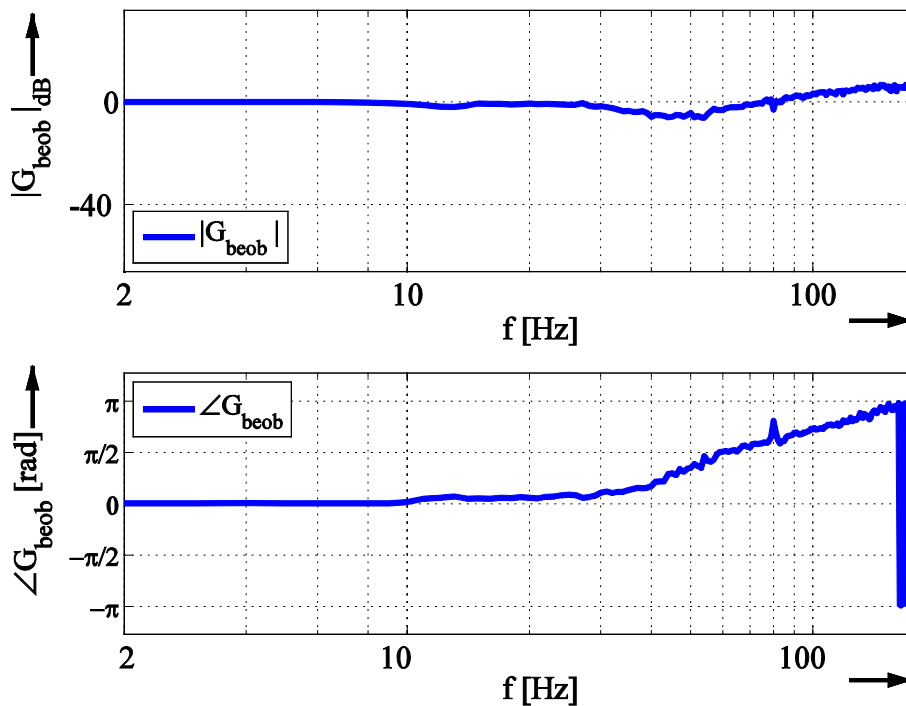


Bild 6.11: Ermittelter Frequenzgang der Beobachterstruktur für das Ein-Massen-System; drehzahladaptiver Beobachter, $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$

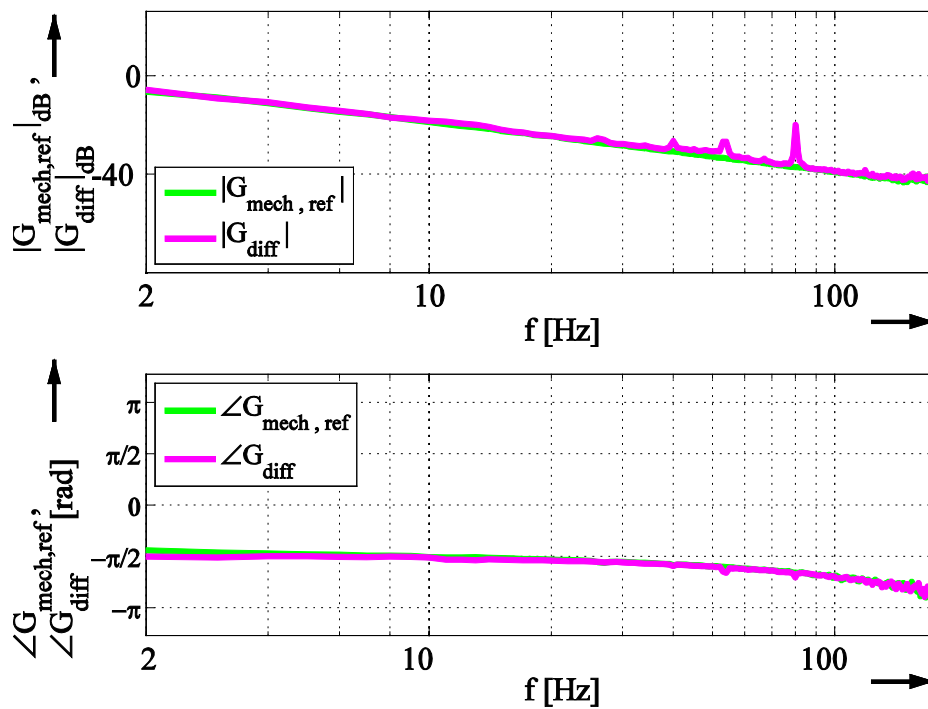


Bild 6.12: Mechanischer Differenzfrequenzgang durch Herausrechnen des Beobachterfrequenzgangs für das Ein-Massen-System; $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$

Die so ermittelte Übertragungsfunktion $G_{\text{diff}}(\omega)$ und die Referenzkurve liegen nun nahezu identisch übereinander, womit die theoretischen Studien Validierung finden.

Identifikation von Zwei-Massen-Systemen

Ergänzt man nun den Laboraufbau der einzelnen Asynchronmaschine um eine Welle und eine lastseitige Schwungmasse, so können die experimentellen Untersuchungen für die drehgeberlose Identifikationsmöglichkeit von Zwei-Massen-Systemen durchgeführt werden. Das resultierende, mechanische Setup entspricht für die folgenden Studien nun dem Aufbau aus Bild 6.4. bei dem durch Änderung der Schwungmasse eine mechanische Verstimmung des System und der charakteristischen Frequenzen erfolgt.

Das nachstehende Bild 6.13 zeigt das Resultat der Frequenzgangbestimmung für das mechanische Setup mit den Eigenfrequenzen $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$ und $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$. Die Regelung des Antriebssystems wurde dabei drehgeberlos mit dem klassischen adaptiven Luenberger Beobachter bei einem Drehzahlswert von $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt. Als Drehzahlwert für die Identifikationsroutine kam ebenfalls der geschätzte Drehzahlwert aus der Beobachterstruktur zum Einsatz.

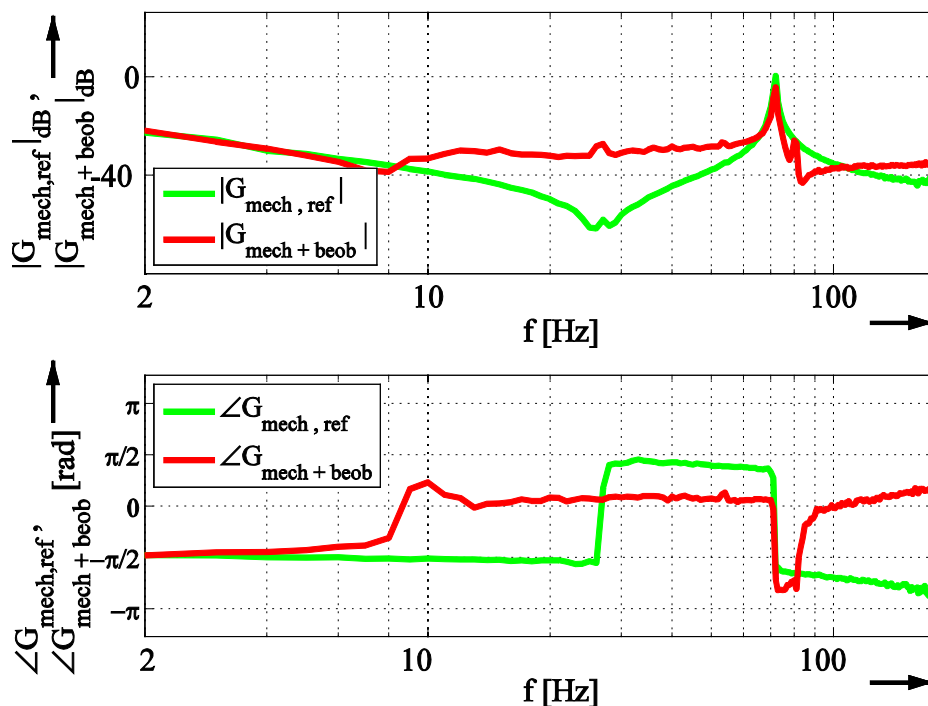


Bild 6.13: Geberlose Identifikation des Zwei-Massen-Systems mit drehzahladaptivem Beobachter; $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$

Die ermittelten Kurven in Bild 6.13 zeigen nun ein deutlich anderes Ergebnis als für das Ein-Massen-System, obwohl der gleiche Beobachter Verwendung fand. Damit wird unverkennbar ersichtlich, dass das mechanische System das Identifikationsergebnis bestimmt. Der identifizierte Frequenzgang des Systems in Bild 6.13 beschreibt

zwar noch nicht die exakte Charakteristik des installierten Zwei-Massen-Systems. Es ist jedoch unverkennbar, dass das Identifikationsergebnis für kleine Frequenzen und im Bereich der Resonanzfrequenz mit dem realen Aufbau übereinstimmt. Während sich die Kongruenz für die tiefen Frequenzen daraus ableiten lässt, dass sich ein Mehr-Massen-Systeme für niederfrequente Anregungen wie ein Ein-Massen-System verhält, stellt die erfolgreiche Identifikation der Resonanzfrequenz den Grundpfeiler für das in dieser Arbeit beschriebene geberlose Identifikationsverfahren dar.

Wie schon vorab für das Ein-Massen-System kann nun auch für den geberlosen Betrieb des Zwei-Massen-Systems der Frequenzgang der Übertragungsfunktion zwischen realer und beobachteter Drehzahl über den angebauten Drehgeber an der Asynchronmaschine für diesen Aufbau ermittelt werden. Das Resultat ist in Bild 6.14 wiedergegeben.

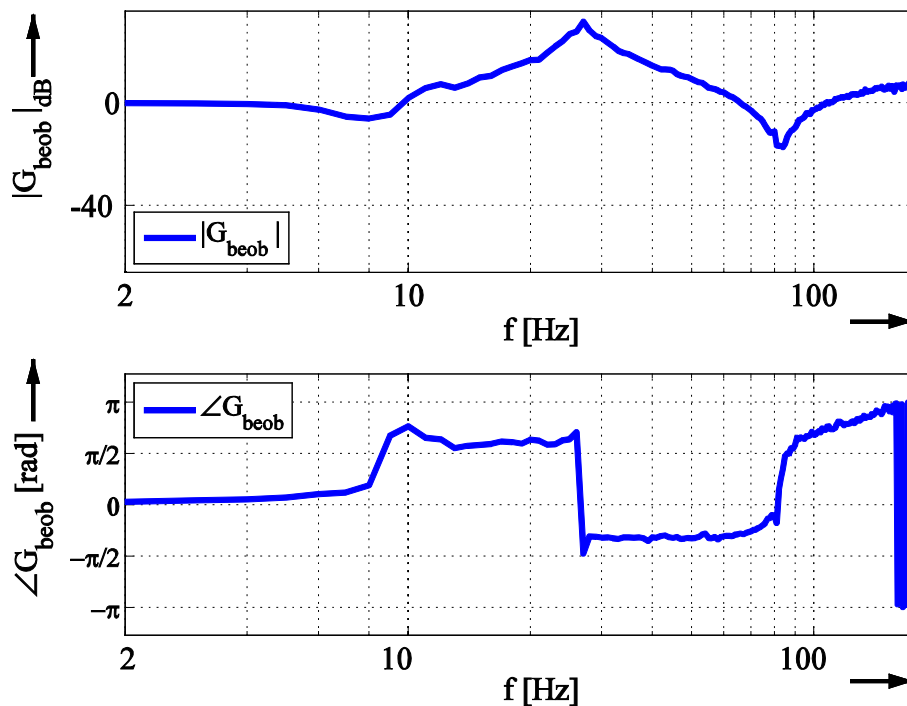


Bild 6.14: Ermittelter Frequenzgang der Beobachterstruktur für das Zwei-Massen-System; drehzahladaptiver Beobachter, $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ars}} = 26 \text{ Hz}$

Der somit identifizierte Frequenzgang der Beobachterstruktur bezüglich der Drehzahlen müsste auch für die geberlose Identifikation des Zwei-Massen-Systems den Unterschied von der identifizierten Kurve zum realen System abbilden. Eine Subtraktion der beiden Kurven aus Bild 6.13 und Bild 6.14 sollte damit der Theorie entsprechend mit dem Frequenzgang des Zwei-Massen-Systems übereinstimmen.

Die Darstellung in Bild 6.15 unterstreicht diese Aussage auch für den geberlosen Betrieb von Zwei-Massen-Systemen unter Verwendung des klassischen drehzahladaptiven Beobachters zur Drehzahlschätzung.

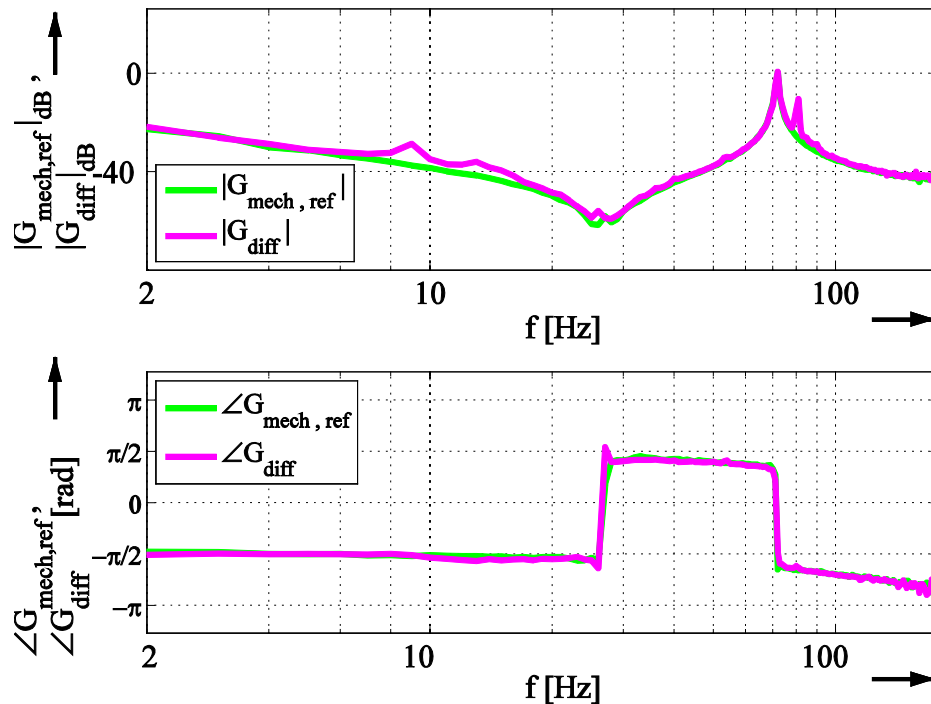


Bild 6.15: Mechanischer Differenzfrequenzgang für das Zwei-Massen-System; $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$

Die Zuverlässigkeit der Identifizierung der Resonanzfrequenz unter Verwendung des adaptiven Luenberger Beobachters stellt das Messergebnis zur Identifikation in Bild 6.16 für eine anders verstimmte Mechanik heraus (siehe auch [ZP11b] und [ZP11d]).

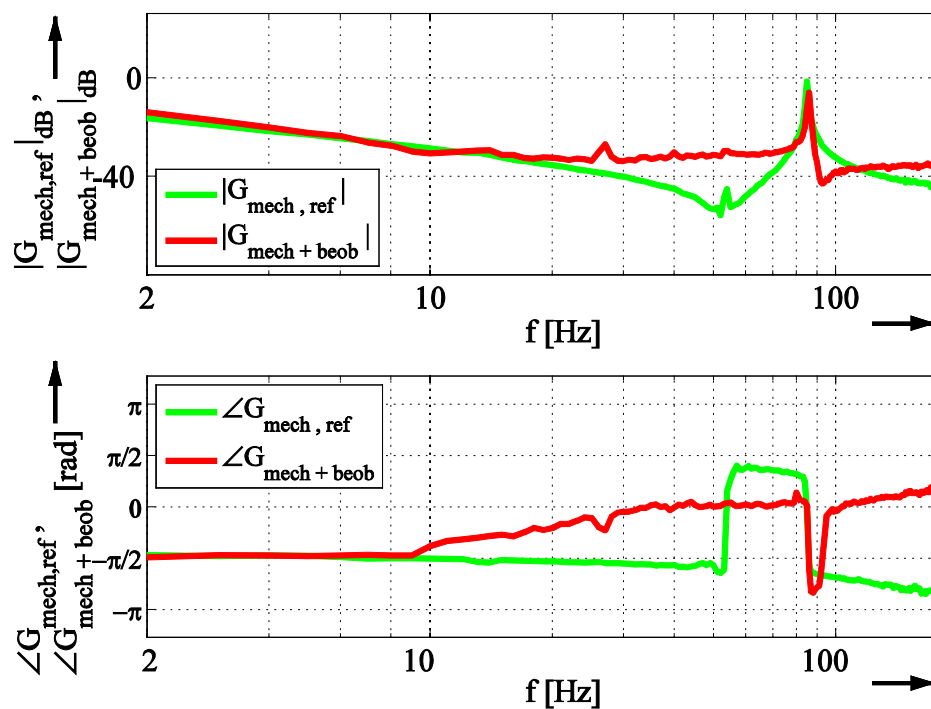


Bild 6.16: Geberlose Identifikation des Zwei-Massen-Systems mit drehzahladaptivem Beobachter; $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 83 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 52 \text{ Hz}$

Für dieses Resultat wurde die lastseitige Schwungmasse des Zwei-Massen-Schwingers dahingehend verringert, dass das mechanische System nun die charakteristischen Frequenzstellen $f_{\text{res}} = 83 \text{ Hz}$ und $f_{\text{ares}} = 52 \text{ Hz}$ aufweist. Im Vergleich zur grünen Referenzkurve wird auch für dieses Setup die erfolgreiche Identifikation der Resonanzfrequenz sichtbar.

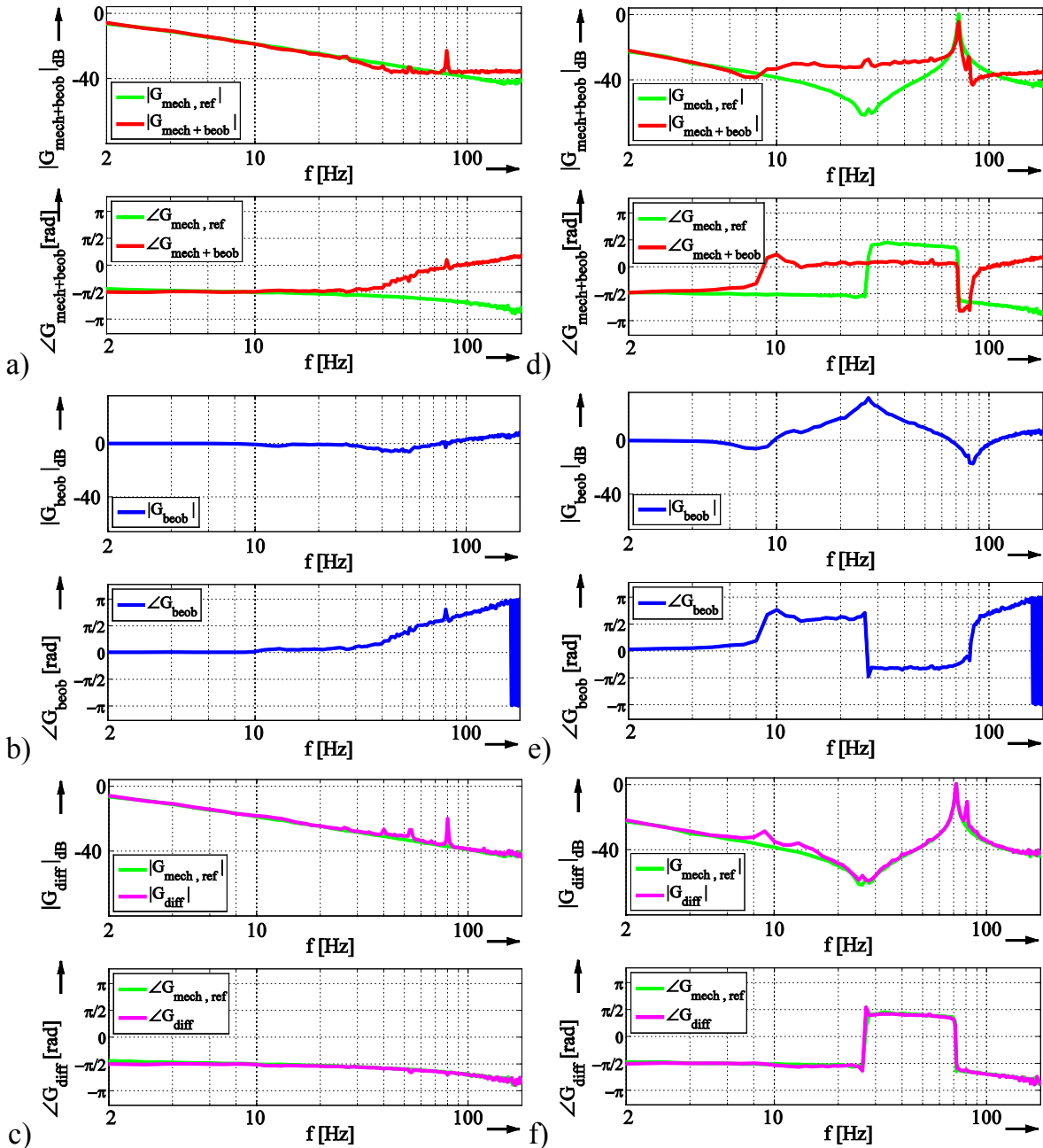


Bild 6.17: Gegenüberstellung der Identifikationsergebnisse für ein Ein-Massen-System (a-c) und ein Zwei-Massen-System ((d-f) mit klassischem drehzahladaptivem Beobachter; $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$,

- a), d) Identifikationsergebnis mit adaptivem Beobachter
- b), e) gemessener Frequenzgang der Beobachterstruktur
- c), f) Ergebnis der Differenz aus den vorherigen Frequenzgängen

Zusammenfassend resümiert das obige Bild 6.17 noch einmal die Ergebnisse für die Anwendung des Identifikationsverfahrens per Frequenzgangmessung auf die unterschiedlichen drehgeberlos geregelten Antriebssysteme mit Drehzahlschätzung aus dem drehzahladaptiven Beobachter.

Im Vergleich der ermittelten Kurven für das Ein-Massen-System und den Zwei-Massen-Schwinger wird ersichtlich, dass eine Identifikation für ein Ein-Massen-System direkt mit dem verwendeten Beobachter möglich ist. Für das untersuchte Zwei-Massen-System wird zwar die Charakteristik der Resonanzfrequenz eindeutig erkannt, eine erfolgreiche Identifikation der gesamten Systemeigenschaft ist allerdings nicht möglich. In der Gegenüberstellung der Frequenzgänge der Übertragungsfunktionen von der echten zur geschätzten Drehzahl für die beiden mechanischen Aufbauten wird aus Bild 6.17 b) und e) der prägnante Unterschied beim Einsatz des adaptiven Beobachters für ein Zwei-Massen-System klar herausgestellt.

Damit ist erkennbar, dass eine analytische Bestimmung dieser Übertragungsfunktion im Falle eines Zwei-Massen-Systems nicht direkt erfolgen kann, wie sie z.B. in [Hin04], [SS02], [SS06] für die geberlose Regelung eines Ein-Massen-Systems vorgestellt ist. Für eine erfolgreiche sensorlose Identifikation eines Zwei-Massen-Schwingers müsste aber gerade diese Übertragungsfunktion bekannt sein, um sie aus der mit Hilfe des klassischen drehzahladaptiven Beobachters identifizierten Kurve herausrechnen zu können, wie Bild 6.17 f) aufzeigt. Zudem kann aus dem Verlauf des Frequenzganges in Bild 6.17 e) gefolgert werden, dass die Charakteristik des installierten Zwei-Massen-Systems großen Einfluss auf den Verlauf des Amplituden- und Phasenganges dieser Übertragungsfunktion hat. Da es aber Zweck des Identifikationsverfahrens ist, genau diese Eigenschaften des Systems erst zu bestimmen, kann folglich mit der Struktur des klassischen drehzahladaptiven Beobachters grundsätzlich keine vollständige Identifikation von Mehr-Massen-Systemen erfolgen.

Als ursächlich für die unterschiedlichen Identifikationsqualitäten bei den beiden mechanischen Systemen muss eine fehlerhafte Drehzahlschätzung mit dem drehzahladaptiven Beobachter für einen Zwei-Massen-Schwinger gefolgert werden. Zur Bestätigung dieser Aussage wurden im Labor die beiden mechanischen Aufbauten des Ein- und des Zwei-Massen-Systems hierzu mit konstanter Drehzahl von $n^* = 600 \text{ min}^{-1}$ unter Verwendung des Drehgebers geregelt und eine zusätzliche Schwingung auf den Drehzahlsollwert mit konstanter Amplitude und unterschiedlichen Frequenzen aufmoduliert. Die Ergebnisse für vier prägnante aufmodulierte Schwingungen sind in der Gegenüberstellung in Bild 6.18 dargestellt.

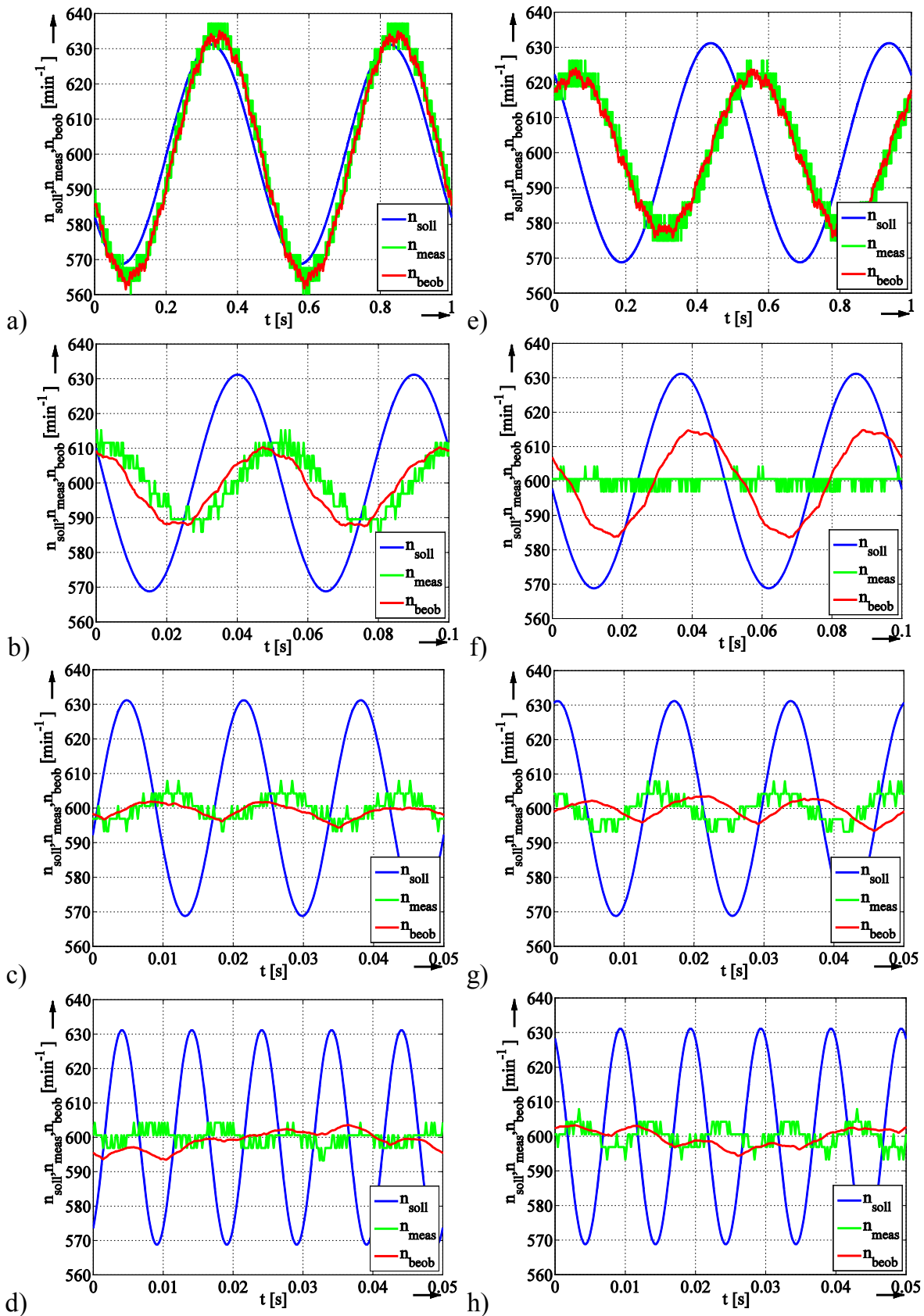


Bild 6.18: n_{soll} , n_{mess} und n_{beob} bei Regelung mit Drehgeber für
 a)-d) Ein-Massen-System, e)-h) Zwei-Massen-System, $f_{res} = 70$ Hz, $f_{ares} = 26$ Hz
 $n^* = 600$ min⁻¹ mit aufmodulierter Schwingung mit:
 a)+e) 2 Hz; b)+f) 20 Hz; c)+g) 60 Hz; d)+h) 100 Hz

Für die Regelung mit Drehgeber ist aus Bild 6.18 a)-d) eine gute Kongruenz der beobachteten und der gemessenen Drehzahl für die aufmodulierte Schwingung beim mechanischen Ein-Massen-System ersichtlich. Es lässt sich damit bestätigen, dass die Drehzahlschätzung mit dem adaptiven Beobachter für ein Ein-Massen-System in ausreichender Genauigkeit durchgeführt werden kann, weshalb auch die Identifikation im ersten Identifikationsschritt für diese mechanischen Aufbauten gut gelingt. Betrachtet man nun die Messungen in Bild 6.18 e)-f) für den Zwei-Massen-Schwinger mit $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$ und $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$, so ergibt sich je nach anregender Frequenz ein anderes Bild. Für eine niederfrequente Anregung mit 2 Hz in Bild 6.18 e) stimmt die geschätzte Drehzahl sehr gut in Amplitude und Phase mit der gemessenen Größe überein. Nähert man sich nun dem Bereich der Anti-Resonanzfrequenz mit seiner charakteristischen Dämpfung der Anregung in diesem Bereich, so ist aus der gemessenen Drehzahl in Bild 6.18 f) diese Systemreaktion klar erkennbar. Die beobachtete Drehzahl aus dem adaptiven Beobachter zeigt diese Eigenschaft jedoch nicht. Da eine Anregung des Zwei-Massen-Schwingers mit der Resonanzfrequenz nicht ratsam ist, ist in Bild 6.18 g) die Messung für eine zusätzliche Schwingung mit 60Hz durchgeführt worden. Für diesen Frequenzbereich, der nahe der Resonanzfrequenz liegt, sind gemessene und beobachtete Drehzahl bezüglich der Drehzahlamplitude wieder übereinstimmend, auch wenn eine Phasendifferenz zwischen den beiden Signalen erkennbar ist. Auch für höhere Frequenzen zeigt Bild 6.18 h) für das Zwei-Massen-System wieder eine recht gute Schätzung der Drehzahlamplitude.

Hieraus wird deutlich, dass der klassische drehzahladaptive Beobachter geeignet ist, die Drehzahlschätzung für ein Ein-Massen-System in erforderlicher Genauigkeit abzubilden. Allerdings reicht die Drehzahladaption über den PI-Algorithmus mit dem Drehmoment-Schätzfehler der Maschine alleine nicht aus, um eine ausreichende Dynamik der geschätzten Drehzahl auch für ein Zwei-Massen-System über alle Frequenzen richtig zu erfassen. Um eine genauere Drehzahlschätzung für Mehr-Massen-Schwinger zu ermöglichen, ist daher eine strukturelle Anpassung des Beobachters notwendig. Die Basis für die in dieser Arbeit vorgestellte erweiterte Beobachterstruktur liefert dabei das Identifikationsergebnis mit dem drehzahladaptiven Beobachter aus diesem Kapitel mit der gewonnen Erkenntnis über die Lage der Resonanzfrequenz des Zwei-Massen-Schwingers. Mit diesem Parameter aus dem ersten Identifikationsschritt kann die Beobachterstruktur um ein mechanisches Modell ergänzt werden. Die zugehörigen Messergebnisse für diesen erweiterten adaptiven Beobachter sollen nun im nächsten Abschnitt erläutert werden.

6.2.3 Sensorlose Identifikation mit erweiterten adaptiven Beobachter

Ist mit der Lage der Resonanzfrequenz ein charakteristischer Parameter des Zwei-Massen-Systems durch den ersten Identifikationsschritt vorhanden, lässt sich mit dieser Erkenntnis - wie schon in Kapitel 4.2 erläutert – ein Modell des mechanischen Systems beschreiben. Hierzu kann bei Kenntnis der Massenträgheiten von Motor und Last über Gleichung (2.19) die Federkonstante C der Welle leicht bestimmen:

$$C = \frac{(2\pi \cdot f_{\text{res}})^2 \cdot J_M \cdot J_L}{J_M + J_L} \quad (6.4)$$

Mit diesem Parameter und der lastseitigen Massenträgheit J_L kann dann auch über (2.20) die Anti-Resonanzfrequenz berechnet werden. Unter Vernachlässigung der Federdämpfung d der Welle ist es nun einfach möglich, das mechanische Blockschaltbild aus Bild 2.5 über die normierten Größen für die installierte Mechanik zu vervollständigen und als strukturelle Erweiterung im Beobachter zu verwenden (siehe Bild 4.11). Die Untersuchungen des vorherigen Kapitels haben nahegelegt, dass die Verwendung des Drehmoment-Schätzfehlers ΔM einzig aus dem Maschinenmodell die Dynamik eines Zwei-Massen-Systems nicht ausreichend widerspiegelt. Über den Einbezug des mechanischen Systemmodells kann nun aber auch eine geschätzte Größe des Feder- bzw. des Torsionsmomentes der Welle mit in die Drehzahlschätzung einfließen. Genauer gesagt wird über die Beobachterstruktur gemäß Bild 4.11 die Möglichkeit geschaffen, aus dem Drehmoment-Schätzfehler ΔM zusätzlich einen Federmomentfehler ΔM_F aus dem mechanischen Modell für die Drehzahladaption zu berücksichtigen. Die Identifikationsergebnisse unter Verwendung der Drehzahlschätzung dieses erweiterten adaptiven Beobachters bilden den zweiten Schritt der drehgeberlosen Identifikationsroutine durch Frequenzgangmessung und werden auf den nun folgenden Seiten dargestellt.

In Bild 6.19 ist das Identifikationsergebnis mit geschätzter Drehzahl aus der erweiterten Beobachterstruktur für das Zwei-Massen-System mit den charakteristischen Frequenzen $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$ und $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$ dargestellt bei drehgeberloser Regelung mit einem Drehzahlsollwert von $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$. Es ist eine sehr gute Übereinstimmung des identifizierten Zwei-Massen-Schwingers im Vergleich zu der grünen Referenzkurve des mechanischen Systems auszumachen. Ebenso ist die erhebliche Verbesserung der Genauigkeit des Ergebnisses im Vergleich zu Bild 6.13 durch die Erweiterung des Beobachters klar ersichtlich.

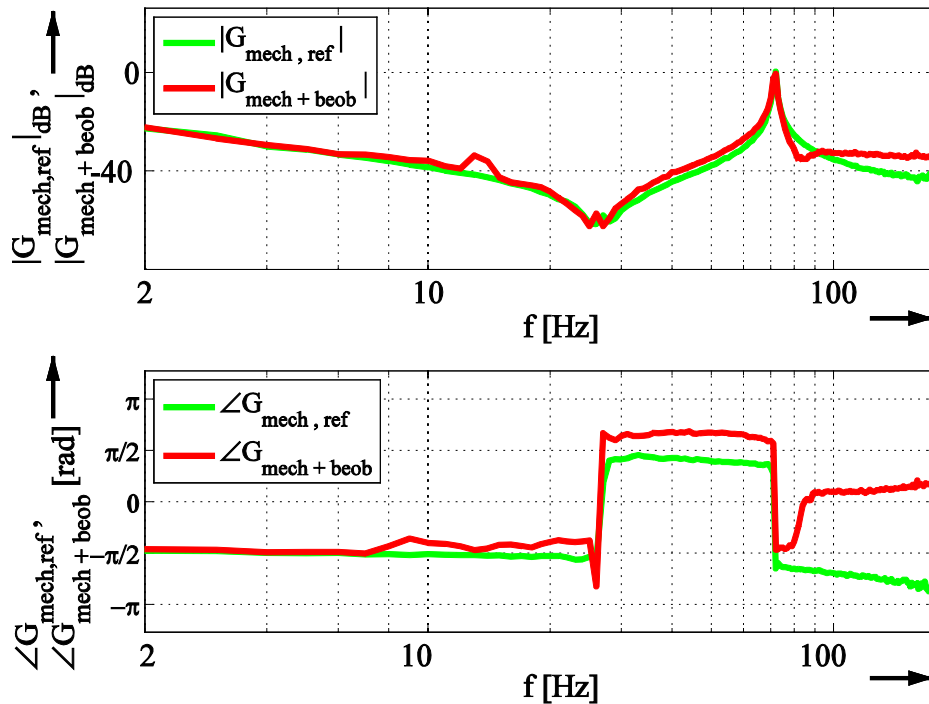


Bild 6.19: Geberlose Identifikation des Zwei-Massen-Systems mit erweitertem adaptivem Beobachter; $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$

Hieraus lässt sich direkt ableiten, dass die Berücksichtigung des Federmomentfehlers ΔM_F in einer weitaus exakteren Drehzahlschätzung für das schwingungsfähige mechanische System resultiert als mit dem klassischen adaptiven Beobachter.

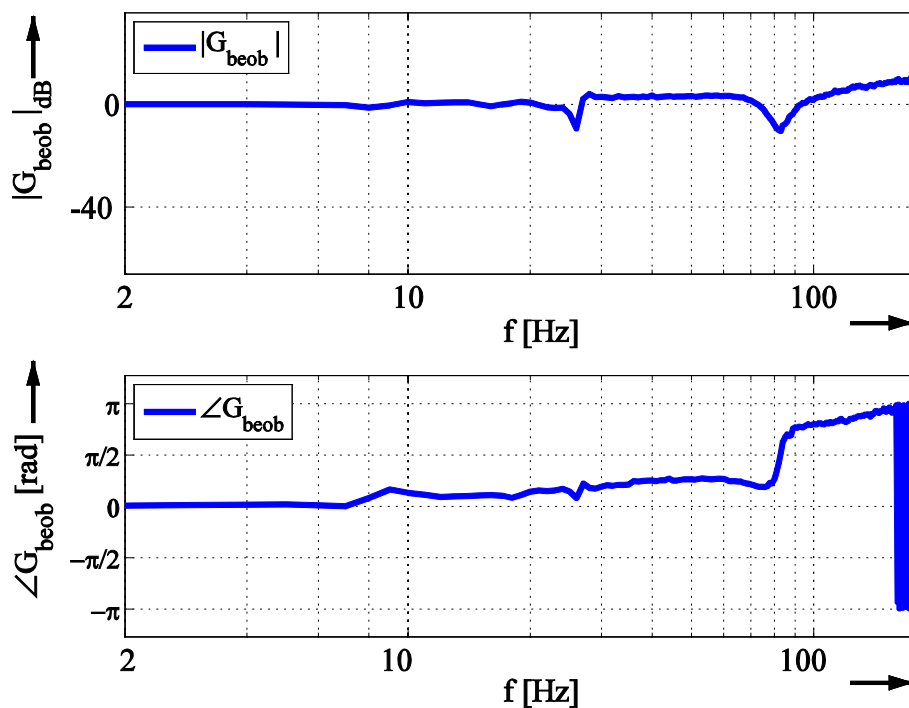


Bild 6.20: Ermittelter Frequenzgang der Beobachterstruktur für das Zwei-Massen-System; erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$

Diese Aussage wird zudem durch die Darstellung in Bild 6.20 unterstützt, die die ermittelte Übertragungsfunktion zwischen gemessener und geschätzter Drehzahl für das obige Identifikationsergebnis mit dem erweiterten adaptiven Beobachter zeigt. Der Frequenzgang in Bild 6.20 zeigt nun über einen weiten Frequenzbereich für die geschätzte Drehgeschwindigkeit kaum eine deutliche Abweichung in Amplitude oder Phase von der gemessenen Drehzahl.

Um die Wiederholbarkeit und Unabhängigkeit vom Arbeitspunkt der Maschine für die Qualität der Identifikationsergebnisse im zweiten Identifikationsschritt zu verdeutlichen, finden sich in Bild 6.21 und Bild 6.22 die Resultate aus der drehgeberlosen Identifikationsroutine für den Betrieb bei weiteren Drehzahlsollwerten.

Für ein anders abgestimmtes mechanisches Zwei-Massen-System mit $f_{\text{res}} = 83 \text{ Hz}$ und $f_{\text{ares}} = 52 \text{ Hz}$ untermalt das nachfolgende Bild 6.23 durch die klare drehgeberlose Identifikation der mechanischen Charakteristik die Anwendbarkeit des Verfahrens für unterschiedliche mechanische Zwei-Massen-Schwinger. Für dieses Setup ist ebenfalls die starke Verbesserung der Identifikationsgenauigkeit im Vergleich zu Bild 6.16 auszumachen, auf dessen Ergebnis die Parametrierung des mechanischen Modells im Beobachter basierte.

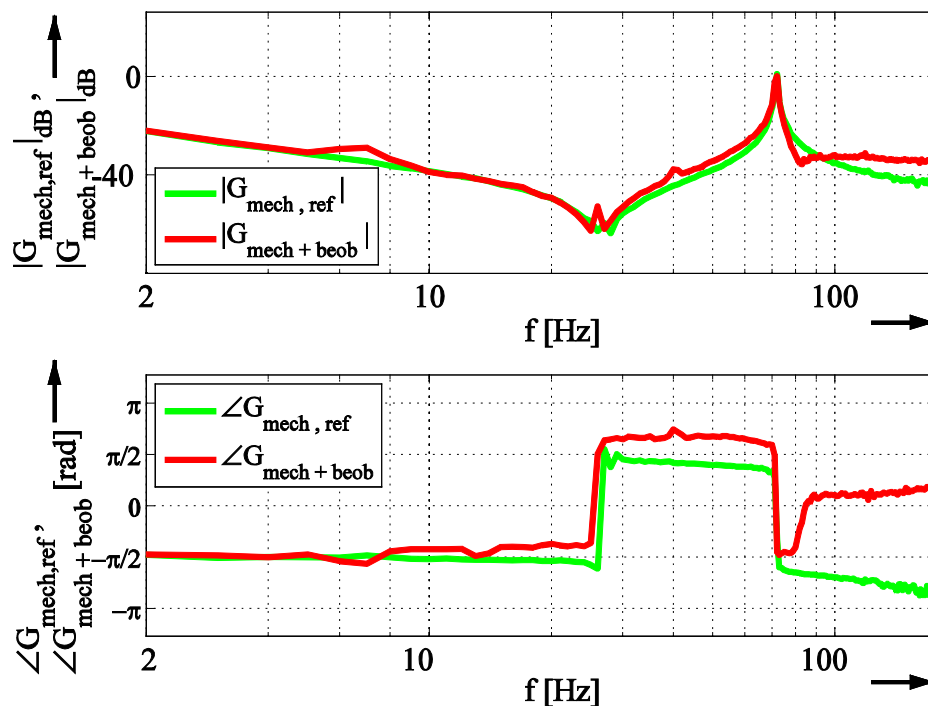


Bild 6.21 Geberlose Identifikation des Zwei-Massen-Systems mit erweitertem adaptivem Beobachter; $n^* = 200 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$

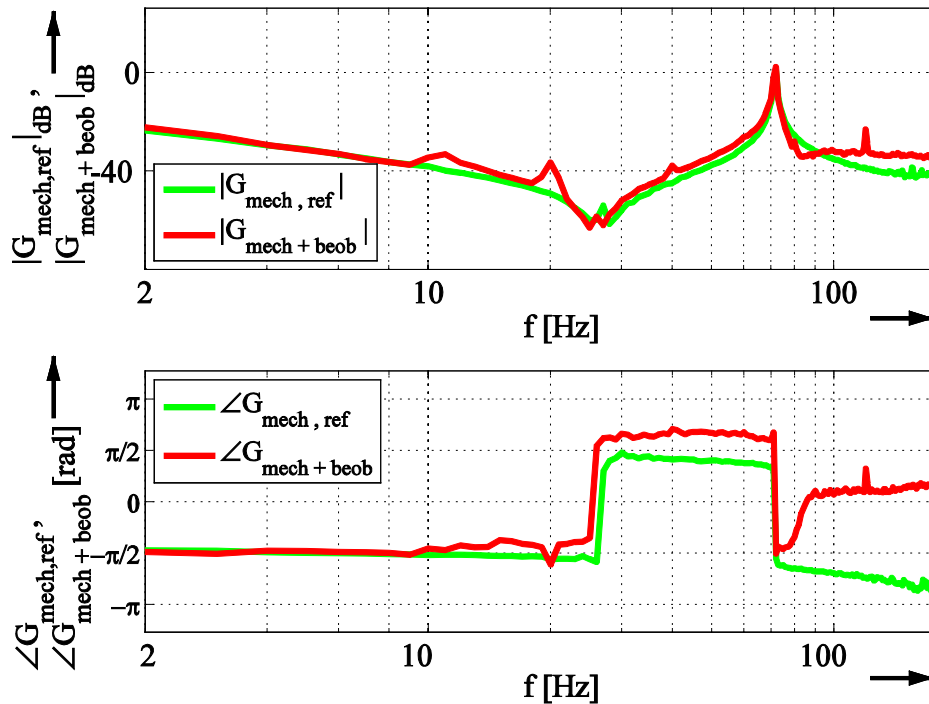


Bild 6.22: Geberlose Identifikation des Zwei-Massen-Systems mit erweitertem adaptivem Beobachter; $n^* = 600 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$

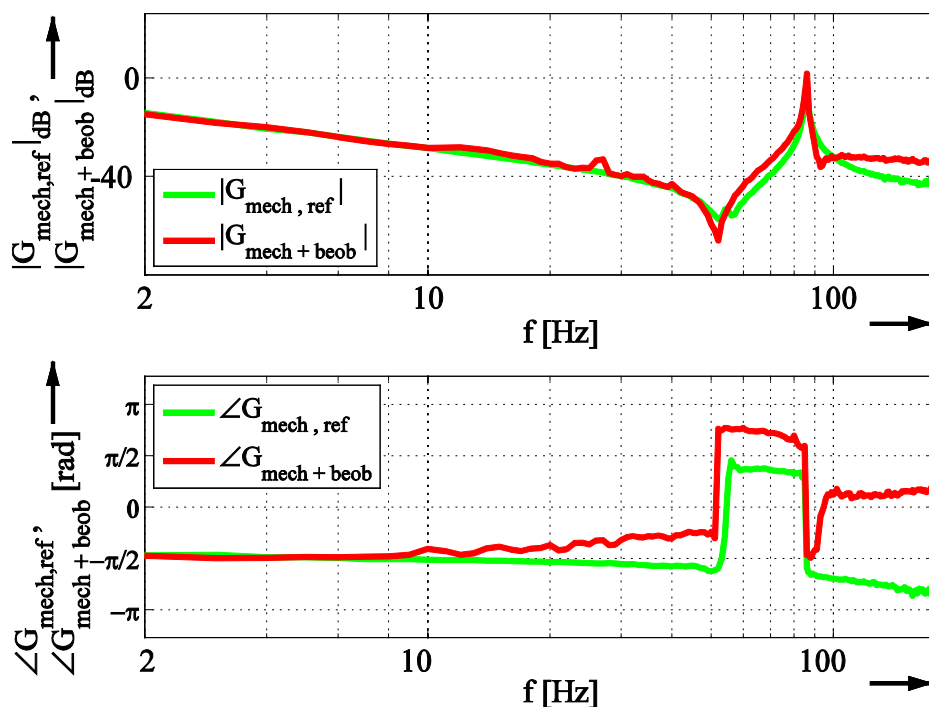


Bild 6.23: Geberlose Identifikation des Zwei-Massen-Systems mit erweitertem adaptivem Beobachter; $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 83 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 52 \text{ Hz}$

Aus den Messergebnissen in diesem Abschnitt wird deutlich, dass mit der erweiterten adaptiven Beobachterstruktur um das Zwei-Massen-Modell eine sehr gute Identifikation von mechanischen Zwei-Massen-Schwingern im zweiten Schritt des vorgestellten

Verfahrens zu erzielen ist. Die Berücksichtigung des Federmomentfehlers in der Drehzahladaptation sorgt damit für eine exaktere Drehzahlschätzung dieser mechanischen Konstellation, als es der klassischen adaptiven Beobachter im ersten Identifikationsschritt erlaubt. Für die dargestellten Ergebnisse in diesem Abschnitt sind bei offener Rückführmatrix $\hat{L} = \mathbf{0}$ die gleichen Einstellungen des PRBS-Generators und des Beobachters wie im ersten Identifikationsschritt parametrisiert worden:

PRBS	Beobachter
N = 15	$K_{PI} = 4$
$T_{PRBS} = 16 \cdot T_t = 3,2 \text{ ms}$	$T_{PI} = 1/300 \text{ s}$
$T_P = 52,43 \text{ s}$:	$k_{kor} = 0,4$
Regelungszykluszeit T_t :	200 μs
Messdauer zur Identifikation	10 s

Tabelle 6.4: Parametrierung des PRBS und des erweiterten adaptiven Beobachters für die drehgeberlose Identifikation

Die folgenden Darstellungen im Kapitel 6.2.4 beinhalten Untersuchungen für Variationen dieser Parameter und anderer Einflussgrößen auf die Identifikationsroutine, um die Zuverlässigkeit und die flexible Anwendbarkeit des vorgestellten geberlosen Identifikationsverfahrens zu betrachten.

6.2.4 Einflussgrößen auf die Identifikation

Die in diesem Abschnitt aufgezeigten Studien sollen die Anwendbarkeit des sensorlosen Identifikationsverfahrens per Frequenzgangmessung für Variationen der unterschiedlichen Einflussgrößen auf die Identifikation und das geberlose Konzept beleuchten. Es kommen Untersuchungen zu den folgenden Parametern und ihres Einflusses auf die Identifikation zur Darstellung:

- Variation des PRBS Testsignalgenerators
- Auflösung der Statorstrommessung
- Veränderung des Arbeitspunktes der Antriebsmaschine
- Struktur und Parametrierung des adaptiven Beobachters

Dabei soll die erfolgreiche Identifikationsmöglichkeit für Zwei-Massen-Systeme ohne Drehgeber für eine große Varianz an Einstellungsmöglichkeiten ebenso zur Betrachtung kommen wie die möglichen Grenzen des Verfahrens ([ZP17]).

Veränderung des PRBS-Testsignals

Die Anregung des Systems mit dem PRBS Testsignal ist die zentrale Größe für eine erfolgreiche Identifikation der mechanischen Systeme. Mit der Länge des Schieberegisters N des Testsignalgenerators aus Bild 2.6 und der Taktzeit T_{PRBS} , mit der die Bits im Register weitergeschoben werden, hat man zwei Parameter zur Hand um die Eigenschaften des Testsignales erheblich zu beeinflussen. Neben der Periodendauer T_p des Testsignals bestimmen diese Größen das Leistungsdichtespektrum des PRBS [Vil07]. Für das in [Vil07] vorgestellte Identifikationsverfahren durch Frequenzgangmessung mit gemessener Drehzahl stellte der Theorie entsprechend eine kurze PRBS Abtastzeit bei großen Schieberegisterlängen die günstigste Parametrierung für eine erfolgreiche Identifikation dar. Hier kam allerdings auch die Systemreaktion auf die PRBS-Anregung in der gemessenen Drehzahl für die Identifikation zur Auswertung, welche mit dem vorliegenden drehgeberlosen Verfahren nicht zur Verfügung steht. Ob für eine Identifikation per Frequenzgangbestimmung, die allein auf der Messung der Statorströme basiert, eine abweichende Parametrierung des Testsignales vorteilhafter ist, sollen die nachfolgenden Untersuchungen verdeutlichen

Variation der Schieberegisterlänge N

Der Einfluss für eine unterschiedliche Anzahl N der verwendeten Schieberegisterstufen auf das Identifikationsergebnis kommt in diesem Abschnitt zur Untersuchung. Die Taktzeit T_{PRBS} des Testsignalgenerators blieb dabei für alle Ergebnisse konstant, so dass sich mit steigender Schieberegisterlänge auch die Periodendauer T_p des PRBS erhöht. Die entsprechende Parametrierungen des erweiterten adaptiven Beobachters und des PRBS für diese Studie sind in der unten stehenden Tabelle 6.5 nochmal zusammengefasst.

PRBS	Beobachter
$N = \text{variabel}$	$K_{\text{PI}} = 4$
$T_{\text{PRBS}} = 16 \cdot T_t = 3,2 \text{ ms}$	$T_{\text{PI}} = 1/300 \text{ s}$
$T_p = \text{variabel:}$	$k_{\text{kor}} = 0,4$
Regelungszykluszeit T_t :	200 μs
Messdauer zur Identifikation:	10 s

Tabelle 6.5: Parametrierung des PRBS und des erweiterten adaptiven Beobachters für die experimentellen Identifikationsergebnisse, variable Schieberegisterlänge N

Nachfolgendes Bild 6.24 zeigt die Ergebnisse der drehgeberlosen Identifikation in den dargestellten Frequenzgängen für unterschiedliche Einstellungen der Schieberegisterlänge. Alle Messungen wurden bei konstantem Drehzahlollwert $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$ und gleicher Amplitude des PRBS-Signals generiert.

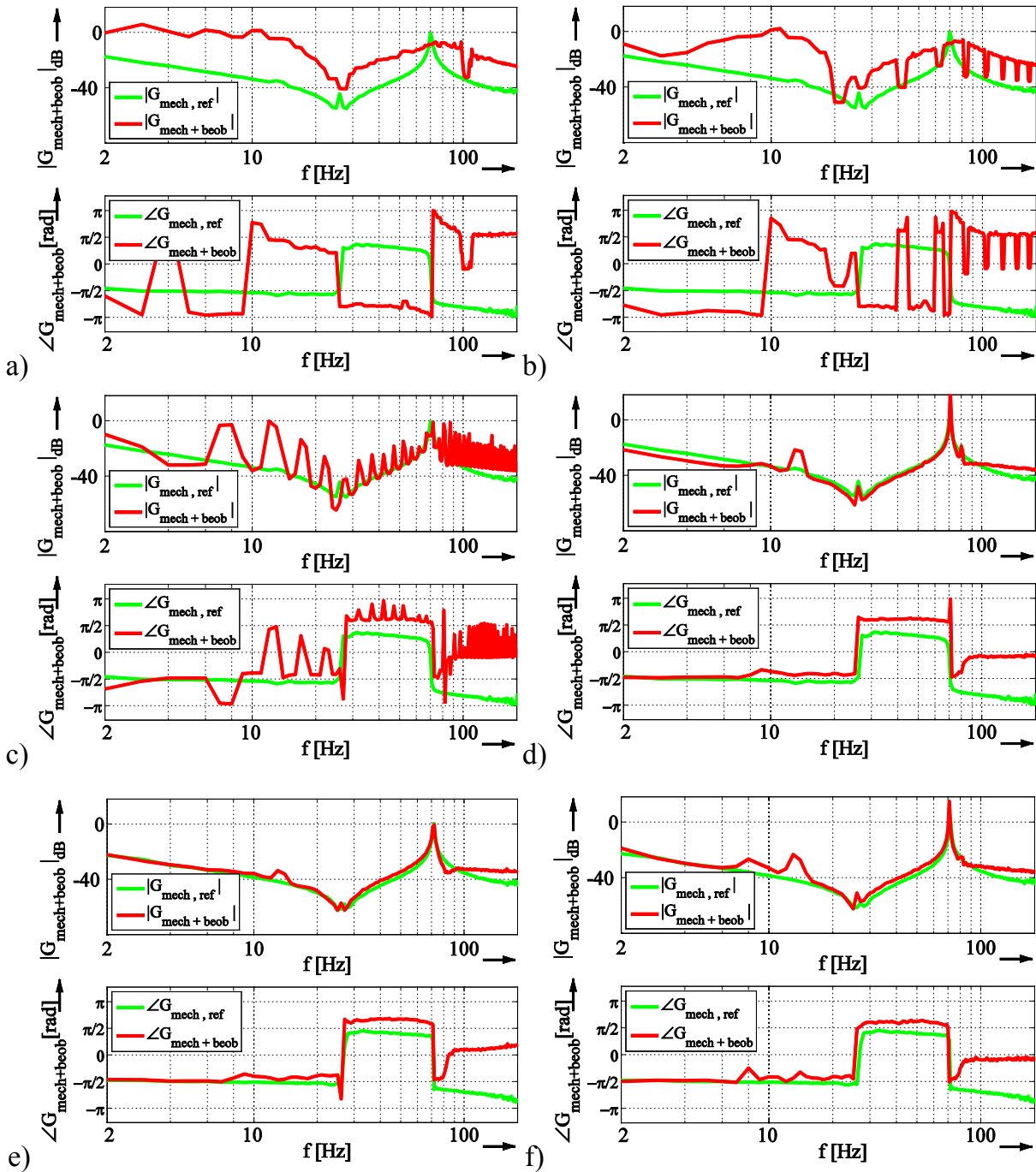


Bild 6.24: Geberlos identifizierte Frequenzgänge, erweiterter adaptiver Beobachter ,
 $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$, N variabel, $T_{\text{PRBS}} = 16 \cdot T_t$,
 a) $N = 2$, $T_P = 9,6 \text{ ms}$; b) $N = 4$, $T_P = 48 \text{ ms}$; c) $N = 6$, $T_P = 99,2 \text{ ms}$
 d) $N = 8$, $T_P = 816 \text{ ms}$; e) $N = 15$, $T_P = 104,9 \text{ s}$; f) $N = 20$, $T_P = 3355 \text{ s}$

Es wird aus Bild 6.24 a)-c) für die Schieberegisterlängen von 2, 4 und 6 Bit direkt deutlich, dass - ebenso wie für die Identifikation mit Drehgeber - ein sehr kurzes

Schieberegister keine zuverlässige Identifikation ermöglicht. Ab einer Anzahl von $N = 8$ ($T_P = 816$ ms) ist das Identifikationsergebnis allerdings schon sehr gut, wie in Bild 6.24 d) zu sehen. Eine weitere Erhöhung der Schieberegisterlänge bis hin zu $N = 20$ ($T_P = 3355$ s) führt zu ebenso guten Resultaten. Es kann damit gefolgert werden, dass ab einer Schieberegisterlänge von 8Bit eine Identifikation auch sensorlos mit dem erweiterten Beobachter erfolgreich durchgeführt werden kann. Für weit größere Schieberegisterlängen wurden keine weiteren Untersuchungen durchgeführt, da die Periodendauer des PRBS stark zunimmt. Es ist allerdings über einen sehr weiten Bereich eine zuverlässige Identifikation zu erwarten, wobei es bei extrem langen Registern zu längeren Haltephasen des Testgenerator-Ausganges kommen kann, in denen der Zustand des Ausgangs-Bits nicht wechselt. Hiermit müsste dann eine Anpassung der Messdauer für die Datenaufzeichnung einhergehen, um eine Anregung des Systems während der Messdauer zu registrieren.

Basierend auf diesen Ergebnissen wurde für die Standard-Parametrierung des PRBS-Generators in den Untersuchungen dieser Arbeit eine Schieberegisterlänge von $N = 15$ Bit für alle Identifikationsergebnisse verwendet.

Modifikation der PRBS Taktzeit T_{PRBS}

In diesem Abschnitt kommen Identifikationsergebnisse für eine feste Anzahl an Schieberegisterbits $N = 15$ und eine variable Taktzeit des Registers T_{PRBS} zur Untersuchung:

PRBS	Beobachter
$N = 15$	$K_{PI} = 4$
$T_{PRBS} = \text{variabel}$	$T_{PI} = 1/300$ s
$T_P = \text{variabel:}$	$k_{\text{kor}} = 0,4$
Regelungszykluszeit T_t :	200 μ s
Messdauer zur Identifikation	10 s

Tabelle 6.6: Parametrierung des PRBS und des erweiterten adaptiven Beobachters für die experimentellen Identifikationsergebnisse, variable PRBS Taktzeit T_{PRBS}

Die resultierenden Frequenzgänge für diese Studie sind in Bild 6.25 zu finden. Sie zeigen sehr gut, dass auch für die sensorlose Identifikationsroutine die gleichen Grundsätze für die Parametrierung des PRBS-Generators gelten, wie für die Identifikation per Frequenzgang mit Drehgeber:

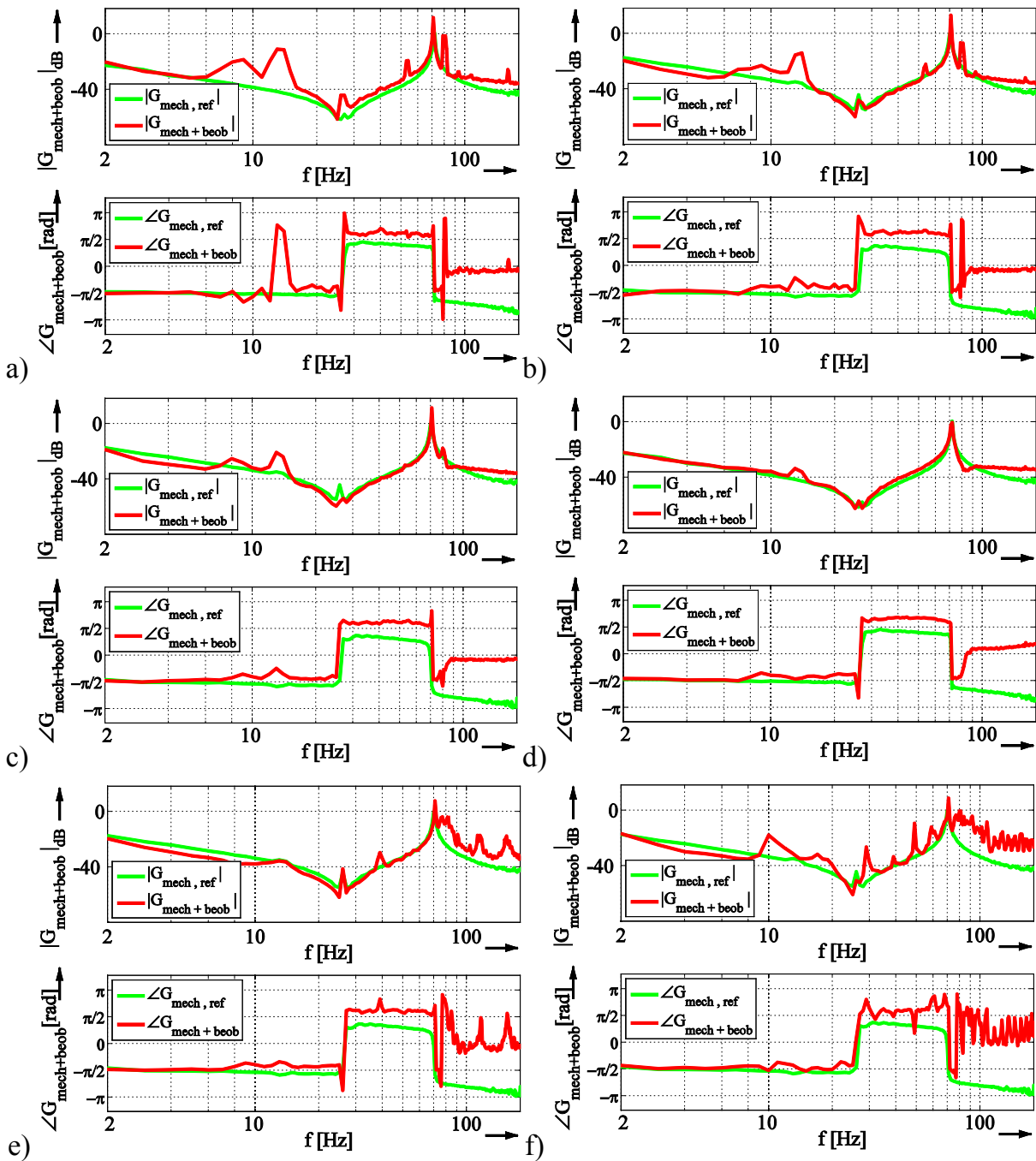


Bild 6.25: Geberlos identifizierte Frequenzgänge, erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$, $N = 15$, T_{PRBS} variabel;
 a) $T_{\text{PRBS}} = T_t = 200 \mu\text{s}$, $T_P = 6,6 \text{ s}$; b) $T_{\text{PRBS}} = 2T_t = 400 \mu\text{s}$, $T_P = 13,1 \text{ s}$
 c) $T_{\text{PRBS}} = 8T_t = 1,6 \text{ ms}$, $T_P = 52,4 \text{ s}$; d) $T_{\text{PRBS}} = 16T_t = 3,2 \text{ ms}$, $T_P = 104,9 \text{ s}$
 e) $T_{\text{PRBS}} = 128T_t = 25,6 \text{ ms}$, $T_P = 839 \text{ s}$; f) $T_{\text{PRBS}} = 512T_t = 102,4 \text{ ms}$, $T_P = 3355 \text{ s}$

Für eine konstante Schieberegisterlänge und sehr kleine Taktzeiten des PRBS ist zwar grundsätzlich eine Identifikation auch sensorlos möglich, aber das Ergebnis entspricht nicht einem optimalen Resultat, wie aus Bild 6.25 a) und b) für $T_{\text{PRBS}} = 1 \cdot T_t$ und $T_{\text{PRBS}} = 2 \cdot T_t$ ersichtlich. Die identifizierten Frequenzgänge zeigen hier noch deutliche Störungen und begründen damit eine nicht vorteilhafte Einstellung.

Für größere Werte von T_{PRBS} stimmen die erzeugten Kurven dann jedoch immer besser mit der Referenzkurve überein. Für $T_{\text{PRBS}} = 16 \cdot T_t$ verdeutlicht Bild 6.25 d) eine sehr gute Kongruenz in Amplitude und Phase zur Referenz, weshalb diese Taktzeit auch als Standard-Einstellung für die Resultate in dieser Arbeit Verwendung fand.

Eine weitere Verlängerung der Taktzeit des PRBS-Generators weist dann jedoch eine Verschlechterung der Ergebnisse auf, wie aus Bild 6.25 e) und f) für $T_{\text{PRBS}} = 128 \cdot T_t$ und $T_{\text{PRBS}} = 512 \cdot T_t$ zu entnehmen ist.

Ab einer gewissen Grenze ist auch hier die Systemanregung innerhalb der Messdauer durch den weniger häufig auftretenden Wechsel des Generator-Ausganges nicht mehr ausreichend, um eine zufriedenstellende Identifikation zu gewährleisten.

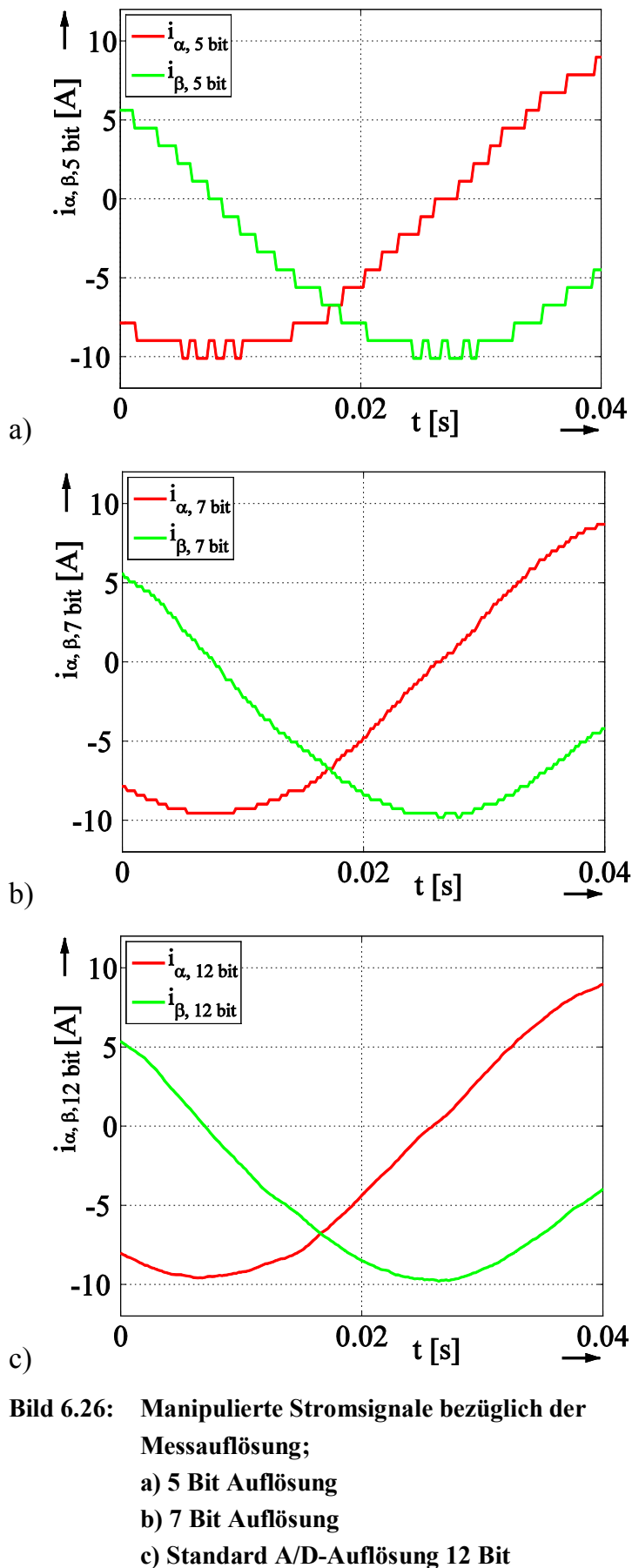
Es existiert damit ein weiter Bereich, in dem die Taktzeit des PRBS für die sensorlose Identifikation gewählt werden kann. Von zu kleinen Taktzeiten ist allerdings ebenso abzuraten wie von sehr langen Zykluszeiten für das Schieberegister.

Untersuchungen zur Auflösung der Stromerfassung

Das in dieser Arbeit beschriebene sensorlose Identifikationsverfahren bedient sich lediglich der Messung der Statorströme, um eine Drehzahlinformation zu generieren, die für die Identifikation bei der Signalverarbeitung verwendet wird. Im Gegensatz zur Identifikationsroutine mit Drehgeber, bei der Informationen aus gemessenen Strom- und Drehzahldaten ausgewertet werden, findet hier grundsätzlich nur eine einkanalige Messdatenanalyse aus den Strömen statt. Auf Basis dieser Überlegungen ist es maßgeblich zu bewerten, ob die Auflösung der Strommesswerte Einfluss auf das Identifikationsergebnis hat.

Die verwendeten A/D-Wandler des DS1104 besitzen mit der festen Auflösung von 12 Bit einen sehr hohen Wert, der in industriellen Anlagen nicht immer zwingend verfügbar ist. Von daher richtet die Betrachtung der Stromauflösung auf das Identifikationsergebnis gleichzeitig auch den Blick auf die allgemeine Anwendbarkeit und Übertragbarkeit des Verfahrens für industrielle Applikationen.

Durch die verbauten 12-Bit-A/D-Wandler im DS1104 ist eine direkte Anpassung der gemessenen Signale nicht möglich, da die Auflösung der Wandler nicht einstellbar ist. Daher wurden die abgetasteten Stromwerte im Regelungsprogramm der Simulink-Umgebung einer Manipulation unterzogen. Die erfassten Stromsignale wurden normiert ins statorfeste α - β -Koordinatensystem transformiert und die Auflösung dann durch folgende mathematische Operation angepasst:



Da die normierten Stromwerte als Gleitkommazahlen mit Wertebereich zwischen -1 und 1 vorliegen, werden die aktuell abgetasteten Werte aus jedem Programmzyklus mit einem durch 2^n darstellbaren Amplitudenfaktor multipliziert und in eine 16 Bit große vorzeichenbehaftete Ganzzahl gewandelt. Bei dieser Wandlung entsteht durch das Abrunden auf die nächste ganze Zahl eine stufige Darstellung der Messgröße über der Zeit. Die Anzahl der Stufen und damit die neu generierte „Auflösung“ des Stromsignals ist dabei abhängig vom multiplizierten Amplitudenfaktor 2^n . So ist z.B. für einen Wert $n = 4$ – also einem Faktor von 16 – ein ganzzahliger Wertebereich für den Stromwert von $-16 \leq i_{\alpha, \beta}(T_t) \leq 16$ möglich, was einer Auflösung von 5 Bit entspricht. Damit ist die manipulierte Auflösung des Stromwertes durch $n+1$ gegeben. Durch eine Rücktransformation dieser Werte in Gleitkommazahlen und Division durch den gleichen Amplitudenfaktor stehen nun die Stromwerte in α - β -Koordinaten mit einer manipulierte Auflösung für die Regelung und die Drehzahlschätzung zur Verfügung.

Die dargestellten Aufzeichnungen in Bild 6.26 a) und b) zeigen die so erzielten Stromsignale in α - β -Koordinaten. Die hieraus transformierten Ströme ins rotorflussfeste d-q-Koordinatensystem wurden dann für die Regelung und Drehzahlschätzung des Systems eingesetzt. Zum Vergleich ist in Bild 6.26 c) auch der Stromverlauf mit der Standard-Auflösung der A/D-Wandler dargestellt.

Als unterste Grenze wurde bei den Versuchen eine manipulierte Auflösung von 4 Bit festgestellt, bei der die Regelung der Asynchronmaschine nicht mehr stabil arbeitete. Daher ist der in Bild 6.26 a) gezeigte Stromverlauf mit einer manipulierten Auflösung von 5 Bit als unterste stabile Möglichkeit für die Untersuchungen dargestellt. Die starke Stufung der Stromverläufe durch die niedrige Auflösung ist sehr gut zu erkennen. Die Verläufe der beiden Stromkomponenten in Bild 6.26 b) für eine manipulierte Auflösung von 7 Bit zeigen hingegen schon einen sehr viel glatteren Verlauf. Die Abstufung der einzelnen diskreten Werte kann aber in den Bereichen der Stromamplitude noch gut ausgemacht werden.

Die aus den hier präsentierten Stromverläufen resultierenden Identifikationsergebnisse kommen in Bild 6.27 für die sehr niedrige Stromauflösung von 5 Bit und in Bild 6.28 für die Stromverläufe mit 7 Bit Auflösung zur Darstellung.

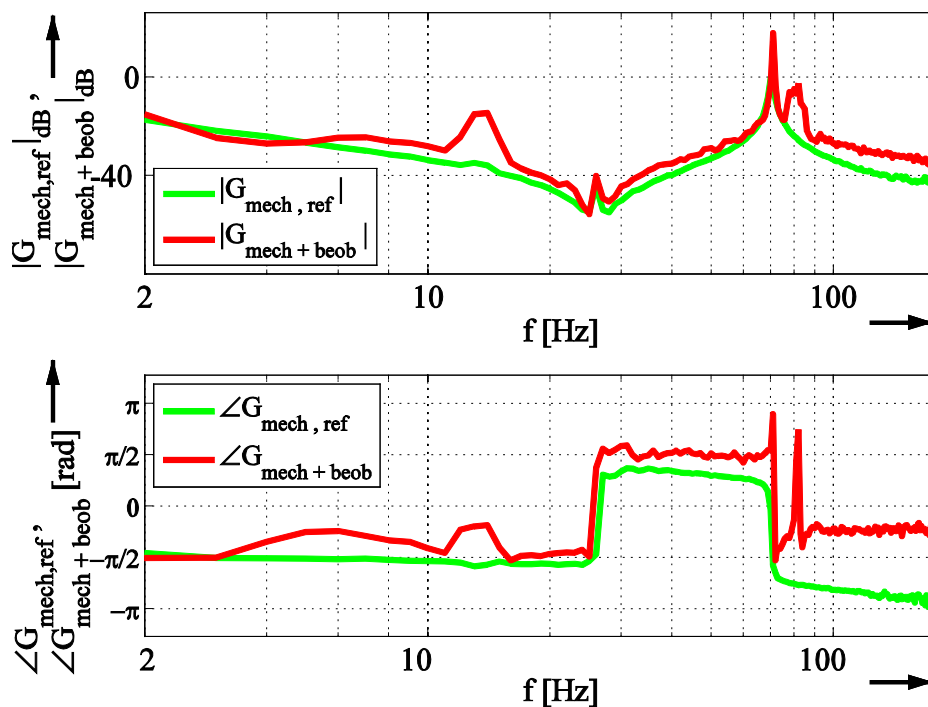


Bild 6.27: Geberlos identifizierter Frequenzgang, erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$, manipulierte Stromauflösung 5 Bit

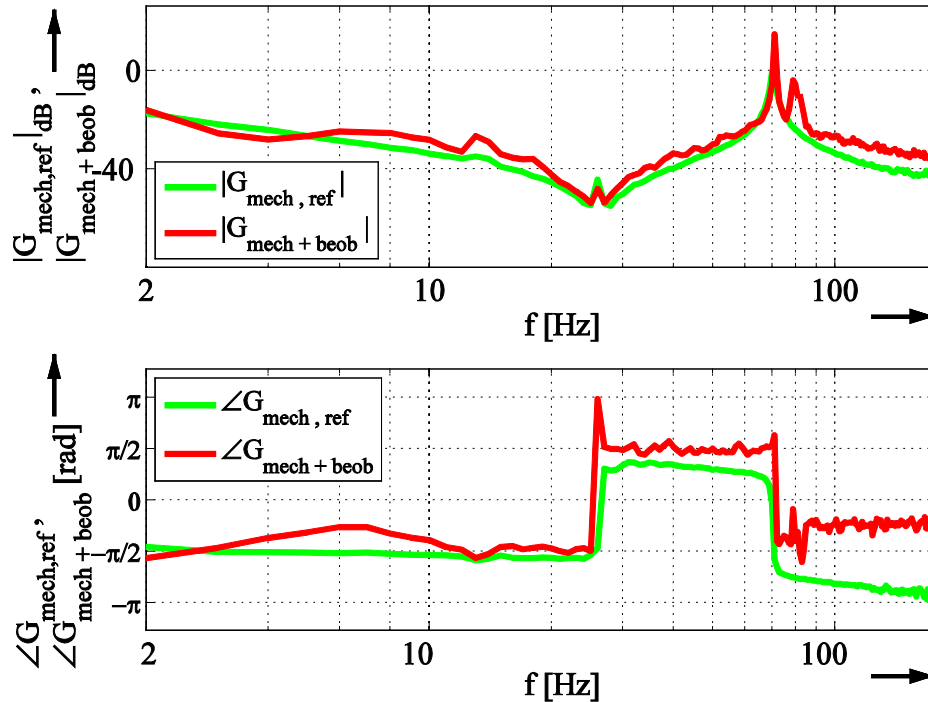


Bild 6.28: Geberlos identifizierter Frequenzgang, erweiterter adaptiver Beobachter ,
 $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$, manipulierte Stromauflösung 7 Bit

Es ist erkennbar, dass die identifizierte Kurve in Bild 6.27 trotz der geringen Auflösung schon gut mit der Referenzkurve übereinstimmt. Für die etwas höhere Auflösung von 7 Bit verdeutlicht das Ergebnis in Bild 6.28 ebenfalls eine erfolgreiche Identifikation im drehgeberlosen Betrieb mit der erweiterten adaptiven Beobachterstruktur auch bei geringeren Stromauflösungen.

Die aufgezeigten Ergebnisse in diesem Abschnitt machen deutlich, dass die sensorlose Identifikation und damit auch eine zuverlässige Drehzahlschätzung mit der erweiterten Beobachterstruktur auch bei Anlagen mit niedrigeren Auflösungen in der Stromerfassung erfolgreich durchgeführt werden kann. Da in industriellen Antrieben üblicherweise die Messgrößen mit mindestens 8 Bit digitalisiert werden, ist eine solche Auflösung als vollkommen ausreichend für die geberlose Identifikation zu betrachten.

Identifikation bei variabler Drehzahl und unter Last

Die bisher dargestellten Ergebnisse zeigen die Möglichkeiten zur drehgeberlosen Identifikation per Frequenzgangmessung über einen weiten Parametrierungsbereich auf. Dabei fanden die Messungen stets bei konstanter Drehzahl der Asynchronmaschine und nur mit der passiven Trägheit der lastseitigen Schwungmasse –also ohne Lastmoment M_L – statt. In diesem Abschnitt soll daher die Zuverlässigkeit der Identifikation auch unter variablen Betriebspunkten des Antriebs bezüglich Drehzahl und angreifendem Lastmoment zur Untersuchung kommen.

Dazu wurde der experimentelle Aufbau um eine permanenterrregte Synchronmaschine erweitert wie in folgendem Bild 6.29 zu sehen. Die Daten der Synchronmaschine sind in Tabelle 6.1 und im Anhang zu finden.

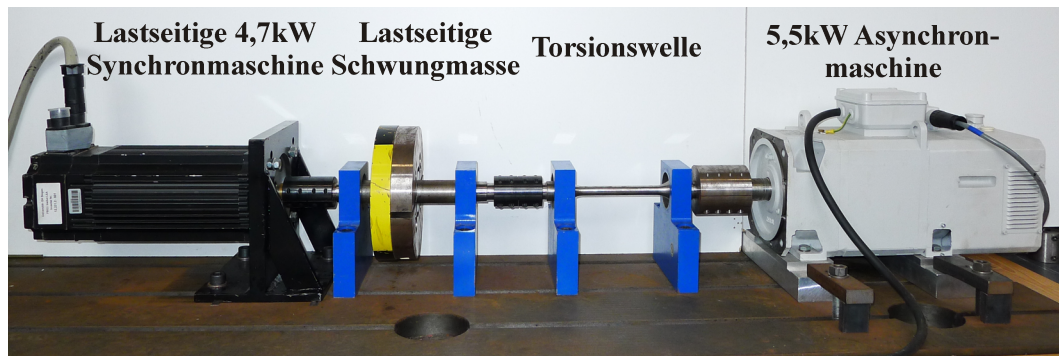


Bild 6.29: Laboraufbau zur Identifikation unter konstantem Lastmoment

Die Speisung der Synchronmaschine erfolgte über einen Spannungszwischenkreisumrichter mit Brems-Chopper, während der Umrichter der Asynchronmaschine mit einem rückspeisefähigen Leistungsteil ausgestattet war. Hierdurch ist für beide Maschinen ein voller 4-Quadranten-Betrieb möglich, sodass alle notwendigen Arbeitspunkte der Antriebe betrachtet werden können. Durch die sehr geringe Massenträgheit der Synchronmaschine kommt es bezüglich der mechanischen Charakteristik des Antriebsstranges zu keiner merklichen Änderung im Vergleich zu den vorherigen Untersuchungen.

Geberlose Identifikation unter Lastmoment

Für die nachstehenden Ergebnisse in Bild 6.30 wurde bei konstanter Drehzahl das Lastmoment an der Synchronmaschine unterschiedlich eingestellt. Die dargestellten Identifikationskurven in Bild 6.30 a)-c) sind unter unterschiedlichem Lastmoment bei einer konstanten Drehzahl von $n = 400 \text{ min}^{-1}$ für $M_L = 3 \text{ N m}$, $M_L = 9 \text{ N m}$ und $M_L = 15 \text{ N m}$ mit dem klassischen drehzahladaptiven Beobachter gemessen worden. Das größte Lastmoment mit $M_L = 15 \text{ N m}$ entspricht hierbei dem Nennmoment der lastseitigen Synchronmaschine. Es wird aus den dargestellten Verläufen ersichtlich, dass auch unter Einfluss eines Lastmomentes unterschiedlicher Höhe der erste Schritt der Identifikationsroutine erfolgreich durchgeführt werden kann. Die Resonanzfrequenz des Systems wird deutlich erkannt und kann zur Erweiterung des Beobachters um das mechanische Modell Verwendung finden.

Die zugehörigen Messungen für diesen zweiten Identifikationsschritt mit angreifendem Lastmoment stellt Bild 6.30 d)-f) bei einem konstanten Drehzahlsollwert von $n^* = 800 \text{ min}^{-1}$ dar. Die identifizierten Kurven zeigen klar die Zuverlässigkeit der Identifikation auch unter Lastmoment mit der erweiterten Beobachterstruktur auf.

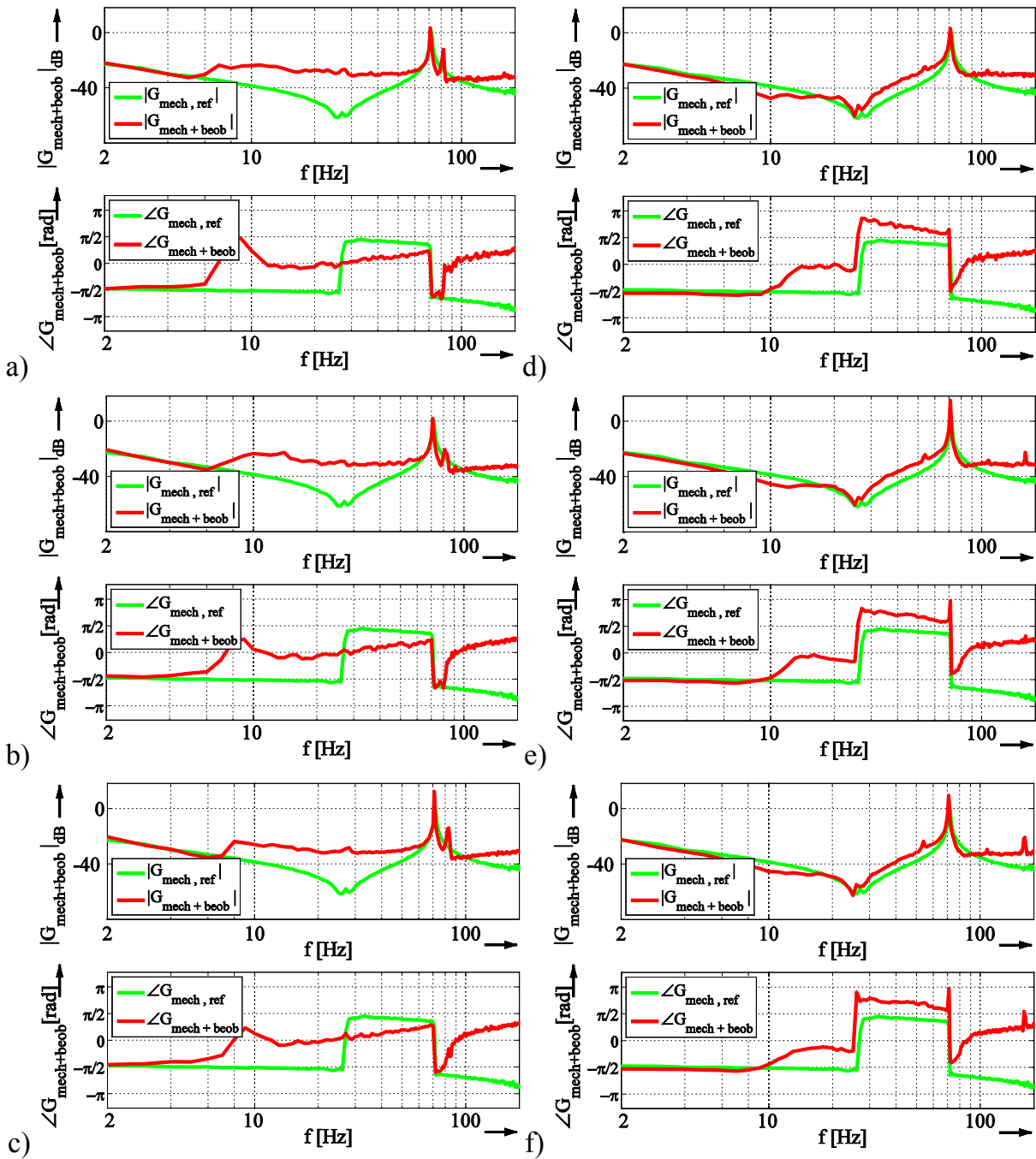


Bild 6.30: Geberlos identifizierte Frequenzgänge, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$,
adaptiver Beobachter: $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$ **erweiterter adaptiver Beobachter:** $n^* = 800 \text{ min}^{-1}$
 a) $M_L = 3 \text{ N m}$ d) $M_L = 3 \text{ N m}$
 b) $M_L = 9 \text{ N m}$ e) $M_L = 9 \text{ N m}$
 c) $M_L = 15 \text{ N m}$ f) $M_L = 15 \text{ N m}$

Frequenzgangbestimmung unter Last bei variablen Drehzahlen

Ein Identifikations-Tool sollte zudem in der Lage sein, eine Bestimmung der System-Charakteristika auch unter variablen Drehzahlverhältnissen zu ermöglichen. Für die experimentellen Studien zu diesen Betriebspunkten wurde ein Drehzahlprofil gemäß

Bild 6.31 während des Identifikationsvorganges bei Eingriff unterschiedlicher, konstanter Lastmomentverhältnissen durchfahren. Die ermittelten Frequenzgänge der geberlosen Identifikation während des Betriebs mit veränderlicher Drehzahl und unterschiedlichen Lastmomenten zeigen Bild 6.32 bis Bild 6.34

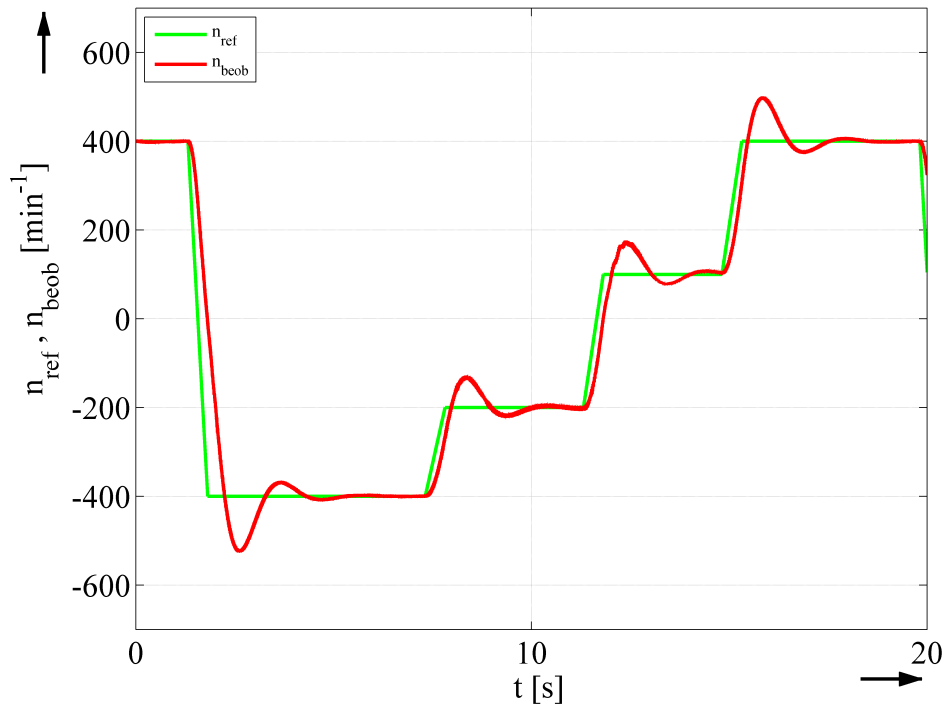


Bild 6.31: Drehzahlprofil für die Untersuchungen bei variabler Drehzahl und angreifenden Lastmomenten

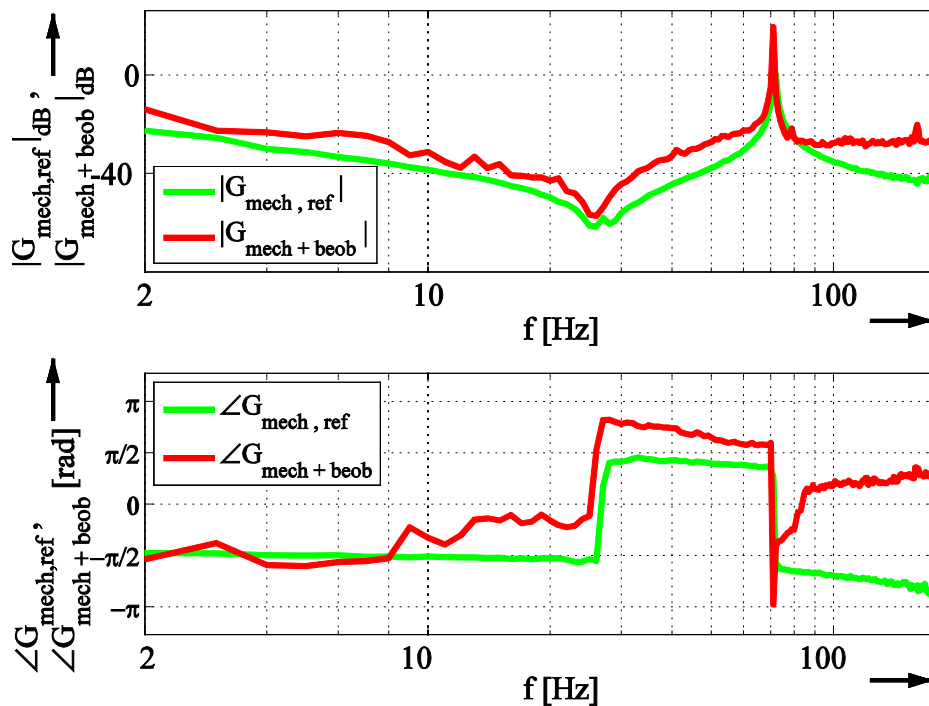


Bild 6.32: Geberlos identifizierter Frequenzgang, erweiterter adaptiver Beobachter, n^* =Drehzahlprofil aus Bild 6.31, $f_{res} = 70 \text{ Hz}$, $f_{ares} = 26 \text{ Hz}$, $M_L = 0 \text{ N m}$

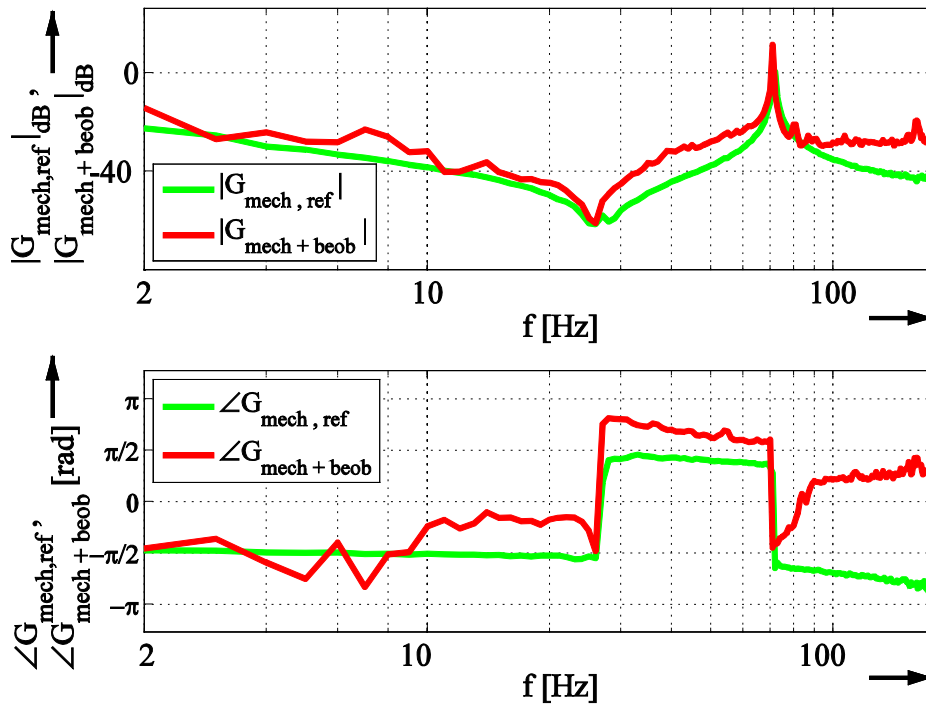


Bild 6.33: Geberlos identifizierter Frequenzgang, erweiterter adaptiver Beobachter, n^* =Drehzahlprofil aus Bild 6.31, $f_{res} = 70$ Hz, $f_{ares} = 26$ Hz, $M_L = 9$ N m

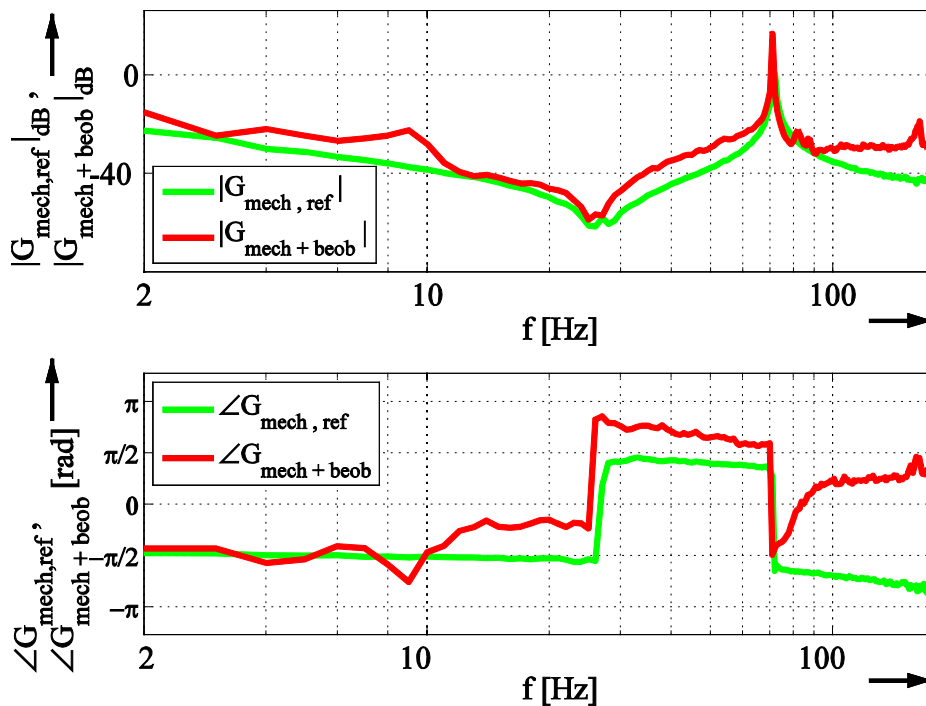


Bild 6.34: Geberlos identifizierter Frequenzgang, erweiterter adaptiver Beobachter, n^* =Drehzahlprofil aus Bild 6.31, $f_{res} = 70$ Hz, $f_{ares} = 26$ Hz, $M_L = 15$ N m

Die Ergebnisse unterstreichen die zuverlässige Anwendbarkeit und erfolgreiche Identifikation mit dem erweiterten drehzahladaptiven Beobachter auch für Applikationen mit stetig veränderlichen Betriebspunkten.

Variation der Beobachterstruktur und Parametrierung

Grundsätzlich ist für die vorliegende Arbeit der adaptive Beobachter ähnlich der vorgeschlagenen Struktur aus [SS06] aufgebaut. Innerhalb dieser Beobachterkonstellation kann es jedoch verschiedene Parametrierungen und strukturelle Varianten des Beobachters geben. So ist ein sensorloser Betrieb einer Anlage grundsätzlich mit

- offener Rückführmatrix $\hat{\mathbf{L}}(\hat{\omega}_m, k_{\text{korr}}) = \mathbf{0}$ oder
- geschlossener Rückführmatrix $\hat{\mathbf{L}}(\hat{\omega}_m, k_{\text{korr}})$

möglich. Da die Rückführmatrix Einfluss auf den stabilen Arbeitsbereich bei kleinen Drehzahlen hat, ist für Applikationen, die außerhalb des unkritischen Drehzahlbereiches arbeiten, eine offene Beobachterstruktur durchaus anwendbar. Bei Antriebssystemen, die auch längere Zeit bei kleinen Drehzahlen agieren, ist eine optimale Anpassung der Rückführung jedoch zwingend notwendig. Die folgenden Untersuchungen sollen nicht den Anspruch erheben, den erweiterten adaptiven Beobachter bezüglich seines Stabilitätsbereichs zu bewerten, sondern Aussagen zu treffen, ob die Identifikationsroutine auf unterschiedlich parametrisierte Schätzmodelle anwendbar ist.

Einfluss der Rückführmatrix und PI-Adaption

Zunächst stellt sich die Frage, ob die Identifikation bei offener und bei geschlossener Rückführmatrix, also für die beiden möglichen adaptiven Beobachterstrukturen, verwertbare Ergebnisse liefern kann.

Die überwiegende Zahl der vorangegangenen Messergebnisse wurde bei offener Rückführung generiert, sodass die Anwendbarkeit für diese Struktur deutlich verifiziert ist. Ein zugehöriges Identifikationsergebnis ist in Bild 6.35 a) zu sehen und dem Resultat eines Identifikationslaufes mit geschlossener Rückführmatrix gemäß (3.23) und $k_{\text{korr}} = 0,4$ in Bild 6.35 b) gegenübergestellt.

Die identifizierte Kurve des mechanischen Systems aus Bild 6.35 b) verdeutlicht, dass die Identifikationsroutine auch für Beobachter mit Rückführmatrix gut einsetzbar ist.

Abhängig von den geforderten Eigenschaften der Rückführung ist eine Anpassung des Korrekturfaktors k_{korr} in der Rückführmatrix denkbar. Die Resultate einer Parameterstudie bezüglich dieses Faktors sind daher in Bild 6.36 dargestellt, um den Einfluss dieser Größe auf das Identifikationsergebnis zu beleuchten.

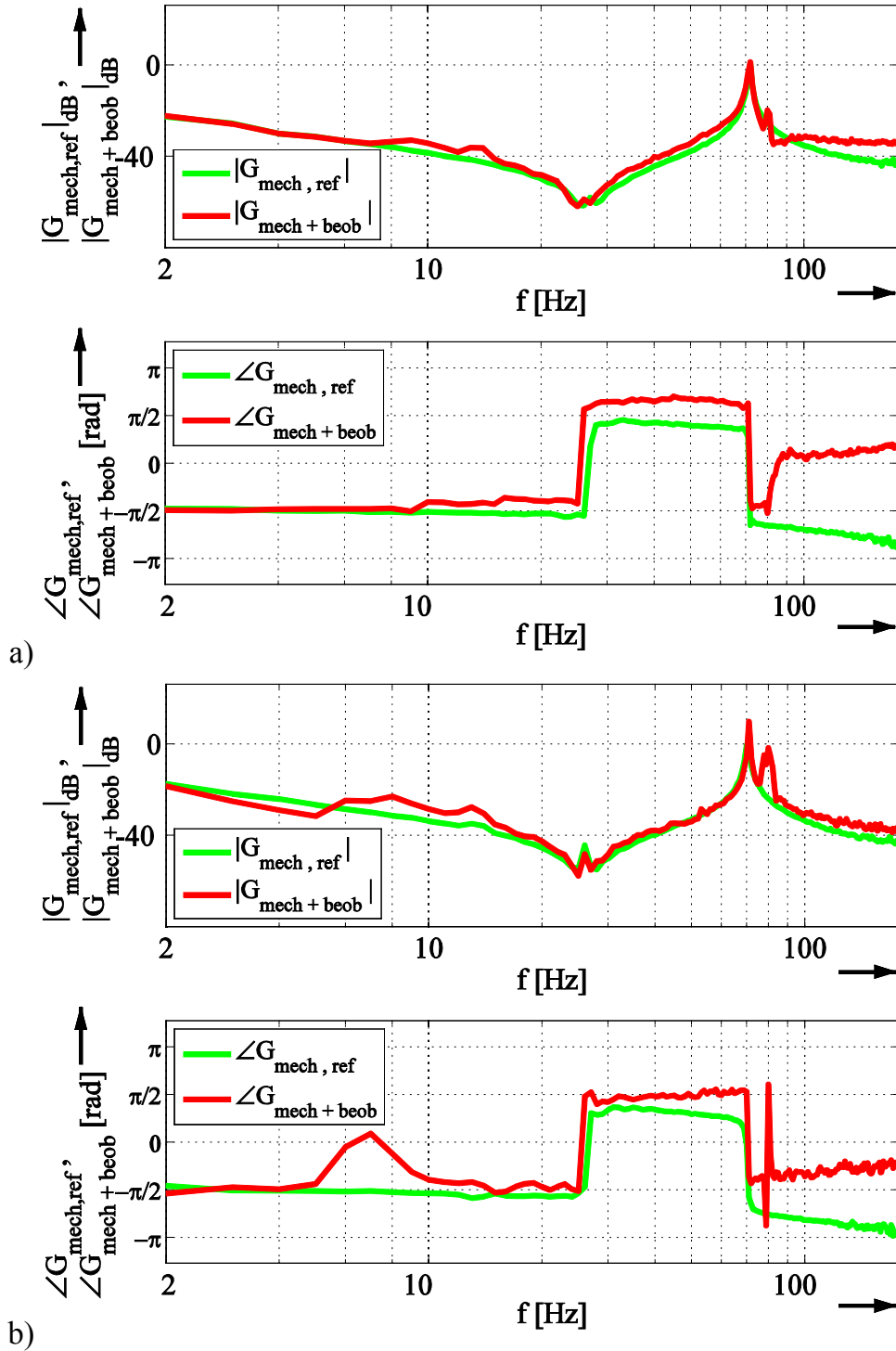


Bild 6.35: Geberlos identifizierte Frequenzgänge des Zwei-Massen-Systems, erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$

<p>a) offene Rückführmatrix im Beobachter $L = 0$, $K_{\text{PI}} = 4$, $T_{\text{PI}} = 1/300 \text{ s}$</p>	<p>b) geschlossene Rückführmatrix im Beobachter $L(k_{\text{kor}} = 0,4)$, $k_{\text{kor}} = 0,4$, $K_{\text{PI}} = 4$, $T_{\text{PI}} = 1/300 \text{ s}$</p>
--	---

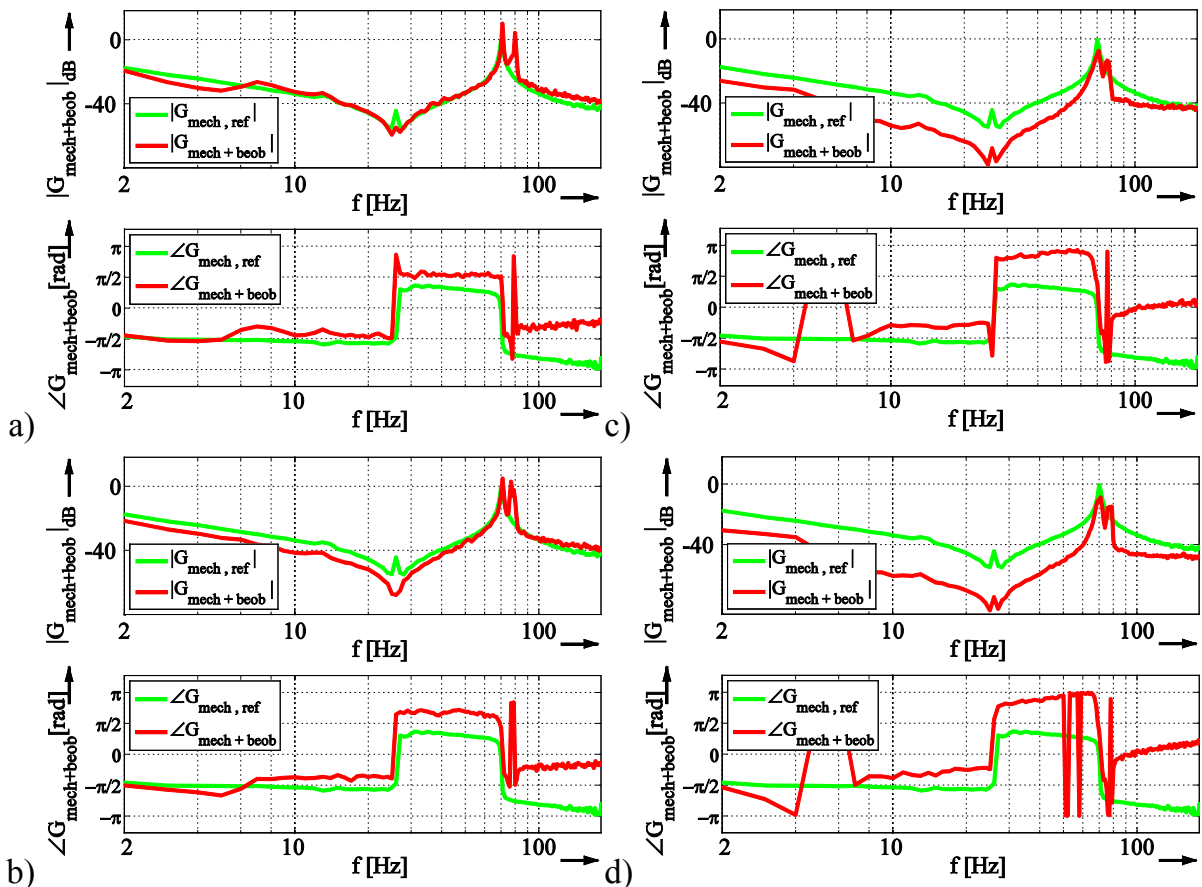


Bild 6.36: Geberlos identifizierte Frequenzgänge, $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$,
erweiterter adaptiver Beobachter, geschlossene Rückführung $L(k_{\text{korr}})$,

a) $k_{\text{korr}} = 10$

c) $k_{\text{korr}} = 250$

b) $k_{\text{korr}} = 50$

d) $k_{\text{korr}} = 500$

Die gemessenen Kurven in Bild 6.36 a) und b) belegen für $k_{\text{korr}} = 10$ und $k_{\text{korr}} = 50$ die Möglichkeit einer weiten Verstellung dieses Parameters für eine erfolgreiche Identifikation. Für größere Werte von k_{korr} ist jedoch in Bild 6.36 c) und d) eine deutliche qualitative Verschlechterung der identifizierten Charakteristik zu bemerken. Ursächlich hierfür dürfte die nun verstärkte Anpassung der Zustandsgrößen über die Rückführung und nicht mehr über den Einfluss der geschätzten Drehzahlgröße in der Systemmatrix sein.

Allerdings kann basierend auf den gezeigten Ergebnissen im Falle einer Beobachterstruktur mit Rückführmatrix ein weiter Einstellbereich des Korrekturfaktors für eine ausreichende Identifikationsgenauigkeit bestätigt werden.

Eine weitere parametrierbare Größe im adaptiven Beobachter stellt die PI-Drehzahladaption mit den Variablen K_{PI} und T_{PI} gemäß (3.22) dar. Bezüglich des Einflusses auf die Identifikationsroutine ist hier die Frage entscheidend, inwiefern eine unterschiedliche Einstellung dieser Parameter die Auswirkung der PRBS-Anregung auf das geschätzte Drehzahlsignal und damit die Qualität des Identifikationsergebnis-

ses beeinträchtigt. Im nachfolgenden Bild 6.37 sind die identifizierten Kurven für unterschiedliche Parametrierungen zur Darstellung gebracht.

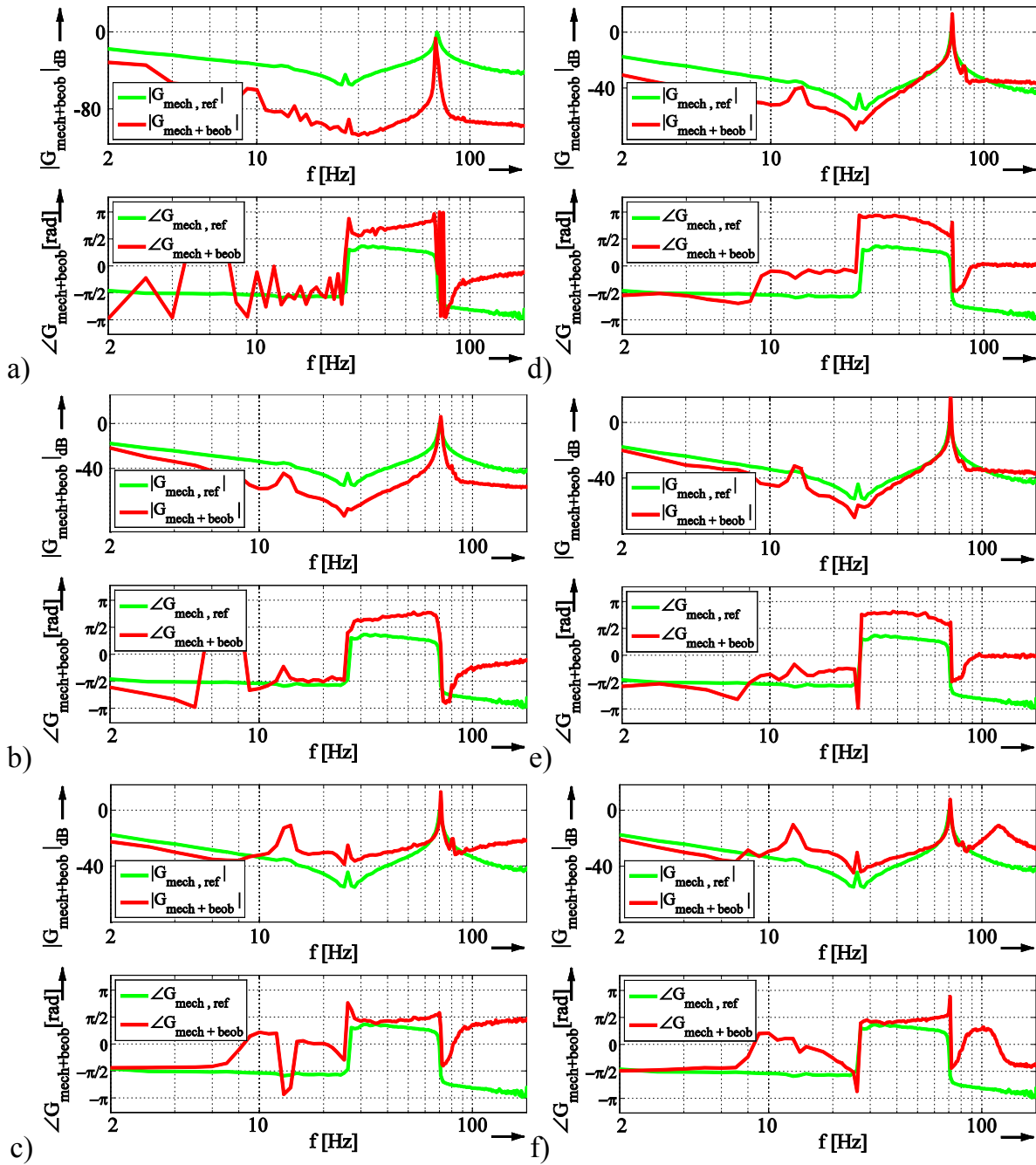


Bild 6.37: Geberlos identifizierte Frequenzgänge, $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 70 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 26 \text{ Hz}$, erweiterter adaptiver Beobachter, offene Rückführung $L=0$, Variation der PI-Drehzahladaption

- a) $K_{\text{PI}} = 0,04$, $T_{\text{PI}} = 1/300 \text{ s}$
- b) $K_{\text{PI}} = 0,4$, $T_{\text{PI}} = 1/300 \text{ s}$
- c) $K_{\text{PI}} = 60$, $T_{\text{PI}} = 1/300 \text{ s}$

- d) $K_{\text{PI}} = 4$, $T_{\text{PI}} = 0,2 \text{ s}$
- e) $K_{\text{PI}} = 4$, $T_{\text{PI}} = 0,01 \text{ s}$
- f) $K_{\text{PI}} = 4$, $T_{\text{PI}} = 0,0005 \text{ s}$

Es wird ersichtlich, dass für kleine Werte von K_{PI} nur eine unzureichende Identifikation erreicht werden kann, da die Drehzahladaption aus dem Drehmomentfehler nur mit kleiner Verstärkung und damit ungenügend schnell erfolgt. Die Reaktion des Dreh-

momentfehlers auf das PRBS-Signal wird somit nur ungenügend auf den geschätzten Drehzahlwert übertragen. Eine zu große Wahl von K_{PI} ist ebenfalls der Identifikationsqualität nicht förderlich, wie Bild 6.37 c) zu entnehmen ist. Hier ist auffällig, dass die identifizierte Kurve trotz der Berücksichtigung des mechanischen Modells im erweiterten adaptiven Beobachter den Identifikationsergebnissen des klassischen adaptiven Beobachters ähnlich wird. Es ist daher davon auszugehen, dass der Einfluss des Federmomentfehlers ΔM_F im Verhältnis zum Fehler des inneren Maschinenmomentes nun nicht mehr ausreichend berücksichtigt wird.

Für Variation der Nachstellzeit T_{PI} erläutern die Ergebnisse in Bild 6.37 d)-f) einen weiten möglichen Einstellbereich, in dem das Identifikationsverfahren gute Ergebnisse liefert.

Verstimmung des mechanischen Modells im erweiterten adaptiven Beobachter

Die Berücksichtigung des Modells des angetriebenen mechanischen Systems in der erweiterten Beobachterstruktur stellt die zentrale Forderung für eine exakte Drehzahl-schätzung und daraus resultierende Identifikation für Zwei-Massen-Systeme dar.

Nun kann es aus der antriebstechnischen Anwendung heraus vorkommen, dass sich die mechanischen Parameter des Antriebsstranges während des Betriebs ändern. So ist es durchaus üblich, dass Applikationen mit veränderlichen Lastträgheiten arbeiten wie z.B. bei Wicklern. Ist nun während der Inbetriebnahme des Antriebes ein mechanisches Modell des Systems im Beobachter hinterlegt worden, so stimmt dieses Modell während des Betriebs der Anlage nicht mehr zwingend mit der Realität überein. Die Auswirkungen eines fehlerhaft parametrisierten Mechanikmodells im Beobachter auf das Identifikationsergebnis kommen in Bild 6.38 und Bild 6.39 zur Darstellung. In den Ergebnissen aus Bild 6.38 a) und b) wird ersichtlich, dass eine Abweichung in der lastseitigen Massenträgheit des Beobachtermodells auch ein nicht korrektes Identifikationsresultat zur Folge hat. Im Vergleich zu den Referenzkurven, die aus der Inbetriebnahme vorliegen, wird die Stelle der Anti-Resonanz nun entsprechend der Parameterabweichung falsch erkannt. Allerdings stimmt die identifizierte Resonanzfrequenz noch immer mit dem realen System überein:

In Bild 6.38 a) wurde die lastseitige Massenträgheit auf die Hälfte des realen Wertes verringert. Es ergeben sich damit für das mechanische Modell im Beobachter die charakteristischen Frequenzstellen von $f_{res,beob} = 97$ Hz und $f_{ares,beob} = 73$ Hz. Die identifizierte Anti-Resonanzstelle findet sich auch bei dem Wert des Modelles $f_{ares,beob}$ wieder, aber es wird weiterhin korrekt die reale Resonanzfrequenz des Systems ermittelt. Der gleiche Schluss wird auch aus dem Resultat in Bild 6.38 b) erkennbar, bei dem die

lastseitige Massenträgheit im Modell auf den doppelten Wert der realen Größe verstimmt wurde.

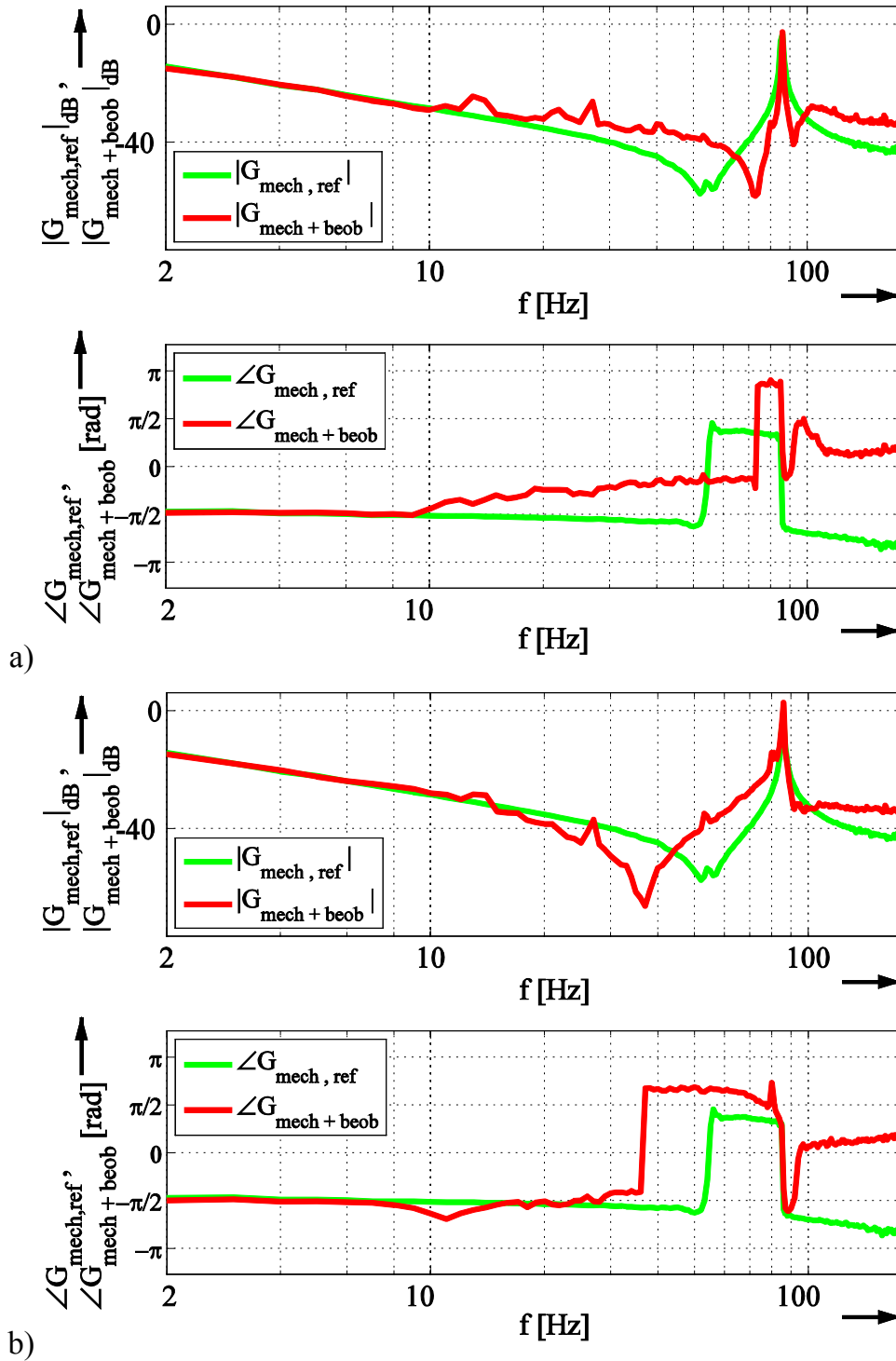


Bild 6.38: Geberlos identifizierte Frequenzgänge, $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 83 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 52 \text{ Hz}$, erweiterter adaptiver Beobachter, Verstimmung des mechanischen Modells im Beobachter,

a) $J_{L,\text{beob}} = 0,5 \cdot J_L$, $f_{\text{res,beob}} = 97 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares,beob}} = 73 \text{ Hz}$

b) $J_{L,\text{beob}} = 2 \cdot J_L$, $f_{\text{res,beob}} = 74 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares,beob}} = 36 \text{ Hz}$

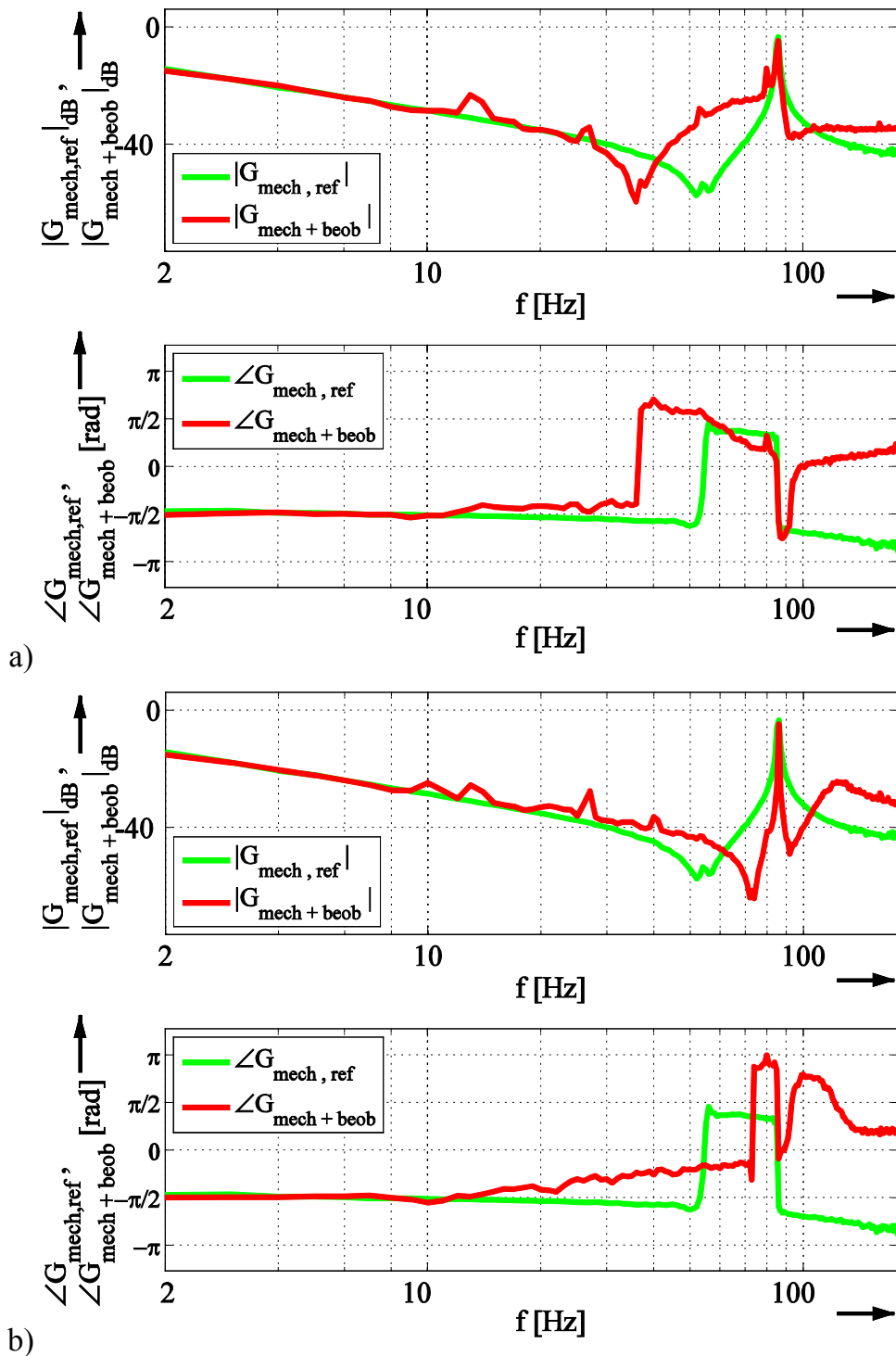


Bild 6.39: Geberlos identifizierte Frequenzgänge, $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 83 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 52 \text{ Hz}$, erweiterter adaptiver Beobachter, Verstimmung des mechanischen Modells im Beobachter,

a) $C_{\text{beob}} = 0,5 \cdot C$, $f_{\text{res,beob}} = 58 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares,beob}} = 36 \text{ Hz}$

b) $C_{\text{beob}} = 2 \cdot C$, $f_{\text{res,beob}} = 116 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares,beob}} = 73 \text{ Hz}$

Den Einfluss auf das Identifikationsergebnis bei einer falschen Parametrierung der Federsteifigkeit wird in Bild 6.39 a) und b) deutlich. Auch hier verschiebt sich die

identifizierte Anti-Resonanzstelle zum theoretischen Wert des mechanischen Modells, die Resonanzstelle wird jedoch korrekt lokalisiert.

Aus diesen Ergebnissen wird deutlich, dass es mit dem erweiterten adaptiven Beobachter und der vorgestellten Identifikationsroutine möglich ist, sich ändernde mechanische Parameter des Antriebsstranges im Vergleich zur Referenzkurve aus der Inbetriebnahme deutlich zu erkennen ([ZP12]). Da die Resonanzstelle des mechanischen Systems in jedem Falle weiterhin korrekt identifiziert wird, ist damit aber die Möglichkeit gegeben, die echten mechanischen Systemgrößen im Modell und damit im Prozess exakt nachzuführen. Diese Möglichkeit wird zudem durch die Anwendbarkeit des Identifikationsverfahrens im geschlossenen Drehzahlregelkreis und unter verschiedenen Betriebsbedingungen unterstützt.

6.2.5 Zusammenfassung

Die in diesem Kapitel 6.2 dargestellten experimentellen Untersuchungen machen deutlich, dass das vorgestellte sensorlose Identifikationsverfahren eine zuverlässige Möglichkeit darstellt, die Charakteristika von Zwei-Massen-System ohne Verwendung eines gemessenen Drehzahlsignales zuverlässig zu identifizieren. Im ersten Identifikationsschritt, basierend auf dem geschätzten Drehzahlwert des klassischen adaptiven Beobachters, wird die Resonanzfrequenz des Zwei-Massen-Schwingers verlässlich erkannt und kann zur Parametrierung eines mechanischen Modells herangezogen werden. Die Erweiterung der Beobachterstruktur um dieses Modell resultiert dann im zweiten Identifikationsschritt in einer sehr guten Qualität der identifizierten Systemeigenschaften. Dabei sind die Ergebnisse für verschiedene mechanische Systeme validiert worden und liefern zuverlässig aussagekräftige Resultate auch unter verschiedenen Betriebsbedingungen und einem breiten Parametrierungsbereich der Systemgrößen. Hieraus lässt sich direkt ableiten, dass der erweiterte adaptive Beobachter eine signifikante Verbesserung der geschätzten Drehzahlinformation für Zwei-Massen-Systeme ermöglicht, die auch mit Blick auf Regleroptimierungen zur Schwingungsdämpfung Anwendung finden könnte.

6.3 Sensorlose Diagnose von Schäden an Wälzlagerungen

Die vorangegangenen Beobachtungen haben aufgezeigt, dass über die erweiterte Beobachterstruktur eine zuverlässige Identifikation von Zwei-Massen-Systemen im drehgeberlosen Betrieb durch zwei Schritte möglich ist. Wie bereits in Kapitel 5.4 dargestellt, kann die Frequenzgangbestimmung des mechanischen Systems unter Verwendung der gemessenen Maschinendrehzahl auch zur Diagnose von Lagerfehlern An-

wendung finden. Zudem zeigen die dort dargestellten Simulationsergebnisse für die sensorlose Frequenzgangmessung prinzipiell ebenso eine charakteristische Veränderung des identifizierten Frequenzganges ohne Einsatz eines Drehgebers für die simulierten Schadensbilder eines Lagerschadens. Diese Anwendbarkeit des geberlosen Identifikationsverfahrens zur Maschinendiagnose soll nun im Folgenden durch experimentelle Untersuchungen am Laborstand näher betrachtet werden.

Es sei an dieser Stelle nochmals auf den grundsätzlichen Unterschied zur Schadensdiagnose per Frequenzgangmessung mit Drehgeber hingewiesen, bei der eine zweikanalige Messauswertung über Drehzahl und Strom vorliegt. Beide Größen werden durch einen vorhandenen Lagerdefekt beeinflusst, wobei im Falle der geberlosen Identifikationsroutine nur die Messung der Statorströme für eine Diagnose zur Verfügung steht.

Die auf den folgenden Seiten dokumentierten Untersuchungsergebnisse wurden am Laborprüfstand gemäß Bild 6.5 unter Anwendung der geberlosen Identifikationsroutine gemessen.

6.3.1 Singuläre Beschädigungen

Zur Generierung der singulären Beschädigungen an den Wälzlagern wurde an diesen durch mechanische Bearbeitung per Erosionsverfahren eine Fehlerstelle an der entsprechenden Komponente Außenring bzw Innenring eingebracht. Die folgenden Aufnahmen in Bild 6.40 zeigen die so erzeugten Fehlerstellen für die untersuchten Lagerungen. Die erodierten Öffnungen in den Ringen haben Durchmesser von ca. 5mm.

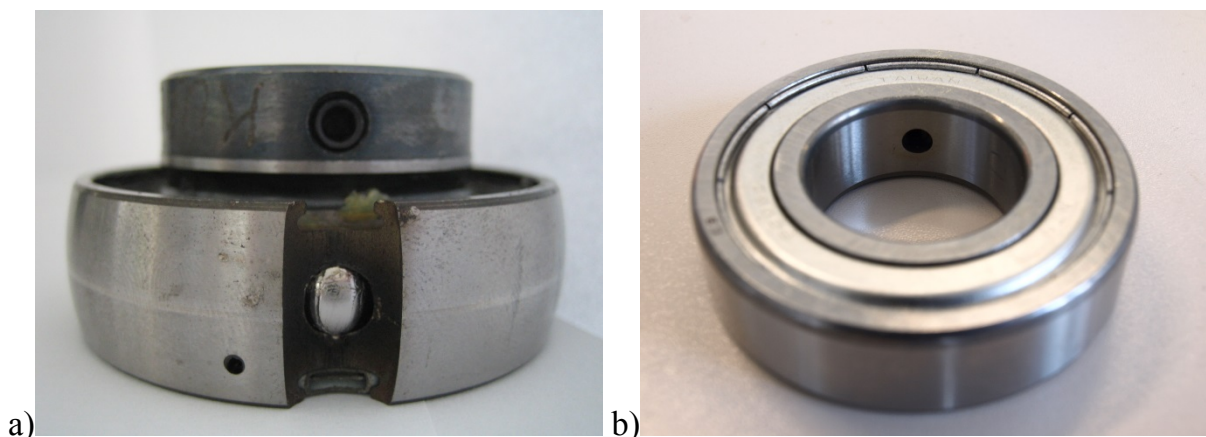


Bild 6.40: Erodierter singuläre Lagerfehler für die experimentellen Untersuchungen
 a) Drahterodierter Außenringschaden eines Lagers der lastseitigen Schwungmasse
 b) Senkerodierter Fehler am Innenring des Motorenlagers

Diese künstlich erzeugten Schäden wurden in dem untersuchten mechanischen Aufbau gemäß Bild 6.5 entweder an der lastseitigen Schwungmasse oder an einem der beiden Motorenlager montiert.

Die Einbauorte der fehlerhaften Lager am Laborprüfstand sind in Bild 6.41 a) und b) bebildert. Den eingebauten Außenringschaden an der lastseitigen Schwungmasse zeigt Bild 6.41 a). Die Öffnung im Außenring ist auf der 6-Uhr-Position des Lagerbockes installiert. Dies führt dazu, dass der entstehende Schadensimpuls durch den Fehler maximal wird, da die radiale Lasteinwirkung der Schwungmasse in diesem Bereich der Lastzone am größten ist. Zudem eröffnet sich an dieser Stelle des Lagerbockes eine gute Möglichkeit, die Schadensstärke durch eine Schraube zusätzlich zu beeinflussen. Die Stellschraube kann von unten in die erodierte Öffnung des Außenringes hineingedreht werden, wodurch eine zusätzliche Erhöhung des Schadensimpulses erzielt werden kann. Exemplarisch für das A-seitige Motorenlager stellt Bild 6.41 b) die freigelegte Lagerung am Rotor der Asynchronmaschine dar, an der das beschädigte Motorenlager mit Außen- oder Innenringschaden für die Untersuchungen verbaut werden konnte.

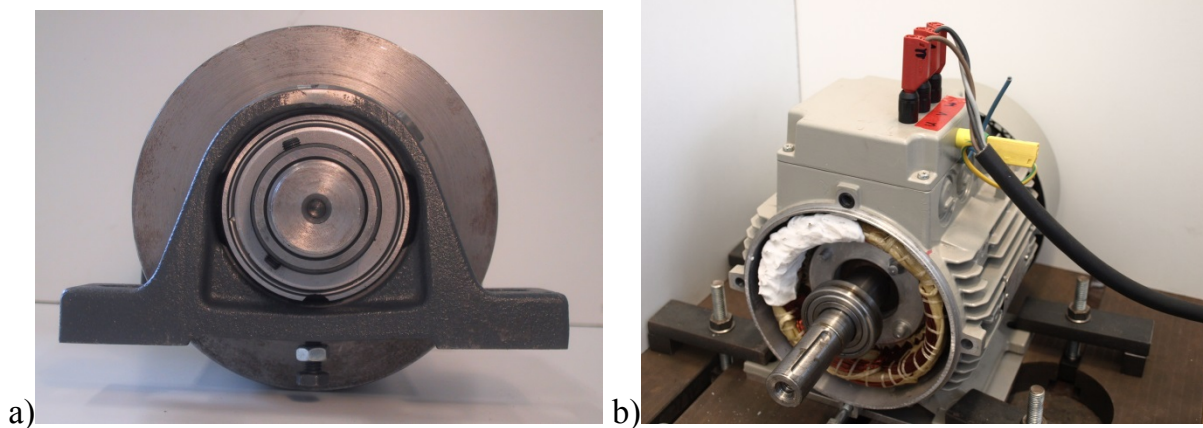


Bild 6.41: Einbauorte der beschädigten Lagerungen am Teststand

a) Außenringschaden an der lastseitigen Schwungmasse mit Schraube

b) Freigelegtes A-seitiges Motorenlager zum Einbau des fehlerhaften Lagers

Singuläre Beschädigungen am Außenring

Für die folgenden Untersuchungen zu den Lagerfehlern am Außenring sind 3 verschiedene Lagerungen durch Erosionsverfahren mit einem Außenringschaden versehen worden. Der Einbauort der Lagerung und die entsprechenden resultierenden Fehlerfrequenzen können in der folgenden Tabelle 6.7 nachgelesen werden, während weitere Daten der verwendeten Lagertypen im Anhang zu finden sind.

Aus den Daten in Tabelle 6.7 wird ersichtlich, dass durch die unterschiedlichen Fehlerfrequenzen der verschiedenen Lagertypen im Antriebsstrang bei gleicher Drehzahl grundsätzlich auch eine Lokalisierung des Lagerfehlers möglich ist. Zwar weichen die charakteristischen Frequenzen für die hier eingesetzten Lagerungen nicht sehr stark voneinander ab, aber bei stärker ausgeprägten Unterschieden ist über die diagnostizier-

te Fehlerstelle im Frequenzgang eine Aussage über den eingesetzten Lagertyp und damit der Einbauort dieser Lagerung denkbar.

Die messtechnischen Untersuchungen für einen Außenringschaden an den unterschiedlichen Einbauorten finden auf den folgenden Seiten Darstellung. Dabei sollen Messungen bei verschiedenen Drehzahlen und mechanischen Systemen die Möglichkeit einer zuverlässigen Diagnose von Beschädigungen am Außenring durch die drehgeberlose Identifikationsroutine per Frequenzgangmessung beleuchten.

Einbauort / Lagertyp	Drehzahl [min^{-1}]	Charakteristische Fehlerfrequenz Außenringschaden[Hz]
Lastseitige Schwungmasse / INA GAY30-NPP-B	300	18,3
	400	24,3
	500	30,5
Motorlager A-Seite / NTN 6206 Z C3	300	18,9
	400	25,2
	500	31,5
Motorlager B-Seite / NTN 6205 Z C3	300	18,9
	400	25,1
	500	31,4

Tabelle 6.7: Charakteristische Fehlerfrequenzen der verschiedenen Lagerarten für einen Außenringschaden

Beschädigtes Lager an der lastseitigen Schwungmasse

Die Montage des fehlerhaften Lagers an der lastseitigen Schwungmasse erfolgte wie in Bild 6.41 a) aufgezeigt mit dem Lagertyp INA GAY-NPP-B, dessen charakteristische Fehlerfrequenzen bei einem Außenringschaden für unterschiedliche Drehzahlen in Tabelle 6.7 zusammengefasst sind.

Die ersten Validierungen zur drehgeberlosen Diagnose des vorhandenen Schadens wurden mit dem klassischen adaptiven Beobachter bei einem Drehzahlsollwert von $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt. Es ergibt sich daraus eine charakteristische Fehlerfre-

quenz von $f_{AR,\lambda} = \lambda \cdot 18,3 \text{ Hz}$ und deren Vielfache für $\lambda > 1$. Das ermittelte Identifikationsergebnis mit Betrags- und Phasengang ist in Bild 6.42 im Vergleich zur grünen Referenzkurve ohne eingebauten Lagerfehler dargestellt. Das drehgeberlos identifizierte System zeigt eine deutliche Abweichung zur Vergleichskurve an der charakteristischen Frequenzstelle $f_{AR,1} = 18,3 \text{ Hz}$, sowohl im Amplitudengang als auch im Phasengang des Bodediagramms, wodurch sich das Vorhandensein des Lageschadens klar im Identifikationsergebnis widerspiegelt.

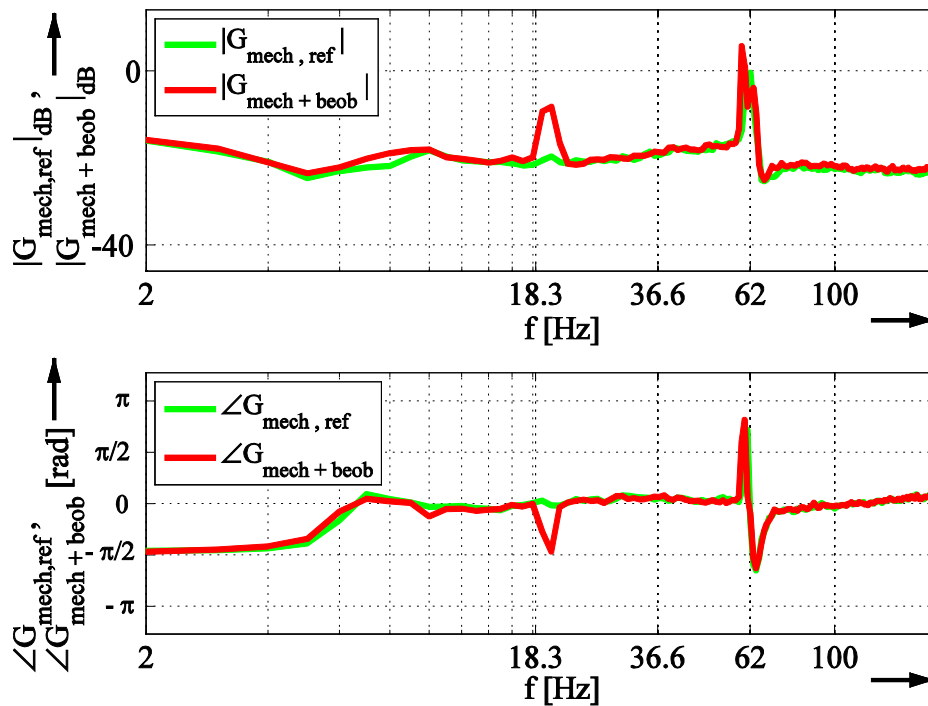


Bild 6.42: Identifizierter Frequenzgang mit Außenringschaden am lastseitigen Lager, Adaptiver Beobachter, $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 62 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 38 \text{ Hz}$, $f_{AR,\lambda} = \lambda \cdot 18,3 \text{ Hz}$

Die gut sichtbare Abweichung zur Referenzkurve wird besonders deutlich, wenn man die Darstellung des Amplitudenganges allein in Bild 6.43 betrachtet. Der Unterschied zur Referenzkurve an der charakteristischen Frequenz ist signifikant und lässt den Lagerschaden in der identifizierten Kurve klar hervortreten. Auffällig im Vergleich zum entsprechenden Simulationsergebnis in Bild 5.8 ist jedoch, dass sich die Vielfachen der Fehlerfrequenz z.B. bei $f_{AR,2} \sim 36,6 \text{ Hz}$ nicht klar in der identifizierten Kurve darstellen. Dies ist auch ein erkennbarer Unterschied zur Diagnose per Frequenzgangmessung mit Drehgeber, bei der die Vielfachen neben der charakteristischen Fehlerstelle als zusätzlicher Indikator für einen vorhandenen Lagerschaden dienen (vgl. Bild 5.4 und [Vil07], [ZVP07], [ZVP08]).

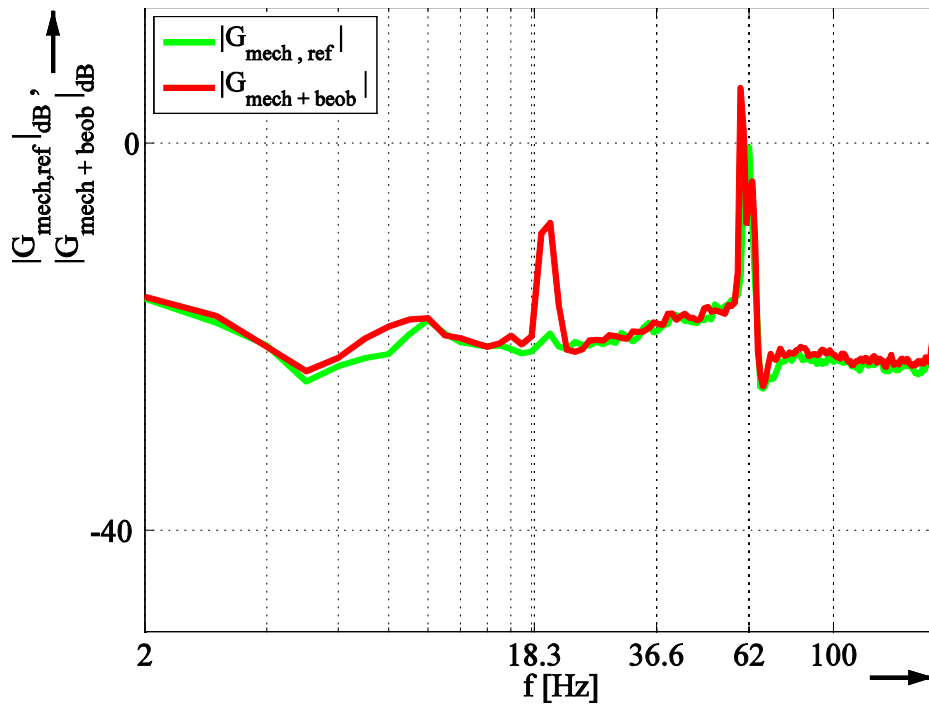


Bild 6.43: Identifizierter Amplitudengang mit Außenringschaden am lastseitigen Lager, Adaptiver Beobachter, $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 62 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 38 \text{ Hz}$, $f_{\text{AR}\lambda} = \lambda \cdot 18,3 \text{ Hz}$

Dennoch kann im sensorlos ermittelten Frequenzgang die charakteristische Fehlerfrequenz zuverlässig zur Diagnose eines vorhandenen Lagerfehlers am Außenring herangezogen werden, wie folgende Messungen in Bild 6.44 und Bild 6.45 mit dem klassischen adaptiven Beobachter für einen Drehzahlollwert $n^* = 500 \text{ min}^{-1}$ unterstreichen.

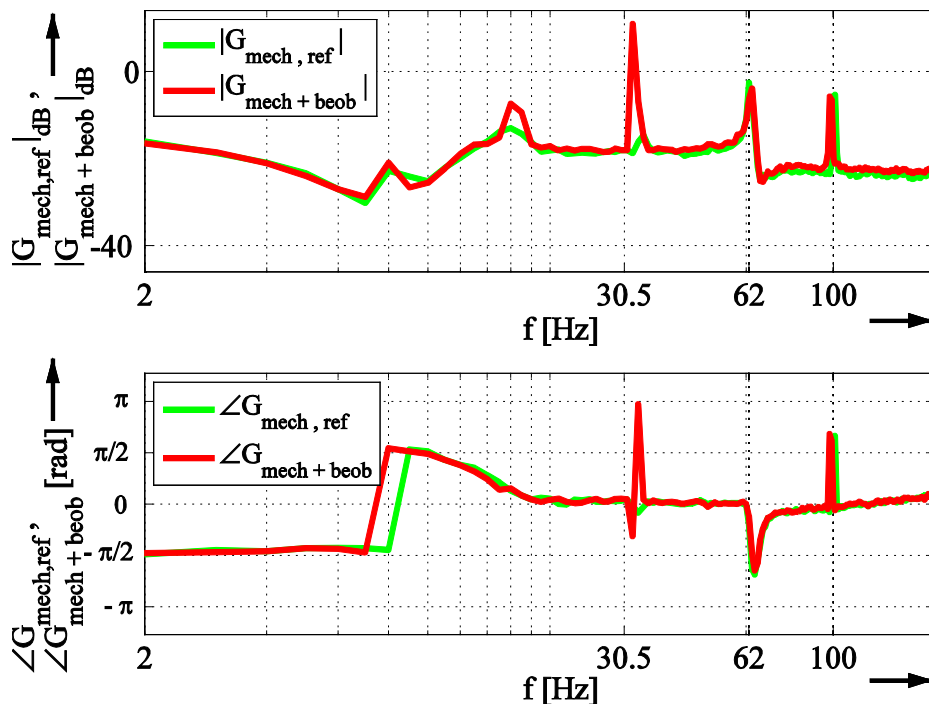


Bild 6.44: Identifizierter Frequenzgang mit Außenringschaden am lastseitigen Lager, Adaptiver Beobachter, $n^* = 500 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 62 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 38 \text{ Hz}$, $f_{\text{AR}\lambda} = \lambda \cdot 30,5 \text{ Hz}$

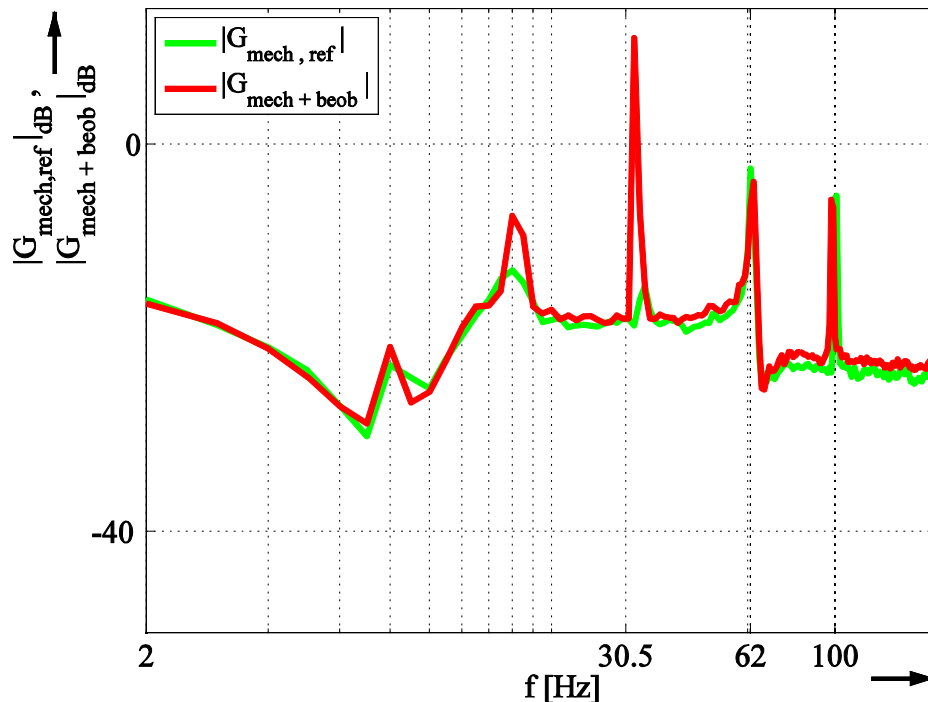


Bild 6.45: Identifizierter Amplitudengang mit Außenringschaden am lastseitigen Lager, Adaptiver Beobachter, $n^* = 500 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 62 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 38 \text{ Hz}$, $f_{\text{AR},\lambda} = \lambda \cdot 30,5 \text{ Hz}$

Auch hier zeigt sich der Lagerschaden durch die deutliche Abweichung zur Referenzkurve an der Frequenzstelle $f_{\text{AR},1} = 30,5 \text{ Hz}$.

Wird die Beobachterstruktur zur Drehzahlschätzung nun - wie in den vorangegangenen Kapiteln vorgestellt - um das mechanische Zwei-Massen-Modell erweitert, so erfolgt die Bestimmung der Drehzahlinformation zusätzlich unter Berücksichtigung des Torsionsmomentfehlers. Dass die Diagnose eines Außenringfehlers im Lager der lastseitigen Schwungmasse dennoch zuverlässig gelingt, zeigt die Messkurve des zugehörigen Frequenzganges in Bild 6.46 a) für einen Drehzahlsollwert von $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$. Wie die simulierte Kurve für den erweiterten adaptiven Beobachter in Bild 5.9 theoretisch darlegt, kann durch diese Messung auch am Laborstand eine sichere Erkennung des Lagerfehlers durch die Abweichung zur Referenzkurve an der Stelle $f_{\text{AR},1} = 18,3 \text{ Hz}$ validiert werden. Es wird deutlich, dass der durch den Schaden hervorgerufene Störimpuls eine klar definierte Präsenz in der identifizierten Kurve sowohl im Amplituden- als auch im Phasengang des Systems hervorruft und somit eine Diagnose des Schadens ermöglicht. Allerdings tritt auch im dargestellten Bild 6.46 mit der erweiterten adaptiven Beobachterstruktur lediglich die charakteristische Frequenzstelle selbst klar in Erscheinung, während die Vielfachen nicht als zusätzliche Anhaltspunkte für die Diagnose zur Verfügung stehen. Hier zeigt sich im Vergleich zum Identifikationsverfahren mit Drehgeber eine klare Abweichung, bedingt durch die einkanalige Auswertung der Maschinenströme, da dort auch die Vielfachen klar in Erscheinung

treten [Vil07], [ZVP07], [ZVP08]. Dennoch diagnostiziert auch das sensorlose Identifikationskonzept verlässlich den Lagerfehler über die charakteristische Frequenzstelle.

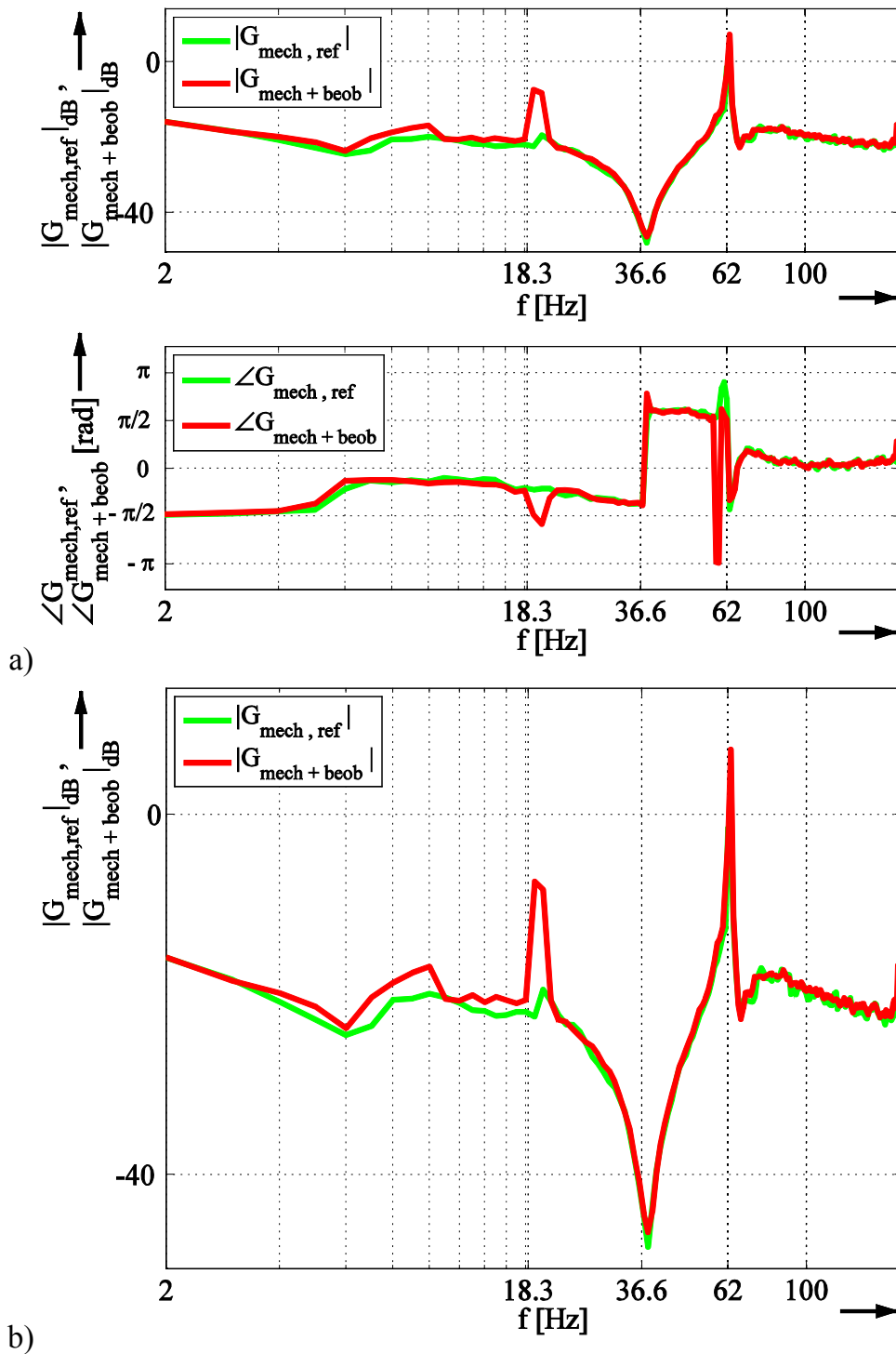


Bild 6.46: a) Identifizierter Frequenzgang b) Identifizierter Amplitudengang mit Außenring-schaden am lastseitigen Lager, Erweiterter adaptiver Beobachter,
 $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 62 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 38 \text{ Hz}$, $f_{\text{AR},\lambda} = \lambda \cdot 18,3 \text{ Hz}$

Der dargestellte Amplitudengang aus Bild 6.46 b) stellt die signifikante Abweichung an der charakteristischen Fehlerstelle noch einmal deutlich heraus. Zudem wird gut

erkennbar, dass die Vielfachen der Fehlerfrequenz z.B. bei $f_{AR,2} = 36,6$ Hz nicht klar für eine sensorlose Diagnose des Lagerfehlers in Erscheinung treten.

Als Untermauerung der sicheren Indikation eines Außenringschadens im geberlos identifizierten Frequenzgang soll das Messergebnis in folgendem Bild 6.47 dienen.

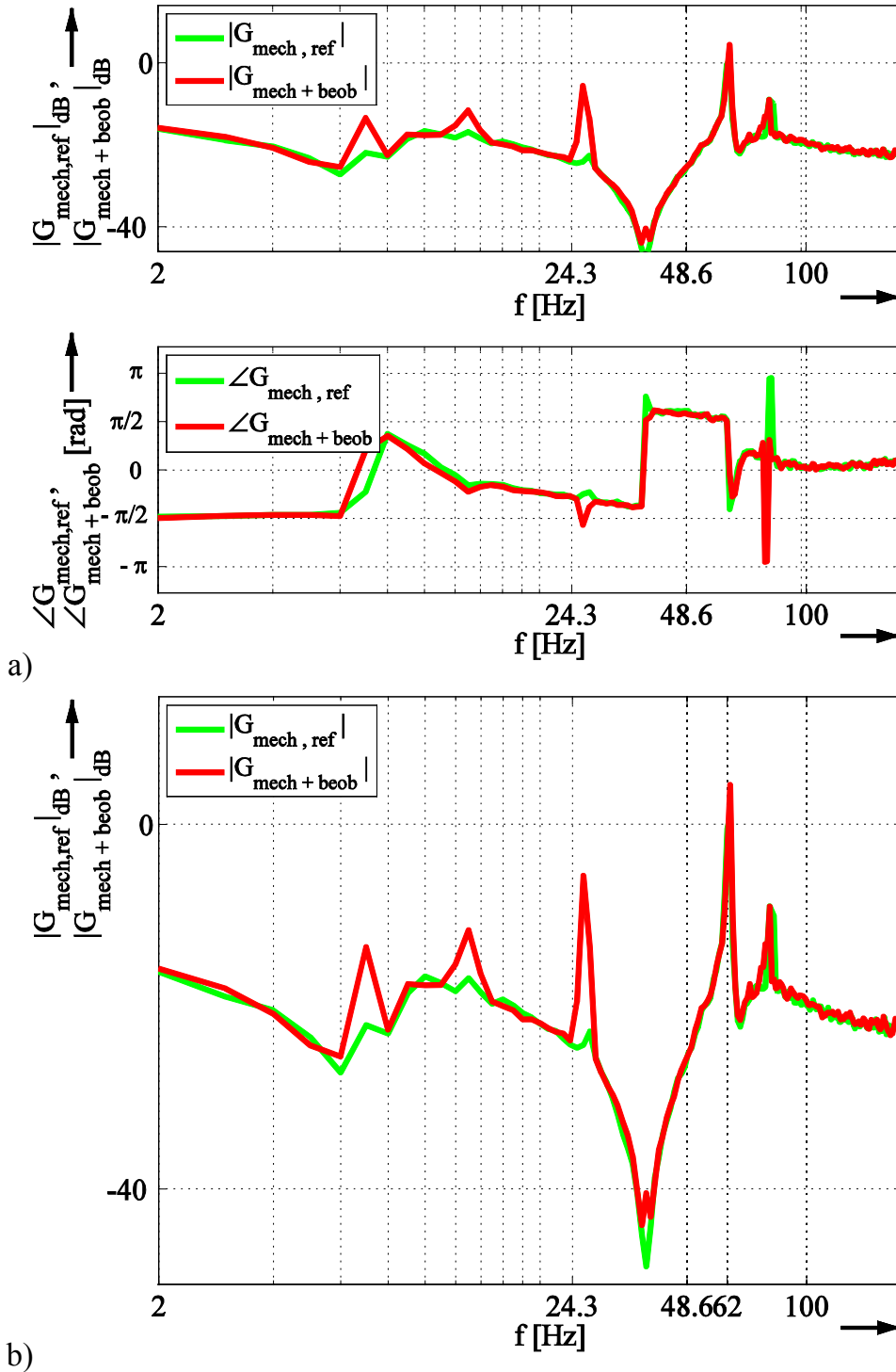


Bild 6.47: a) Identifizierter Frequenzgang b) Identifizierter Amplitudengang mit Außenring-schaden am lastseitigen Lager, Erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{res} = 62 \text{ Hz}$, $f_{ares} = 38 \text{ Hz}$, $f_{AR,\lambda} = \lambda \cdot 24,3 \text{ Hz}$

Es zeigt für eine Drehzahl von $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, dass sich die resultierende charakteristische Fehlerfrequenz von $f_{AR,1} = 24,3 \text{ Hz}$ ebenfalls deutlich von der Referenzkurve abhebt und damit eine zuverlässige Schadensdiagnose ermöglicht. Neben der Abweichung von der Referenzkurve an der charakteristischen Fehlerstelle des Lagerschadens sind in Bild 6.47 noch zwei weitere markante Punkte im Amplitudengang feststellbar. Diese liegen bei $f = 6,67 \text{ Hz}$ und $f = 13,34 \text{ Hz}$, also der mechanischen Drehfrequenz des Antriebs und deren Vielfachen. Dies lässt auf eine weitere dynamische Exzentrizität im mechanischen System schließen, wie sie z.B. durch eine Unwucht verursacht wird. Weitere Informationen hierzu können z.B. [Ben00], [Blö06], [JLK06], [KHH04], [TD98] entnommen werden.

Da sich mit diesen Ergebnissen die erweiterte Beobachterstruktur zusätzlich zum klassischen adaptiven Beobachter als zuverlässige sensorlose Diagnosemöglichkeit für einen Außenringsschaden mit klarem Fehlerbild darstellt, werden die folgenden Untersuchungen mit diesem Modell zur Drehzahlschätzung weitergeführt.

Lagerschädigung der Asynchronmaschine - A-Seite

Für einen Außenringfehler am A-seitigen Motorenlager sollen in diesem Abschnitt die Diagnosemöglichkeiten durch die drehgeberlose Frequenzgangbestimmung Untersuchung finden. Bei diesem Einbauort ist eine mögliche Justierung des Schadensimpulses durch eine Einstellschraube nicht gegeben. Allerdings erfolgte auch hier die Montage der fehlerhaften Stelle am Außenring in der 6-Uhr-Position, da durch die radiale Belastung aus dem Rotorgewicht ein Auftreten eines Schadens hier auch am wahrscheinlichsten ist.

Bild 6.48 a) und b) zeigen das sensorlos erzielte Identifikationsergebnis für diesen Schadensfall als gesamtes Bodediagramm in Bild 6.48 a) und nur den Amplitudengang in Bild 6.48 b). Für den eingestellten Drehzahlsollwert von $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$ ergibt sich für den eingebauten Lagertyp NTN 6206 Z C3 gemäß Tabelle 6.7 eine charakteristische Fehlerfrequenz von $f_{AR,\lambda} = \lambda \cdot 18,9 \text{ Hz}$.

Die gemessene Kurve unter Einfluss des Außenringsschadens zeigt an dieser Frequenzstelle auch für das beschädigte Motorenlager die markante Abweichung zur Referenzkurve, die das Vorhandensein des Schadens klar anzeigt. Somit kann gefolgert werden, dass auch beschädigte Motorenlager einer Asynchronmaschine durch eine Diagnose per Frequenzgangermittlung sensorlos erfolgen kann.

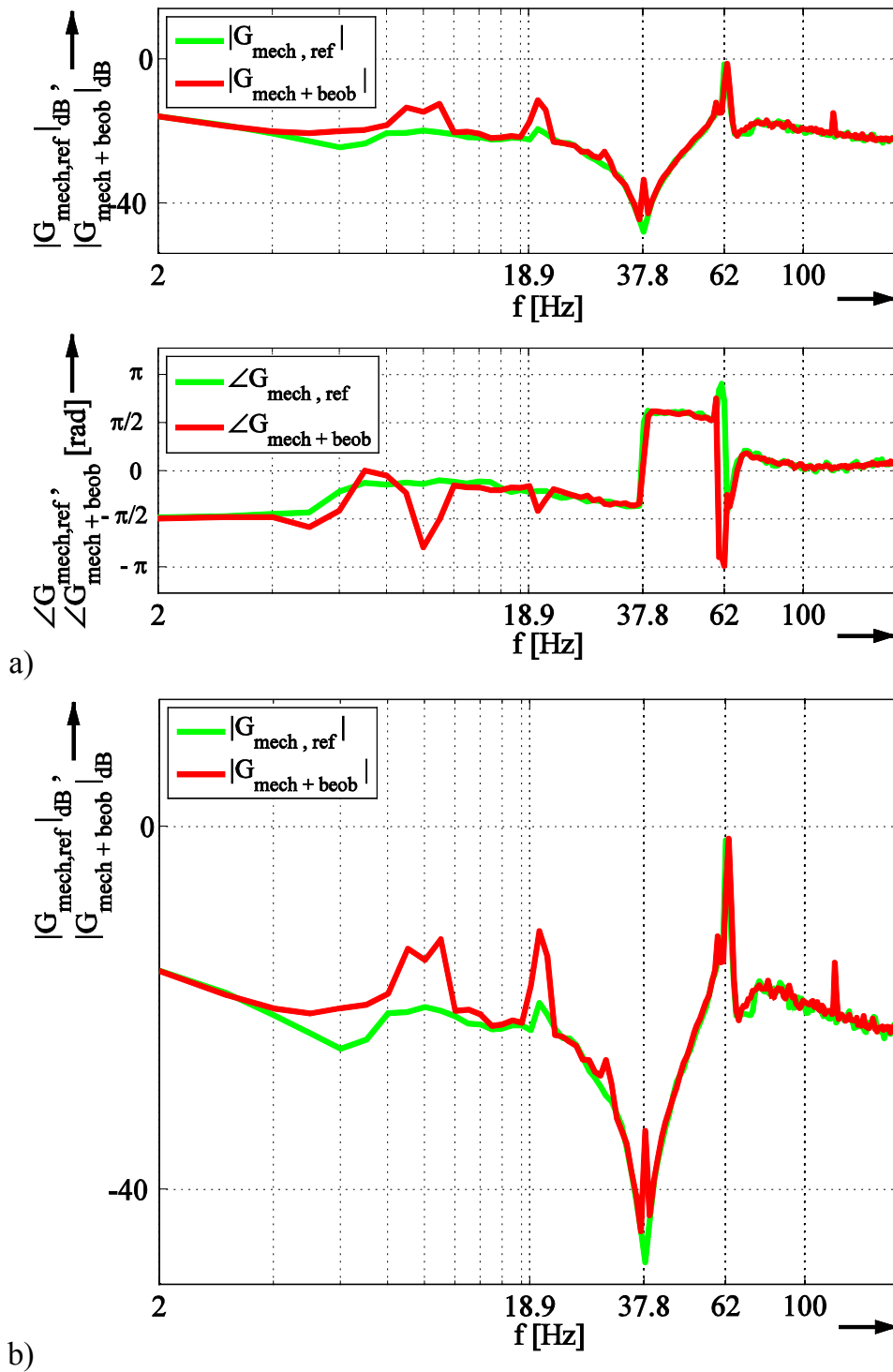


Bild 6.48: a) Identifizierter Frequenzgang b) Identifizierter Amplitudengang mit Außenring-schaden am Maschinenlager A-Seite, Erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 62 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 38 \text{ Hz}$, $f_{\text{AR}\lambda} = \lambda \cdot 18,9 \text{ Hz}$

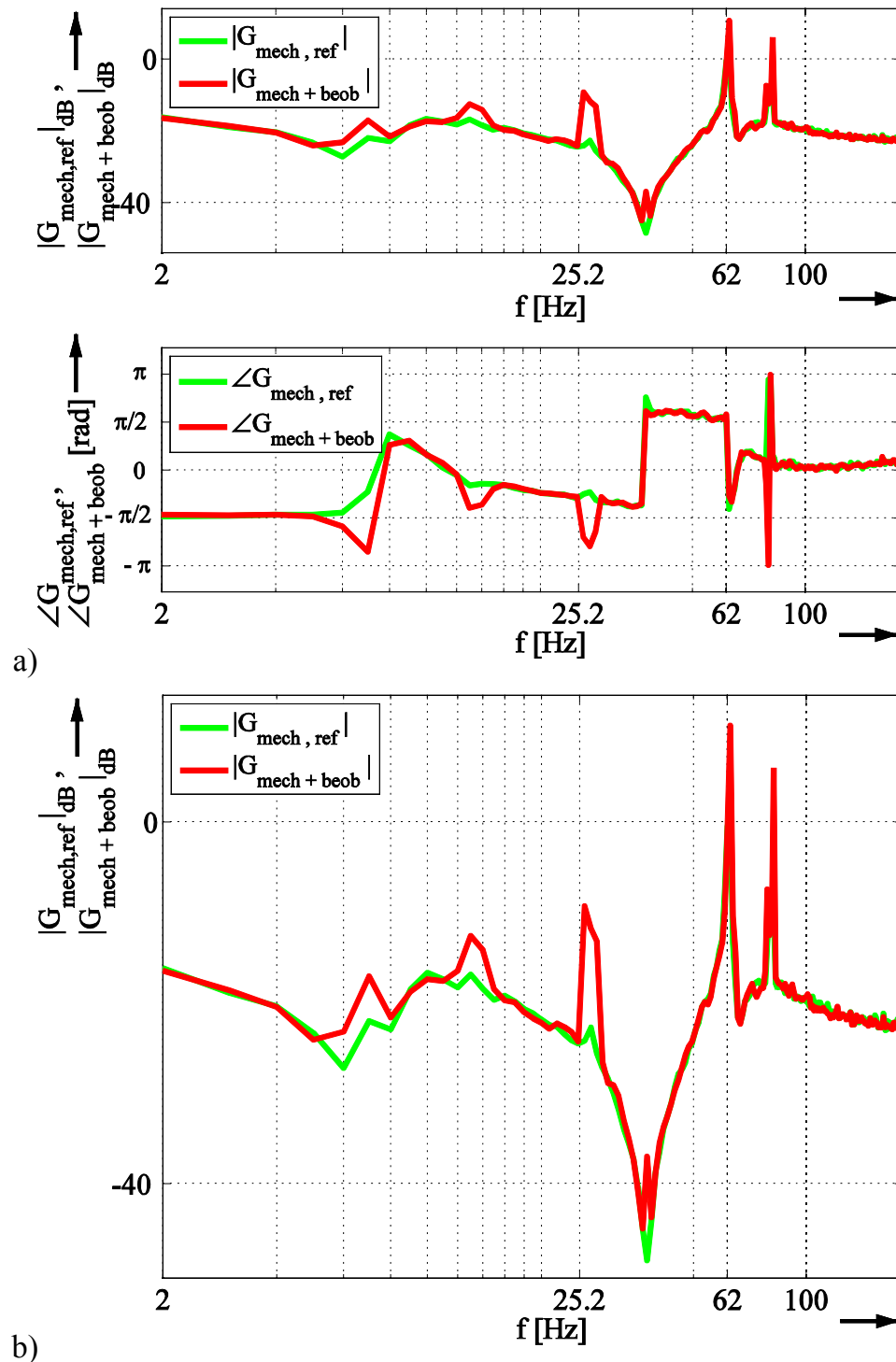


Bild 6.49: a) Identifizierter Frequenzgang b) Identifizierter Amplitudengang mit Außenring-schaden am Maschinenlager A-Seite, Erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 62 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 38 \text{ Hz}$, $f_{\text{AR},\lambda} = \lambda \cdot 25,2 \text{ Hz}$

Das obige Bild 6.49 stellt die gemessenen Kurven für einen Drehzahlsollwert von $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$ bei einem beschädigten Motorenlager an der A-Seite der Maschine dar. Durch die geänderte Drehzahl erhöht sich die Fehlerfrequenz auf $f_{\text{AR},\lambda} = \lambda \cdot 25,2 \text{ Hz}$. Die augenfällige Abweichung zur Referenzkurve zeigt auch hier den Lagerschaden deutlich und zuverlässig an.

Bisher erfolgten die messtechnischen Ermittlungen alle an dem Laboraufbau gemäß Bild 6.5 mit den mechanischen Eigenfrequenzen $f_{res} = 62 \text{ Hz}$ und $f_{ares} = 38 \text{ Hz}$.

Zur Validierung des Verfahrens auch für andere mechanische Setups wurde bei den beiden folgenden Studien das mechanische System anders abgestimmt.

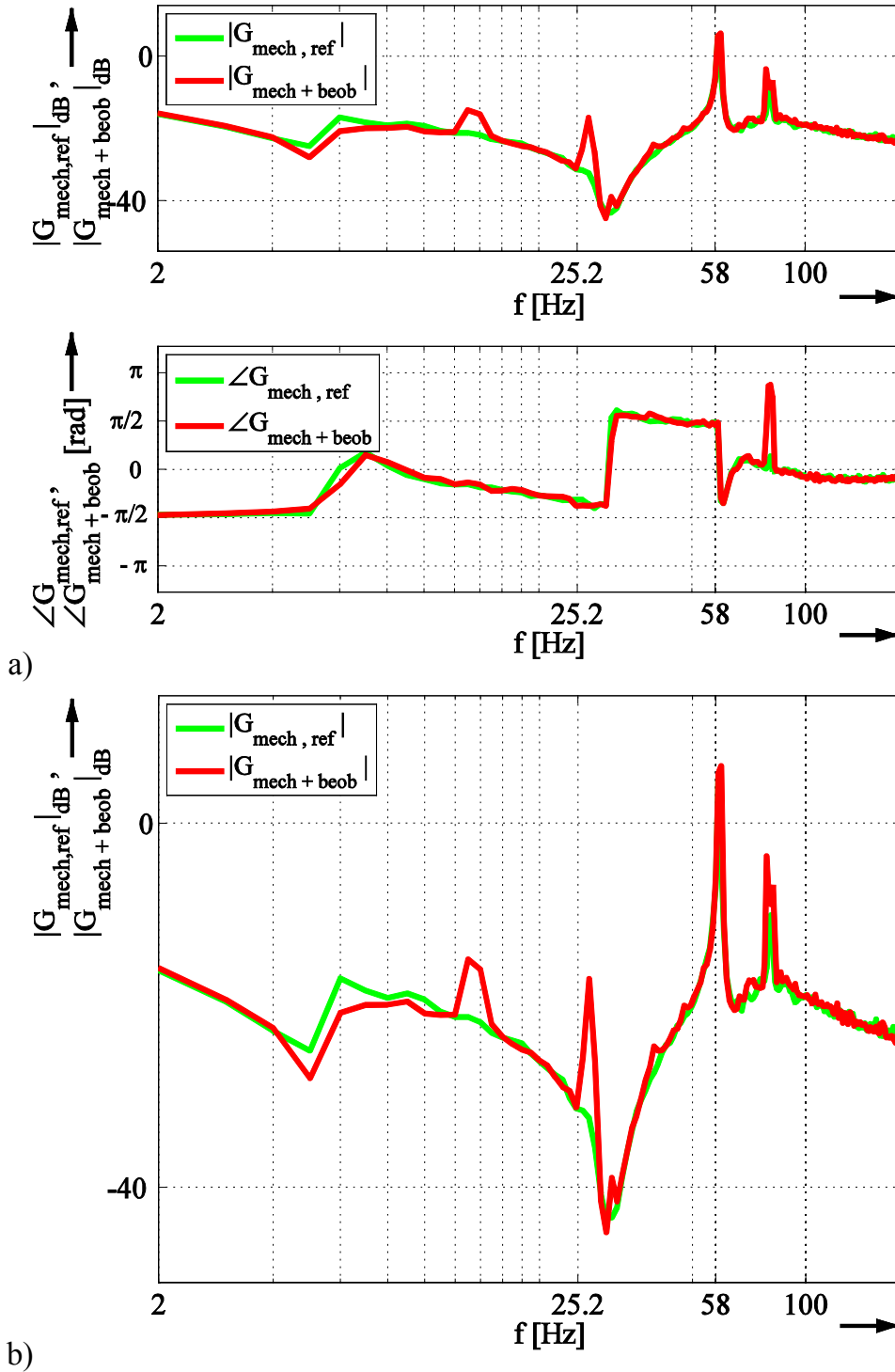


Bild 6.50: a) Identifizierter Frequenzgang b) Identifizierter Amplitudengang mit Außenring-schaden am Maschinenlager A-Seite, Erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{res} = 58 \text{ Hz}$, $f_{ares} = 30 \text{ Hz}$, $f_{AR,\lambda} = \lambda \cdot 25,2 \text{ Hz}$

Hierzu wurde die lastseitige Synchronmaschine gegen eine Maschine mit $J_M = 0,0138 \text{ kgm}^2$ ausgetauscht, was zu einer Erhöhung der lastseitigen Gesamtträgheit und damit zu einer Verstimmung des mechanischen Systems führte. Die resultierenden charakteristischen Frequenzen verschieben sich damit zu $f_{\text{res}} = 58 \text{ Hz}$ und $f_{\text{ares}} = 30 \text{ Hz}$.

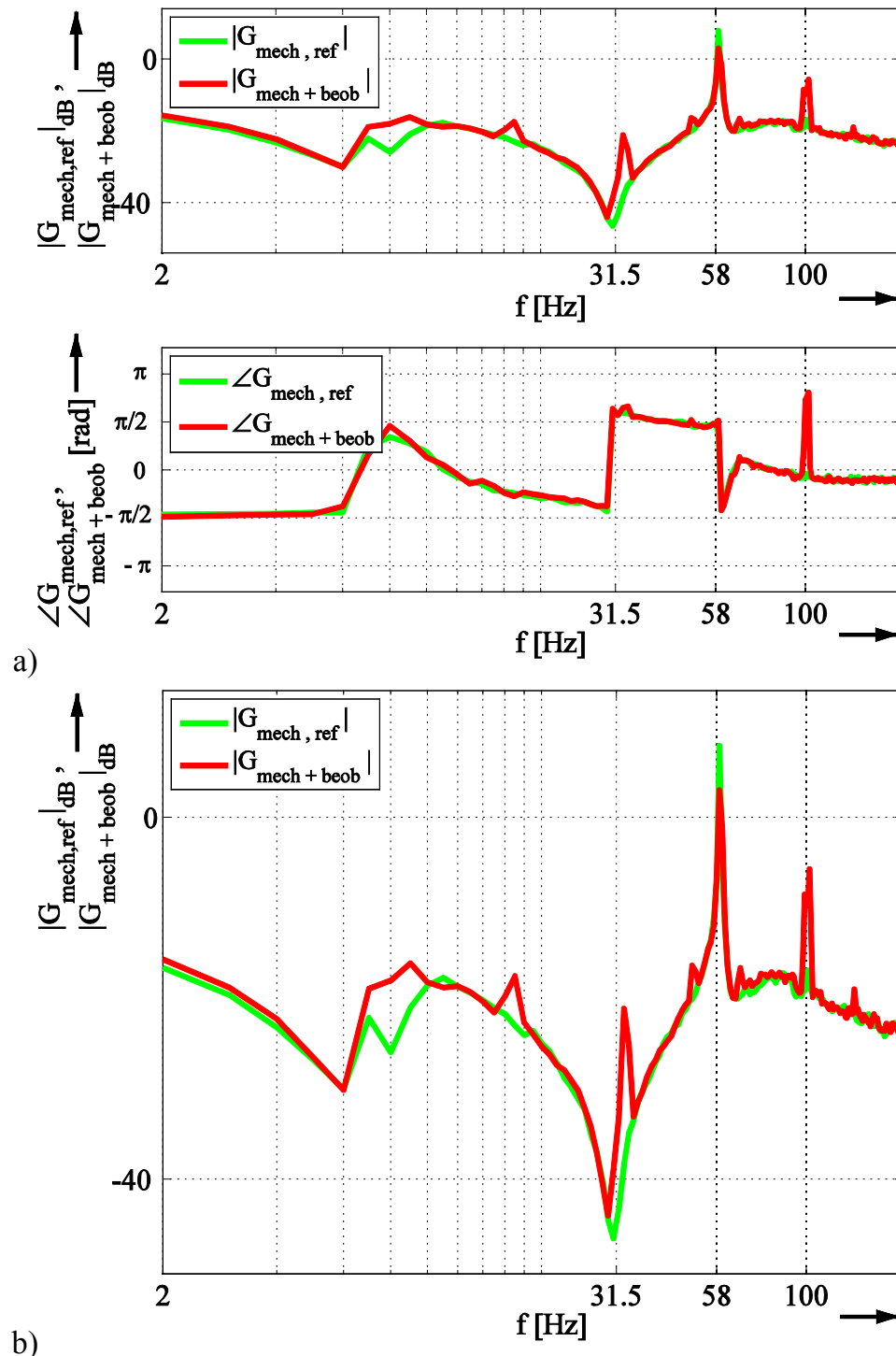


Bild 6.51: a) Identifizierter Frequenzgang b) Identifizierter Amplitudengang mit Außenring-schaden am Maschinenlager A-Seite, Erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 500 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 58 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 30 \text{ Hz}$, $f_{\text{AR},\lambda} = \lambda \cdot 31,5 \text{ Hz}$

Die ermittelten Kurven in Bild 6.50 und Bild 6.51 zeigen für dieses mechanische System bei unterschiedlichen Drehzahlen die Fähigkeit der geberlosen Identifikationsroutine mit erweitertem Beobachter auf, ebenfalls als Diagnosetool für einen Außenring-schaden Verwendung zu finden.

Sowohl für Bild 6.50 mit einer charakteristischen Fehlerfrequenz von $f_{AR,\lambda} = \lambda \cdot 25,2 \text{ Hz}$ bei einem Drehzahlsollwert von $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$ als auch für Bild 6.51 mit $f_{AR,\lambda} = \lambda \cdot 31,5 \text{ Hz}$ bei $n^* = 500 \text{ min}^{-1}$ stellt sich die geberlose Identifikationsroutine als zuverlässiges Werkzeug zur Diagnose dar.

Es wird allerdings auch für die untersuchten Schäden an den Motorenlagern deutlich, dass die Vielfachen der Schadensfrequenz nicht zuverlässig zur Diagnose herangezogen werden können. Außerdem kann in vielen der dargestellten Kurven die Auswirkungen der vorhanden dynamischen Exzentrizität im mechanischen System beobachtet werden, die durch eine erkennbare Signatur an Stellen der mechanischen Drehfrequenz und deren Vielfachen in Erscheinung tritt und als Indikator für z.B. eine Unwucht dienen kann.

Außenringschaden des Maschinenlagers - B-Seite

Befindet sich der Lageschaden am B-seitigen Lager der elektrischen Antriebsmaschine sollte eine Erkennung des Schadens nach den vorangegangenen Untersuchungen ebenfalls gut über die sensorlose Identifikationsroutine erfolgen können.

Die zugehörigen Messergebnisse in diesem Abschnitt bekräftigen diese Möglichkeit für den Lagertyp NTN 6205 Z C3 in den Kurven aus Bild 6.52 bis Bild 6.54 auch deutlich für unterschiedliche Fehlerfrequenzen. Die mechanische Laboranordnung war hier ebenso auf $f_{res} = 58 \text{ Hz}$ und $f_{ares} = 30 \text{ Hz}$ abgestimmt.

In Bild 6.52 a) und b) ist die Änderung im Amplitudengang durch den Lagerfehler an der charakteristischen Frequenzstelle $f_{AR,1} = 18,9 \text{ Hz}$ gut erkennbar, sodass der Lagerfehler im Frequenzgang für $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$ sichtbar wird.

Für einen Drehzahlsollwert von $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$ ergibt sich für das B-seitige Lager eine Schadensfrequenz von $f_{AR,1} = 25,1 \text{ Hz}$ bei einem Außenringschaden. Den Kurven in Bild 6.53 kann auch für diesen Fall die klare Detektion der Fehlerfrequenz und damit eine sichere Diagnose des Schadens entnommen werden.

Auch die charakteristische Schadensfrequenz von $f_{AR,1} = 31,4 \text{ Hz}$ wird deutlich im Frequenzgang sichtbar, wenn die Drehzahl auf $n^* = 500 \text{ min}^{-1}$ erhöht wird, wie das nachfolgende Bild 6.54 zeigt.

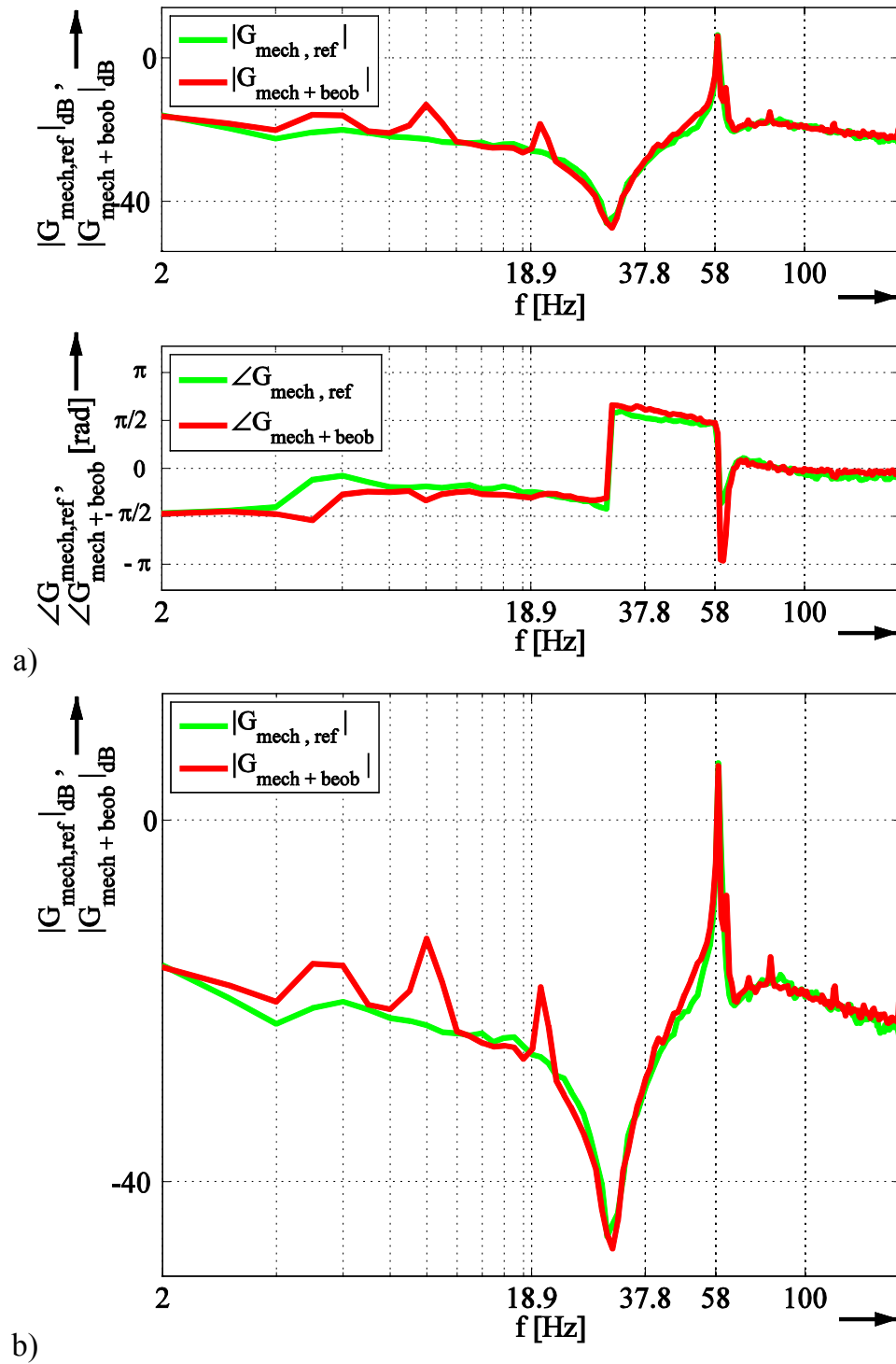


Bild 6.52: a) Identifizierter Frequenzgang b) Identifizierter Amplitudengang mit Außenring-schaden am Maschinenlager B-Seite, Erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 58 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 30 \text{ Hz}$, $f_{\text{AR}\lambda} = \lambda \cdot 18,9 \text{ Hz}$

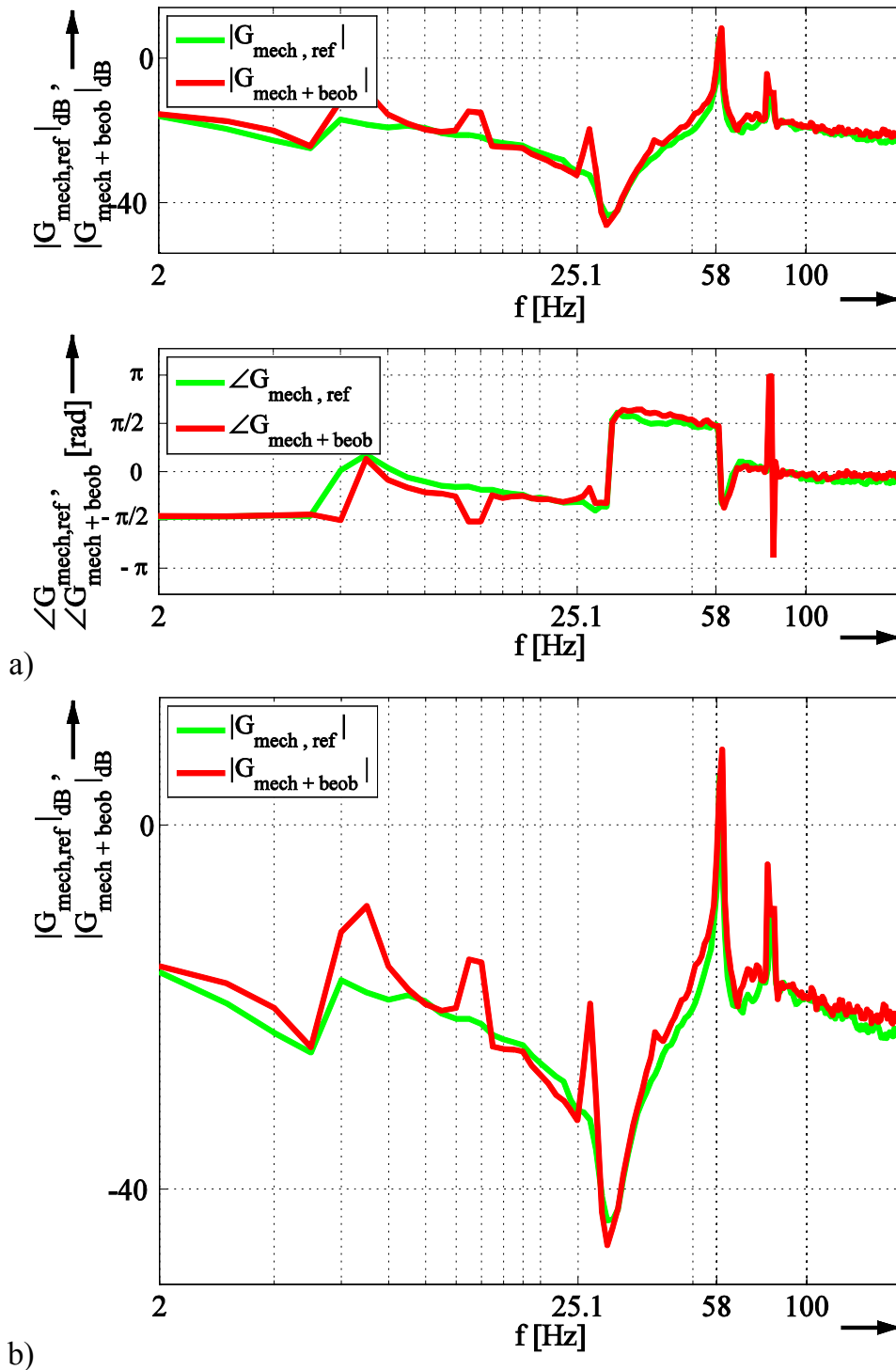


Bild 6.53: a) Identifizierter Frequenzgang b) Identifizierter Amplitudengang mit Außenring-schaden am Maschinenlager B-Seite, Erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 58 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 30 \text{ Hz}$, $f_{\text{AR}\lambda} = \lambda \cdot 25,1 \text{ Hz}$

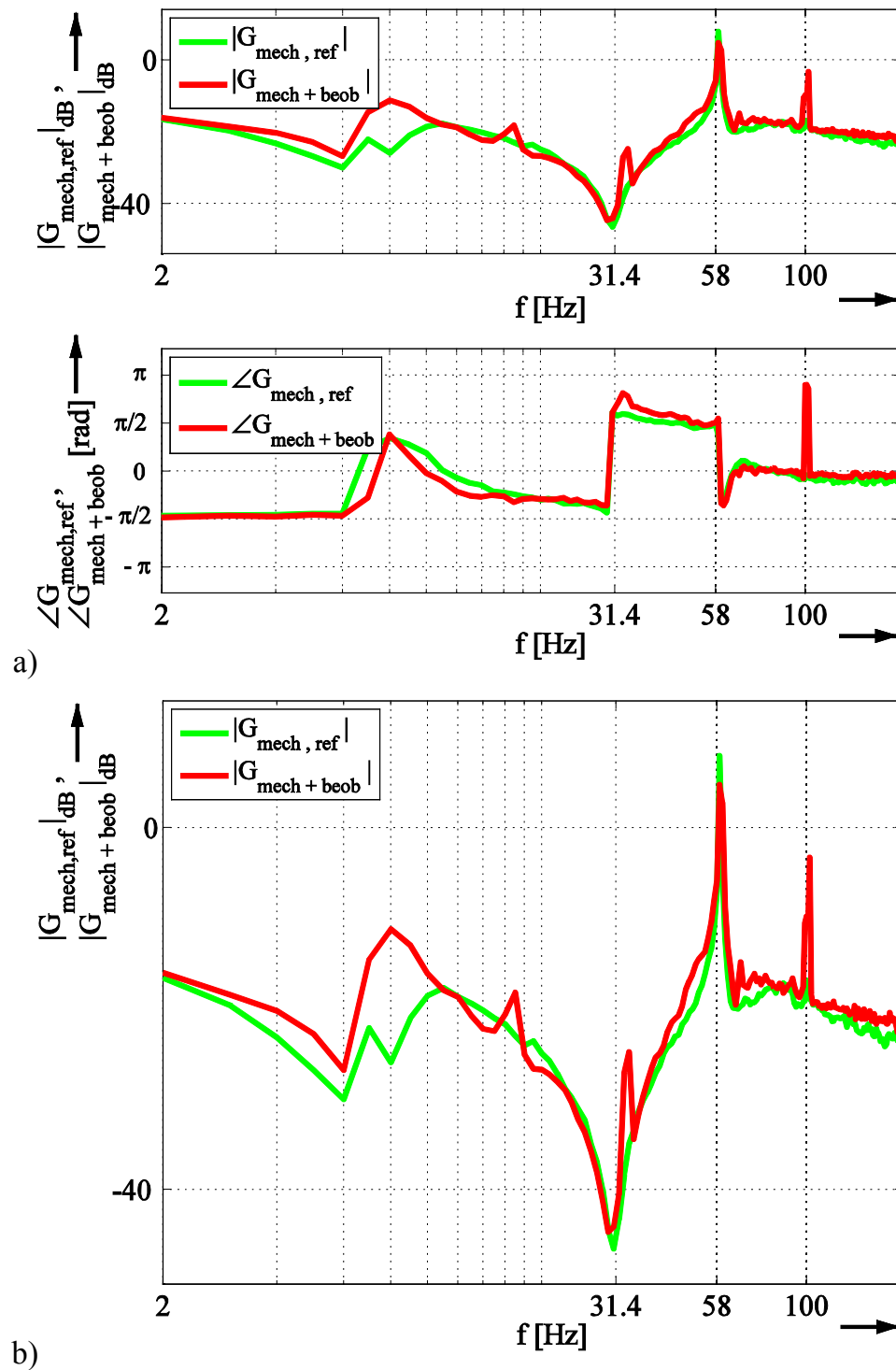


Bild 6.54: a) Identifizierter Frequenzgang b) Identifizierter Amplitudengang mit Außenring-schaden am Maschinenlager B-Seite, Erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 500 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 58 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 30 \text{ Hz}$, $f_{\text{AR},\lambda} = \lambda \cdot 31,4 \text{ Hz}$

Es ist aus den vorangegangenen Ergebnissen ersichtlich, dass die Diagnose eines Außenringschadens für ein Lager im Antriebsstrang sehr gut und zuverlässig durch das sensorlose Identifikationskonzept sowohl mit der klassischen Beobachterstruktur als auch mit der neuen erweiterten Ausführung des Beobachters erfolgen kann ([ZP11a], [ZP11c]). Die Sichtbarkeit der charakteristischen Schadensfrequenz im identifizierten

Frequenzgang konnte für verschiedene Einbauorte der defekten Lagerungen an unterschiedlichen mechanischen Systemen bei mehreren Drehzahlen validiert werden.

Singuläre Schädigung des Innenringes

Gemeinsam mit den Schäden am Außenring bilden die Beschädigungen am Innenring die häufigsten singulären Fehler an Lagerungen, wie in Kapitel 5.3.3 erläutert wurde. Hier wurde auch die besondere Eigenschaft eines Innenringschadens für einen drehenden Innenring hervorgehoben: die variierende Schadensimpulsstärke, abhängig von der Position der Fehlerstelle bedingt durch die Lastzone des Lagers. Diese Eigenschaft führt zu einem dazu, dass sich um die resultierende charakteristische Fehlerfrequenz Seitenbänder mit der mechanischen Drehfrequenz ausbilden können, sie führen aber auch zu einer erschwerten Erkennbarkeit dieses Fehlertyps [OHS03], [SHH06]. Bei den Untersuchungen zur Diagnose von Lagerfehlern per Frequenzgangbestimmung mit Drehgeber [Vil07], [ZVP08] stellte sich für dieses Verfahren eine gute Sichtbarkeit der Schadensfrequenz und auch der Seitenbänder im Frequenzgang für die Diagnose dar. Die folgenden Abschnitte sollen die Diagnosemöglichkeit dieses Schadens-typs auch für die drehgeberlose Identifikationsroutine beleuchten, bei der eine Messung des Drehzahl-signales nicht vorliegt und somit nur eine einkanalige Auswertung über den Maschinenstrom erfolgen kann.

Einbauort / Lagertyp	Drehzahl [min⁻¹]	Charakteristische Fehlerfrequenz Innenringschaden[Hz]
Lastseitige Schwungmasse / INA GAY30-NPP-B	300	26,8
	400	35,7
	500	44,6
Motorlager A-Seite / NTN 6206 Z C3	300	26,1
	400	34,8
	500	43,5
Motorlager B-Seite / NTN 6205 Z C3	300	26,2
	400	34,9
	500	43,6

Tabelle 6.8: Charakteristische Fehlerfrequenzen der verschiedenen Lagerarten für einen Innenringschaden

In Tabelle 6.8 finden sich die charakteristischen Fehlerfrequenzen, die für einen Innenringschaden an den eingesetzten Lagern des mechanischen Aufbaus gemäß Bild 6.5 für Diagnosezwecke ergeben. Auch hier soll analog zu den Ergebnissen für einen Außenringschaden aus dem vorangegangenen Kapitel die Möglichkeit zur Erkennung des Fehlers an verschiedenen Einbauorten des defekten Lagers Untersuchung finden. Das mechanische System war bei den nachfolgenden Analysen auf $f_{\text{res}} = 58 \text{ Hz}$ und $f_{\text{ares}} = 30 \text{ Hz}$ abgestimmt.

Innenringbeschädigung des Lagers der lastseitigen Schwungmasse

Die in diesem Abschnitt dargestellten Ergebnisse zeigen die sensorlos gemessenen Frequenzgänge für einen Innenringschaden, der an der Lagerung der lastseitigen Schwungmasse eingebaut wurde.

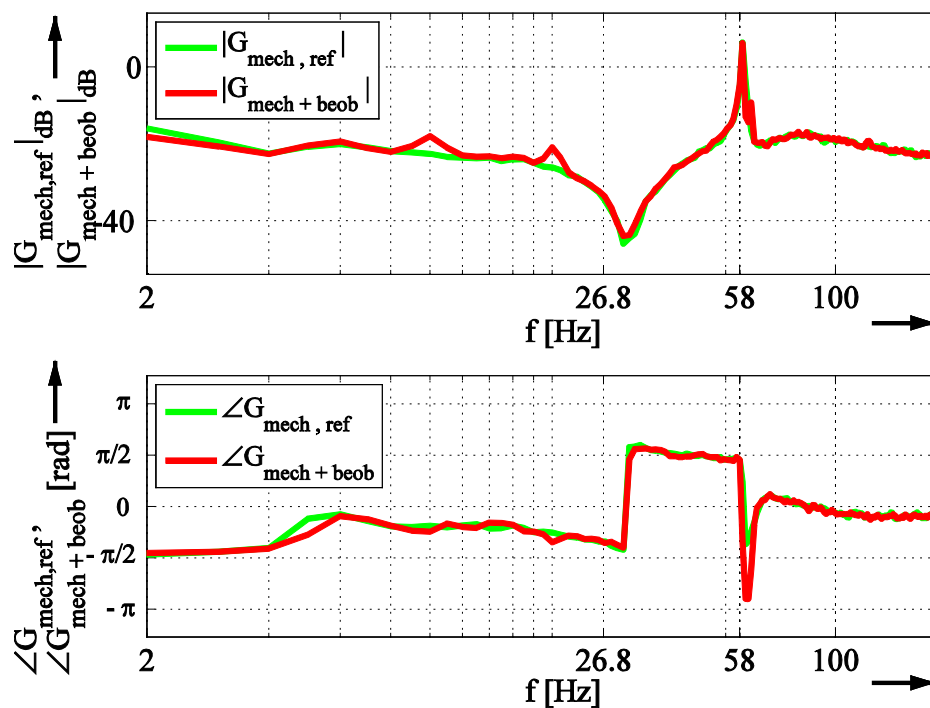


Bild 6.55: Identifizierter Frequenzgang mit Innenringschaden am lastseitigen Lager, Erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 58 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 30 \text{ Hz}$, $f_n = 5 \text{ Hz}$, $f_{\text{IR},\lambda} = \lambda \cdot 26,8 \text{ Hz}$

Betrachtet man die resultierenden Kurvenverläufe in Bild 6.55, so wird deutlich, dass sich der Innenringschaden nicht klar im Frequenzgang widerspiegelt. Für die charakteristische Frequenzstelle von $f_{\text{IR},1} = 26,8 \text{ Hz}$ kann weder im Amplitudengang noch im Phasengang eine eindeutige Abweichung zur Referenzkurve als Indikator für den vorhandenen Schaden zur Diagnose herangezogen werden. Die Schadensfrequenz liegt hier für $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$ im Bereich der mechanischen Anti-Resonanzfrequenz, was eine Sichtbarkeit des Schadensbildes üblicherweise erhöht.

Durch das Fehlen der charakteristischen Frequenzstelle finden sich auch keine erkennbaren Seitenbänder, die gemäß (5.6) im Bereich $\pm v \cdot f_n = \pm v \cdot 5 \text{ Hz}$ um diese Frequenzstelle auftreten könnten. Auch in der näheren Betrachtung des zugehörigen Amplitudenganges in Bild 6.56 kann keine Abweichung resultierend aus dem Innenringfehler identifiziert werden.

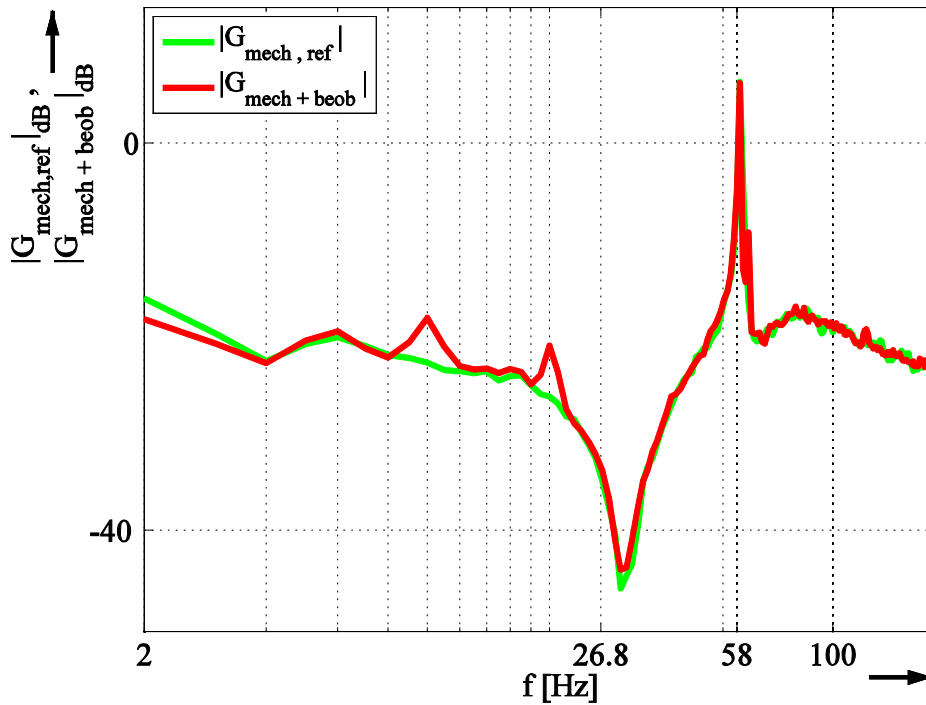


Bild 6.56: Identifizierter Amplitudengang mit Innenringschaden am lastseitigen Lager, Erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 58 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 30 \text{ Hz}$, $f_n = 5 \text{ Hz}$, $f_{\text{IR},\lambda} = \lambda \cdot 26,8 \text{ Hz}$

Zwar sind Abweichungen in Bild 6.56 zur Referenzkurve erkennbar, diese befinden sich allerdings an Frequenzstellen der mechanischen Drehfrequenz des Systems und deren Vielfachen, womit sich eine dynamische Exzentrizität im System, möglicherweise hervorgerufen durch eine Unwucht, im Frequenzgang niederschlägt.

Die Ergebnisse einer weiteren Untersuchung können Bild 6.57 für einen Drehzahl-sollwert von $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$ entnommen werden. Die charakteristische Fehlerfrequenz für den Innenringschaden an dem eingebauten Lagertyp INA GAY30-NPP-B liegt bei diesem Drehzahlwert bei $f_{\text{IR},\lambda} = \lambda \cdot 35,7 \text{ Hz}$. Wie aus den Ergebnissen sichtbar wird, schlägt sich der Lagerfehler auch an dieser Stelle nicht deutlich im Frequenzgang nieder. Eine Diagnosemöglichkeit ist somit an der lastseitigen Lagerung für einen Innenringfehler nicht gegeben.

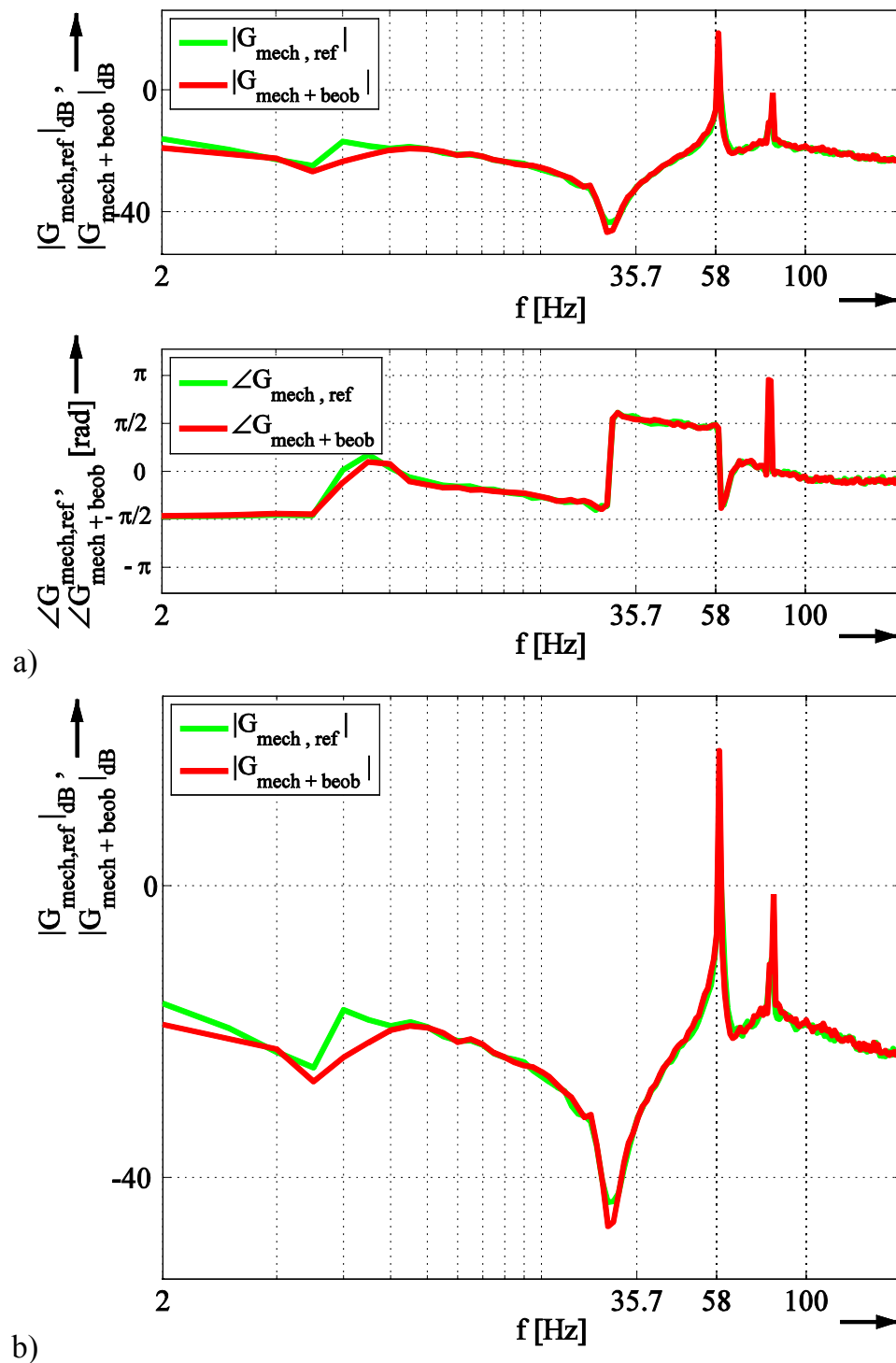


Bild 6.57: a) Identifizierter Frequenzgang b) Identifizierter Amplitudengang mit Innenring-schaden am lastseitigen Lager, Erweiterter adaptiver Beobachter,
 $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 58 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 30 \text{ Hz}$, $f_n = 6,67 \text{ Hz}$, $f_{\text{IR},\lambda} = \lambda \cdot 35,7 \text{ Hz}$

Prinzipiell ist es für die Diagnose der Lagerfehler über die vorgestellte Methode der Frequenzgangmessung erforderlich, dass sich die Charakteristika des Schadens in den erfassbaren Größen der antreibenden elektrischen Maschine niederschlagen, da keine weitere Sensorik vorhanden ist. In Bezug auf den Schaden an der lastseitigen Schwungmasse befindet sich zwischen der untersuchten Lagerung und der Maschine

noch die Torsionswelle, die die Schadensauswirkung zur Maschine hin dämpfen könnte. Daher soll im folgenden Abschnitt der Innenringfehler am Motorenlager weitere Einblicke in die Möglichkeit zur Diagnose von dieser Fehlerart mit der geberlosen Identifikationsmethode bringen.

Beschädigung am Innenring des Motorenlagers A-seitig

Die künstlich erzeugte Fehlerstelle für den Innenringschaden am A-seitigen Motorenlager ist in Bild 6.40 b) am Lager vom Typ NTN 6206 Z C3 zu sehen. Aus der Geometrie dieses Lagers ergeben sich die charakteristischen Fehlerfrequenzen in Abhängigkeit von der Drehzahl wie in Tabelle 6.8 zu finden.

Das Resultat der ersten Untersuchung für einen Drehzahlswert von $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$ mit dem eingebauten Innenringschaden zeigt Bild 6.58. Die ermittelten Kurven zeigen hier auch für das defekte Motorenlager keine signifikante Änderung des Frequenzganges an der charakteristischen Stelle $f_{\text{IR},\lambda} = \lambda \cdot 26,1 \text{ Hz}$ im Vergleich zur Referenzkurve, was eine Diagnose des Innenringfehlers am Motorenlager vereitelt.

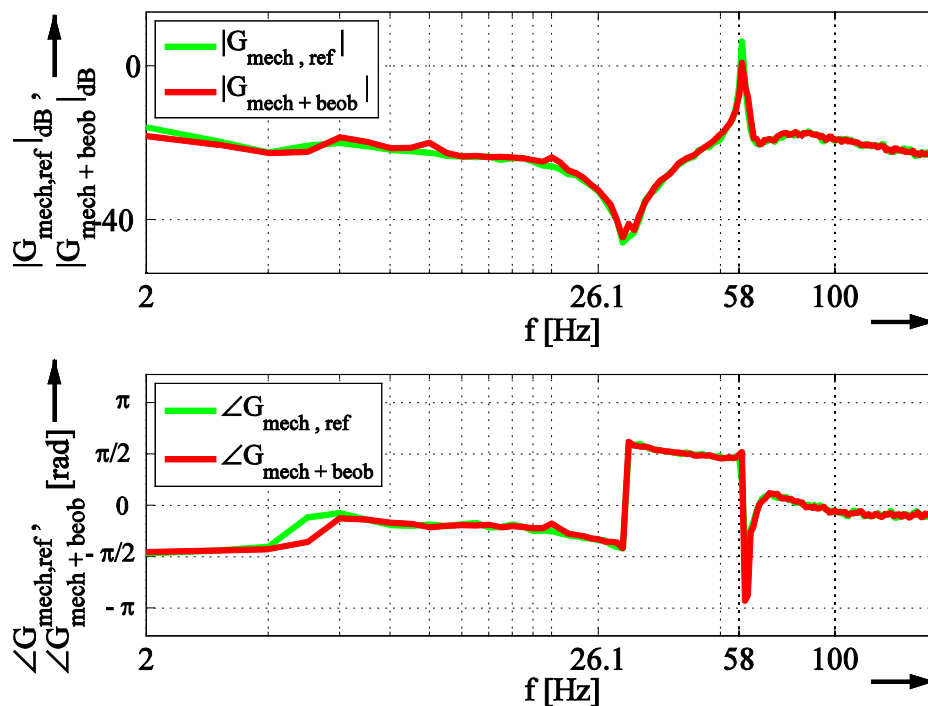
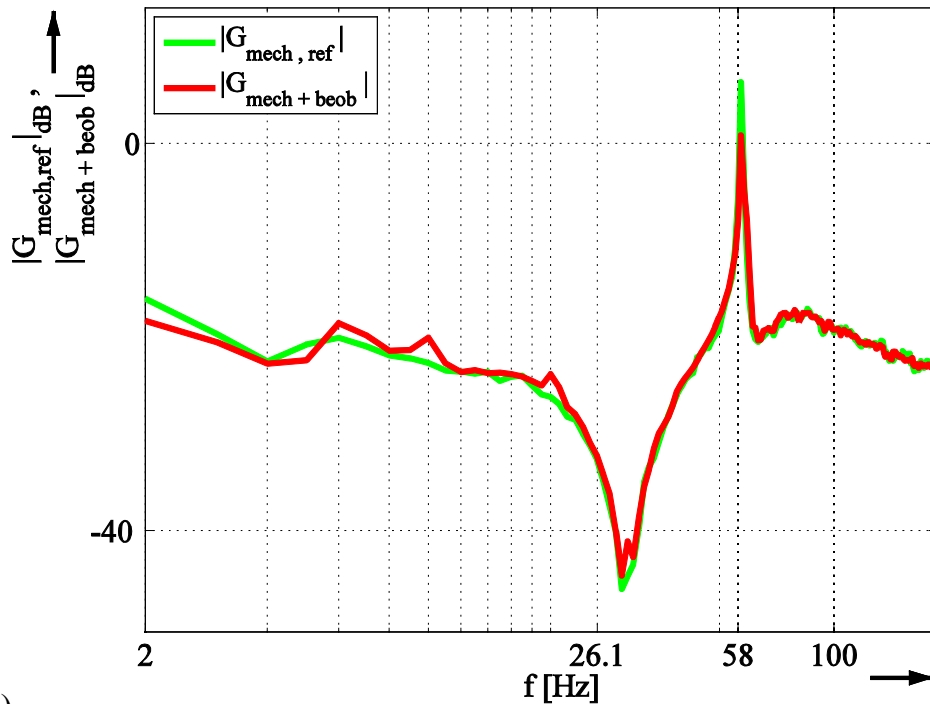


Bild 6.58: Identifizierter Frequenzgang mit Innenringschaden am Maschinenlager A-Seite, Erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 58 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 30 \text{ Hz}$, $f_n = 5 \text{ Hz}$, $f_{\text{IR},\lambda} = \lambda \cdot 26,1 \text{ Hz}$

Zur Verdeutlichung ist in folgendem Bild 6.59 nur der Amplitudengang der Messung aus Bild 6.58 dargestellt, bei dessen Betrachtung das Fehlen der den Lagerfehler kennzeichnenden Abweichungen klar ersichtlich wird.



b)

Bild 6.59: Identifizierter Amplitudengang mit Innenringschaden am Maschinenlager A-Seite, Erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 58 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 30 \text{ Hz}$, $f_n = 5 \text{ Hz}$, $f_{\text{IR},\lambda} = \lambda \cdot 26,1 \text{ Hz}$

Weitere Untersuchungen bei anderen Drehzahlen für diesen Schadensfall führten zu den Messkurven, dargestellt in Bild 6.60 und Bild 6.61. Die Resultate zeigen jedoch auch hier keine Möglichkeit, den Innenringschaden im identifizierten Frequenzgang durch sein Schadensmuster an den Frequenzstellen $f_{\text{IR},\lambda} = \lambda \cdot 34,8 \text{ Hz}$ bzw. $f_{\text{IR},\lambda} = \lambda \cdot 43,5 \text{ Hz}$ zuverlässig zu erkennen.

Daher lässt sich anhand der durchgeführten Studien eine sichere Detektion von Innenringfehlern durch die sensorlose Frequenzgangbestimmung nicht bestätigen. Aus den vorangegangenen erfolgreichen Untersuchungen zur Lagerschadendiagnose per Frequenzgangmessung mit Drehgeber [Vil07], [ZVP08] lässt sich ableiten, dass die fehlende messtechnische Erfassung der Schadensauswirkung im Drehzahlsignal ursächlich hierfür sein dürfte.

Es kann damit gefolgert werden, dass sich für das vorgestellte sensorlose Identifikationsverfahren in diesem Punkt für die Diagnose von Innenringfehlern eine Grenze aufzeigt. Wie sich bereits in den theoretischen Untersuchungen in Kapitel 5.4.2 abgezeichnet hat, stellt sich die Erfassung der Schadensimpulse eines Innenringfehlers rein über die Strommessung zur Auswertung per Frequenzgang als deutlich schwieriger dar als für einen Außenringfehler. Die Besonderheit der variierenden Schadensimpulsstärke für einen Innenringschaden, sowie die nur einkanalige Auswertung der Störgröße bei der sensorlosen Identifikationsroutine über den Maschinenstrom führen damit nicht

zu einer zuverlässigen Diagnosemöglichkeit für diese Schadensart mit dem vorgestellten Verfahren.

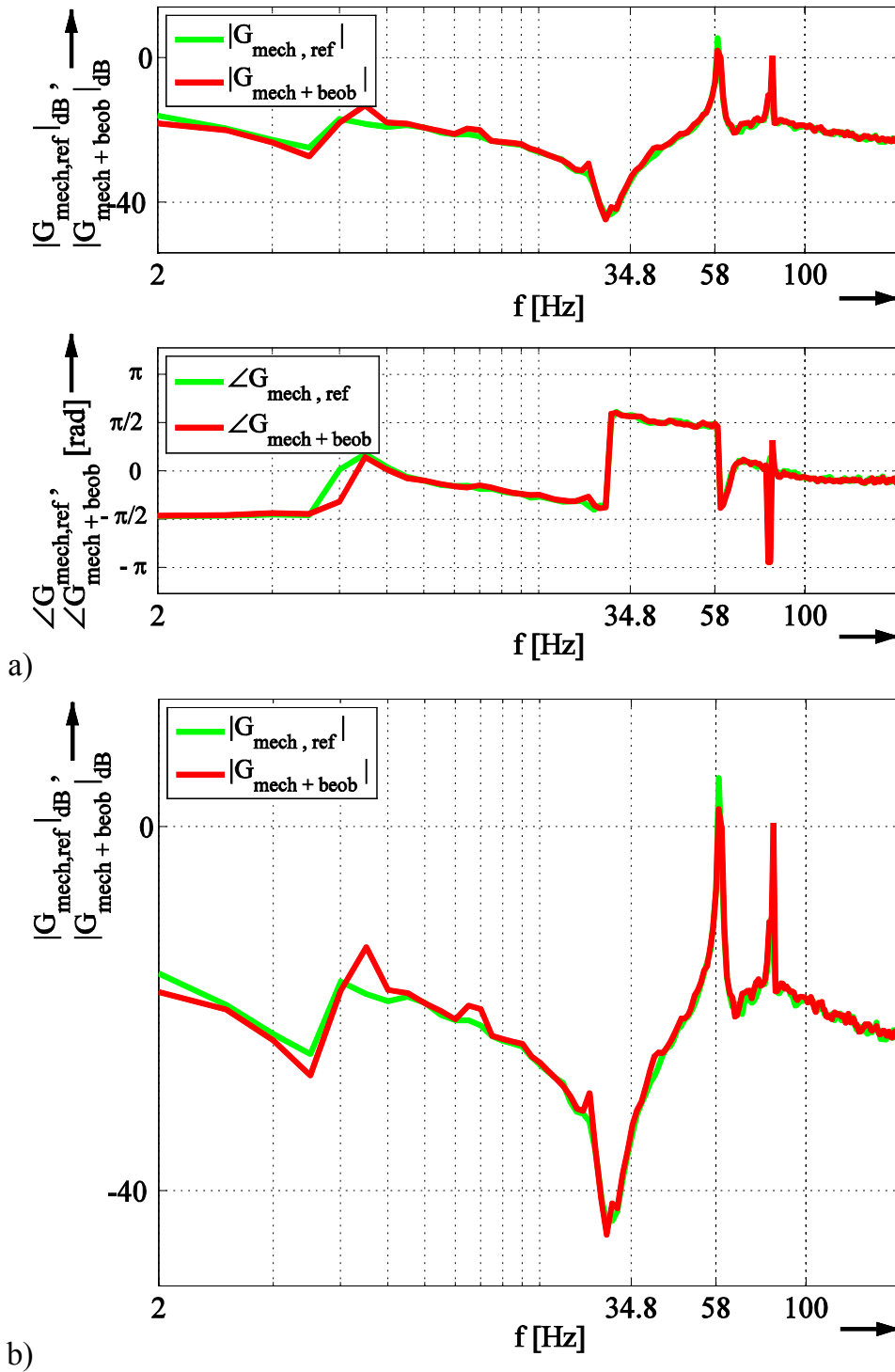


Bild 6.60: a) Identifizierter Frequenzgang b) Identifizierter Amplitudengang mit Innenring-schaden am Maschinenlager A-Seite, Erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 58 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 30 \text{ Hz}$, $f_n = 6,67 \text{ Hz}$, $f_{\text{IR},\lambda} = \lambda \cdot 34,8 \text{ Hz}$

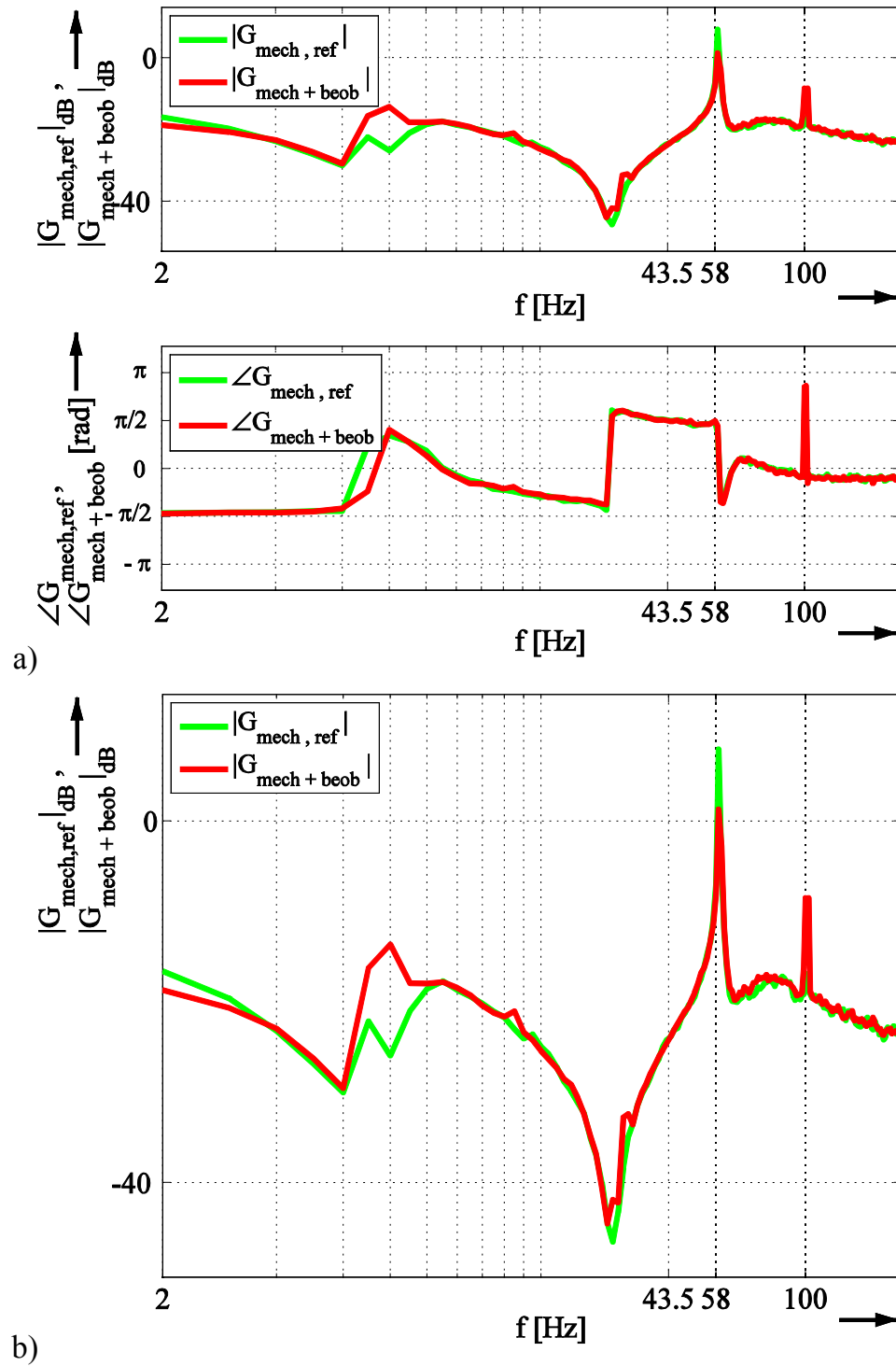


Bild 6.61: a) Identifizierter Frequenzgang b) Identifizierter Amplitudengang mit Innenring-schaden am Maschinenlager A-Seite, Erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 500 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 58 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 30 \text{ Hz}$, $f_n = 8,33 \text{ Hz}$, $f_{\text{IR},\lambda} = \lambda \cdot 43,5 \text{ Hz}$

6.3.2 Breitbandige Beschädigungen der Wälzlager

Als zweite Gruppe der Lagerschäden stellen sich die breitbandigen Schäden dar. Wie bereits in Abschnitt 5 erläutert, wird durch diese Schadensart kein klar abgrenzbares Schadensbild erzeugt, da durch die großflächige Degradierung der Komponentenoberflächen kein exakt definierbarer Störimpuls erzeugt wird. Allerdings resultiert dieser Schaden in einer breitbandigen Anhebung der Maschinenvibrationen und weiterer Kenngrößen, die zu einer Diagnose herangezogen werden können. Die theoretischen Vorarbeiten aus Kapitel 5.4.2 legen die Möglichkeit zur Diagnose dieses Fehlertyps per geberloser Frequenzgangmessung durch eine breitbandige Abweichung zur Referenzkurve nahe. Die nachfolgenden Untersuchungen sollen diese Diagnosefähigkeit für einen breitbandigen Lagerfehler am Teststand validieren.

Um das Schadensbild eines breitbandigen Lagerfehlers nachzubilden, wurde in ein lastseitiges Lager über einen Trichter körniges Korund eingebracht, was zu einer Laufunruhe der Lagerung führte. Der Trichter war dabei auf dem Lagerbock in einer Bohrung fixiert und durch eine Öffnung im Außenring des eingebauten Lagers unter dem Trichter konnte der Korund in die Lagerung rieseln. Als weitere Möglichkeit zur Generierung eines breitbandigen Schadens per Lagerströme wird in [SHH05] ein Verfahren vorgestellt, das allerdings entsprechende Vorrichtungen zur Erzeugung der Lagerströme voraussetzt und recht zeitaufwändig ist.

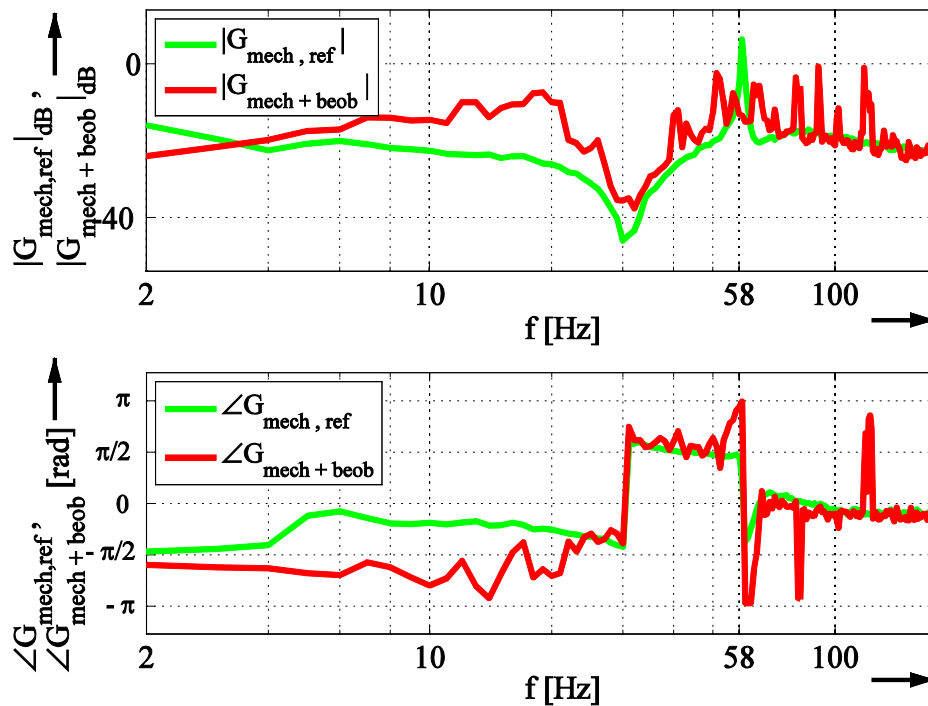


Bild 6.62: Identifizierter Frequenzgang mit breitbandigem Lagerschaden am lastseitigen Lager, Erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 58 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 30 \text{ Hz}$

Der gemessene Frequenzgang unter Einfluss dieses Schadens bei einer Drehzahl von $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$ ist in obigem Bild 6.62 zur Darstellung gebracht. Der breitbandige Einfluss des Schadens auf die geberlos identifizierten Kurven ist klar erkennbar und zeigt den vorhandenen Schaden deutlich an. Bild 6.63 zeigt nur den zugehörigen Amplitudengang der Messung aus Bild 6.62, in dem die breitbandige Veränderung durch den vorliegenden Schaden prägnant erkennbar ist.

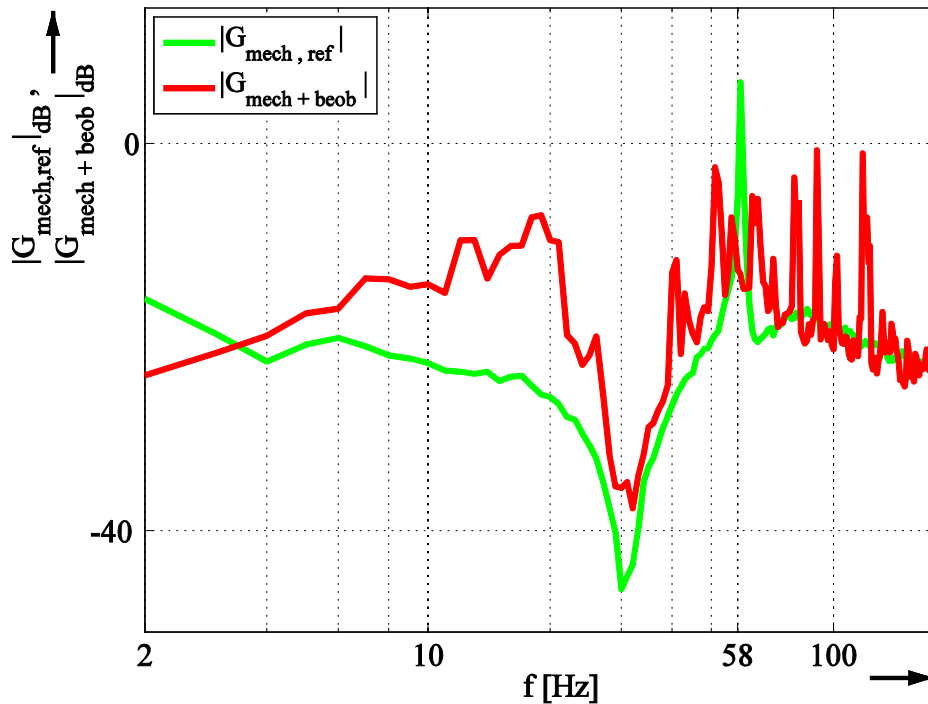


Bild 6.63: Identifizierter Amplitudengang mit breitbandigem Lagerschaden am lastseitigen Lager, Erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 58 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 30 \text{ Hz}$

Als weitere Vergleichsmessung wurde die Messung später ein weiteres Mal bei $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$ wiederholt und führte zu dem gemessenen Frequenzgang in Bild 6.64, das ebenfalls deutlich das Schadensbild dieses Fehlertyps aufweist.

Während der Ermittlung der Frequenzgänge wurde sowohl die beobachtete Drehzahl aufgezeichnet als auch über den Geber der lastseitigen Synchronmaschine ein Messwert der Anlagendrehzahl mitgeschrieben. Diese Information soll dazu dienen, einen ordnungsgemäßen Betrieb der Anlage unter Einfluss des breitbandigen Lagerfehlers ohne blockierte Lagerung o.Ä. zu dokumentieren. Die beiden zu den Identifikationsergebnissen zugehörigen Drehzahlen sind in nachfolgendem Bild 6.65 zu sehen.

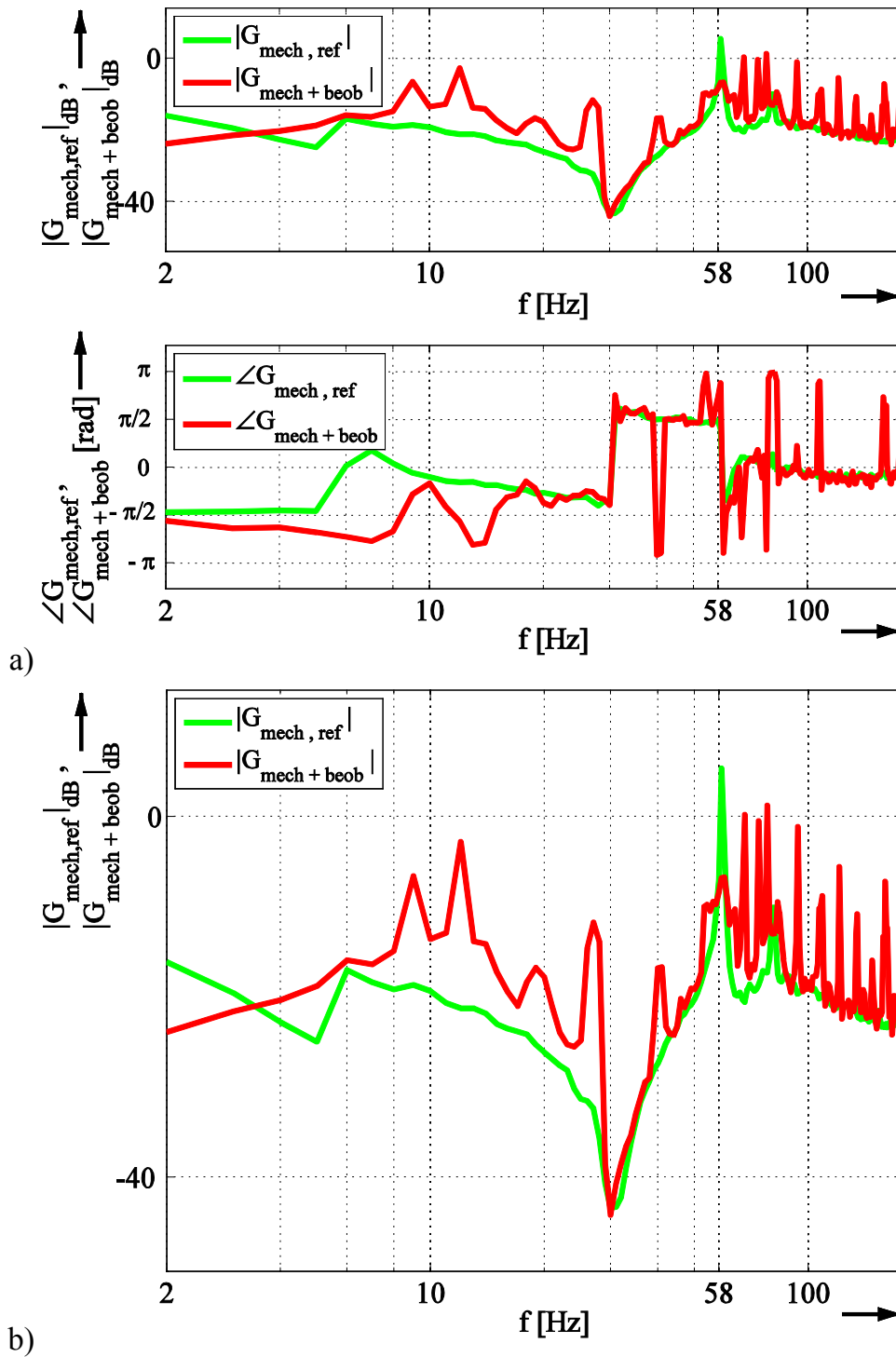


Bild 6.64: a) Identifizierter Frequenzgang b) Identifizierter Amplitudengang mit breitbandigem Lagerschaden am lastseitigen Lager, Erweiterter adaptiver Beobachter, $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$, $f_{\text{res}} = 58 \text{ Hz}$, $f_{\text{ares}} = 30 \text{ Hz}$

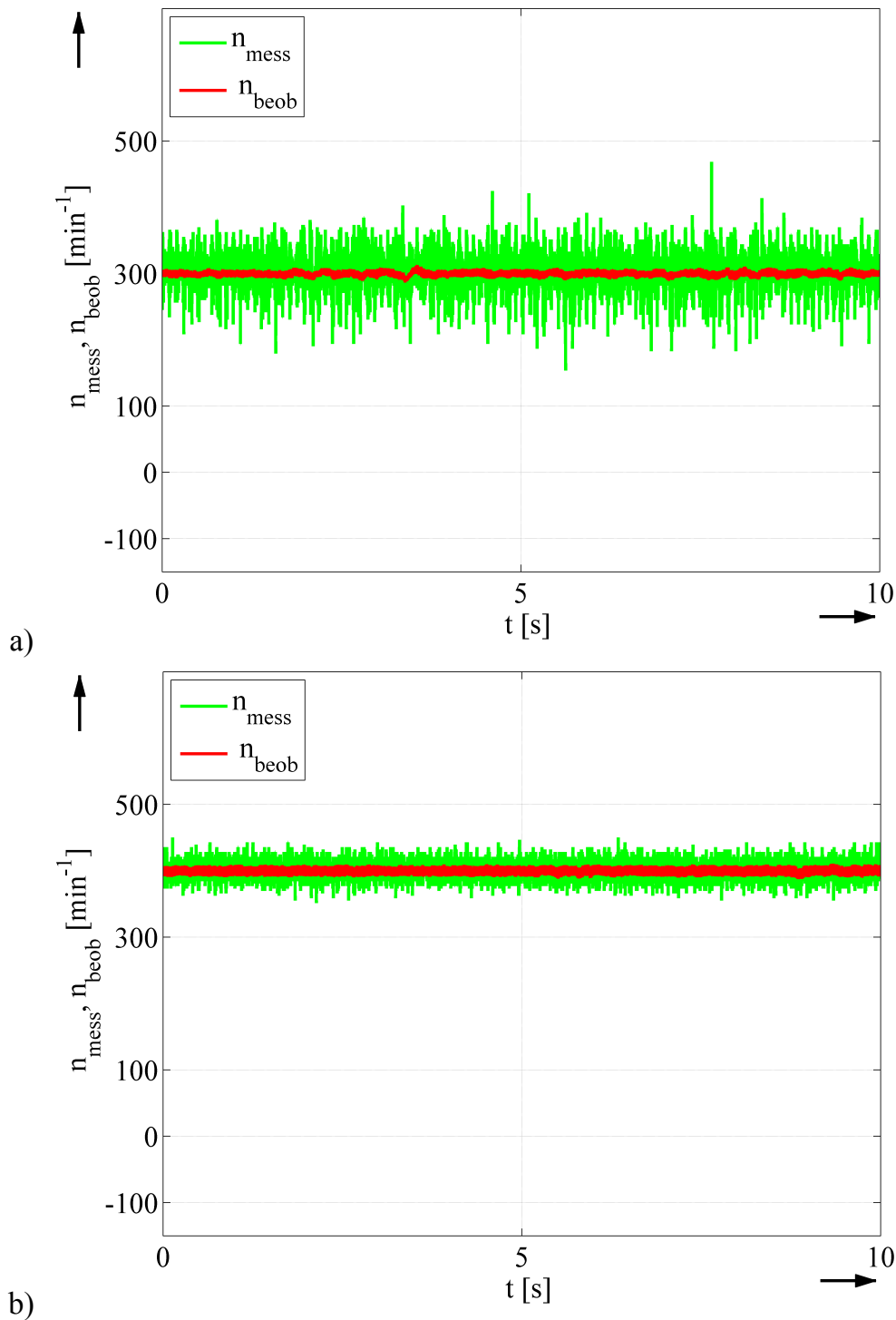


Bild 6.65: Gemessene und beobachtete Drehzahl während der Identifikation für die breitbandigen Beschädigungen am lastseitigen Lager

a) Drehzahlen für das Identifikationsergebnis in Bild 6.63 mit $n^* = 300 \text{ min}^{-1}$

b) Drehzahlen für das Identifikationsergebnis in Bild 6.64 mit $n^* = 400 \text{ min}^{-1}$

Es ist hier ersichtlich, dass die Anlage dem gewünschten Drehzahlsollwert im geberlosen Betrieb gut folgte. Zusätzlich zur PRBS-Anregung wird der Lagerschaden besonders in der gemessenen Maschinendrehzahl der Lastmaschine sichtbar, aber auch in der roten Kurve der beobachteten Drehzahl. Es wird damit deutlich, dass eine Diagno-

se dieses Lagerfehlers auch über die sensorlose Frequenzgangbestimmung zuverlässig zu guten Ergebnissen führt, eine messtechnische Erfassung der Drehzahl aber vermutlich schon bei geringeren Schadensstärken eine Abweichung im Frequenzgang aufzeigen würde.

6.3.3 Zusammenfassung

Die Untersuchungen in diesem Kapitel 6.3 hatten die Möglichkeit einer Diagnose von Lagerfehlern mittels der sensorlosen Frequenzgangmessung zum Inhalt. Dabei wurden die Auswirkungen auf den geberlos gemessenen Frequenzgang der Mechanik unter Einfluss folgender Lagerschäden dargestellt:

- Singuläre Lagerschäden
 - Außenringschaden der angeschlossenen Mechanik und der Motorenlager
 - Innenringschaden an der lastseitigen Mechanik und am Motorenlager
- Breitbandige Lagerschäden

Die Ergebnisse für den Außenringschaden verdeutlichen, dass eine Diagnose dieser Schadensart mittels des vorgestellten sensorlosen Identifikationsverfahrens zuverlässig erfolgen kann. Der ermittelte Frequenzgang unter Einfluss des Lagerschadens zeigt deutlich die wesenseigenen Änderungen an der charakteristischen Fehlerfrequenz, die zur Diagnose des Fehlers herangezogen werden können. Dabei wurde die Zuverlässigkeit dieses Verfahrens für den klassischen adaptiven Beobachter ebenso wie für die neu vorgestellte erweiterte Beobachterstruktur und durch Messungen an unterschiedlichen Mechaniken validiert.

Innenringschäden sind durch ihre besondere Beeinflussung der Lastzone grundsätzlich schwieriger zu diagnostizieren als Fehler am Außenring. Während sich die Frequenzgangmessung unter Verwendung eines gemessenen Drehzahlsignals als wirkungsvolles Werkzeug zur Erkennung auch dieser Schadensart herausgestellt hatte, kann eine sichere Diagnose dieser Fehler mit dem drehgeberlosen Identifikationskonzept durch die dargestellten Studien nicht bestätigt werden. Die Sichtbarkeit der charakteristischen Fehlerfrequenzstellen und der Seitenbänder im identifizierten System konnte für die sensorlose Identifikationsroutine nicht nachgewiesen werden. Es lässt sich aus dieser Tatsache ableiten, dass durch das Wegfallen der zweiten Messgröße – der Maschinendrehzahl – die resultierende einkanalige Signalverarbeitung zur Frequenzgangmessung, basierend nur auf den Maschinenströmen, die durch den Schaden hervorgerufenen Fehlergröße nicht in ausreichender Signalstärke enthält. Theoretisch haben die Simulationen in Kapitel 5.4.2 zwar den Einfluss der Schadensbilder für einen Innenringschaden auf den sensorlos ermittelten Frequenzgang aufgezeigt, die Scha-

densamplituden der künstlich erzeugten Schäden konnten die Resultate am Laborstand jedoch nicht bestätigen.

Für die breitbandigen Lagerschäden haben die aufgezeigten Ergebnisse ebenfalls die Anwendbarkeit der geberlosen Identifikationsroutine als mögliches Diagnosewerkzeug für diese Schadensart herausgestellt. Die breitbandigen Abweichungen im Vergleich zur Kurve ohne Lagerfehler zeigen den Schaden in der sensorlos identifizierten Kurve deutlich an.

7 Zusammenfassung

Aufgrund von wirtschaftlichen Erwägungen und zur Erhöhung der Zuverlässigkeit von Antriebssystemen haben drehgeberlose Regelungsverfahren für drehzahlveränderliche Antriebe großen Anklang in Wissenschaft und Industrie gefunden. Die erarbeiteten Methoden ohne Einsatz eines Drehgebers sind vielfältig einsetzbar, setzen allerdings ein starres mechanisches System zur modellbasierten Bestimmung der Maschinendrehzahl voraus. Für schwingungsfähige Mehr-Massen-Systeme im Antriebsstrang sind jedoch bisher keine speziellen sensorlosen Verfahren zur Drehzahlschätzung bekannt, die die besonderen dynamischen Eigenschaften dieser Systeme berücksichtigen.

In der vorliegenden Arbeit wird daher ein neues Verfahren zur drehgeberlosen Identifikation von Zwei-Massen-Systemen vorgestellt, das durch zwei Identifikationsschritte per Frequenzgangbestimmung eine zuverlässige Möglichkeit eröffnet, exaktere Drehzahlschätzung für das schwingungsfähige System zu erhalten. Die betrachtete Methode bedient sich im ersten Schritt einer klassischen Beobachterstruktur zur Drehzahlschätzung, die lediglich Kenntnis über die leicht zu bestimmenden Massenträgheiten des Systems voraussetzt. Stellt sich das reale System durch die tordierenden Eigenschaften der Antriebswelle als Zwei-Massen-System dar, so wird im sensorlos ermittelten Frequenzgang die mechanische Resonanzfrequenz des Antriebsstranges sicher identifiziert. Auf Basis dieser Information kann die eingesetzte Beobachterstruktur zur Drehzahlschätzung um ein mechanisches Modell derart erweitert werden, dass der zweite drehgeberlose Identifikationsschritt zuverlässig den Systemfrequenzgang mit den gesamten charakteristischen Eigenschaften einschließlich der Anti-Resonanzstelle ermittelt. Somit ist durch die neue Methode eine Möglichkeit gegeben, die Maschinendrehzahl unter Berücksichtigung der besonderen Systemdynamik dieses Mehr-Massen-Systems exakter als mit den bekannten Verfahren ohne Einsatz eines Drehgebers zu bestimmen. Dies bildet zudem die Voraussetzung für die weitere Anwendungsmöglichkeit von speziellen Regelungsverfahren zur Erzielung hochdynamischer Antriebe für schwingungsfähige Mechaniken im drehgeberlosen Betrieb. Hierfür ist zwingend während der Inbetriebnahme des geberlosen Antriebsstranges Kenntnis über das Verhalten und die Parameter des mechanischen Systems zu erlangen, wofür die vorgestellte Methode die notwendigen Informationen durch das Identifikationsverfahren bereitstellen kann.

Neben den theoretisch erarbeiteten Teilen zu dieser Identifikationsmethode von Zwei-Massen-Systemen durch drehgeberlose Frequenzgangbestimmung unterstreichen die experimentellen Untersuchungen in dieser Arbeit die Zuverlässigkeit des neuen Verfahrens. Die sensorlose Identifikationsroutine wird an unterschiedlichen Mechaniken und unter vielfältigen Betriebsbedingungen validiert. Parameterstudien zeigen zudem

eine breite Palette an möglichen Einstellungen der Signalverarbeitung und der erweiterten Beobachterstruktur auf, unter denen der mechanische Frequenzgang sicher bestimmt werden kann.

Des Weiteren gestattet das dargestellte Verfahren, Veränderungen am mechanischen System zu erkennen und zu diagnostizieren. So können variierende mechanische Parameter wie z.B. eine veränderliche lastseitige Massenträgheit über einen Vergleich mit der Referenzkurve aus der Inbetriebnahme bestimmt und abgeglichen werden. Eine mögliche Zustandsüberwachung der eingesetzten Lagerungen auf etwaige Lagerschäden ist ebenfalls theoretisch und experimentell Untersuchungsgegenstand der vorliegenden Ausarbeitung. Bedingt durch den Einfluss auf die Maschinenströme kann das sensorlose Identifikationsverfahren als Diagnosewerkzeug für Fehler am Außenring Anwendung finden, da sich die spezifischen Veränderungen zur Referenzkurve an den charakteristischen Fehlerfrequenzstellen für diese Schadensart sicher detektieren lassen. Zwar kann die mögliche Diagnose von Innenringfehlern an den Lagern durch die Frequenzgangmessung ohne Drehgeber experimentell nicht bestätigt werden, da die schwierige Detektion der Schadensimpulse für diesen Fehlerfall allein durch die einkanalige Signalverarbeitung der Maschinenströme keine erkennbaren Schadensmuster im Frequenzgang erkennen lässt. Für den weiten Bereich der breitbandigen Lagerschäden jedoch konnte der mögliche Einsatz des Verfahrens als Diagnosewerkzeug in der Simulation und am Prüfstand im Labor durch den breitbandigen Einfluss auf den geberlos identifizierten Frequenzgang nachgewiesen werden.

8 Abstract

Economic reasons and the potential increase in reliability of drive systems has led to a strong interest in encoderless control technologies for speed-variable driven plants in academia and industry. The currently developed control techniques, without the use of speed measurement equipment, are applicable to many different applications, but imply rigid mechanical systems for the model-based speed estimation process. In the case of non-rigid mechanical setups that can oscillate in the torsional direction, such as two-mass-systems, there is currently no sensorless speed identification technique that considers the specific dynamic behavior of these mechanical systems.

Therefore, this thesis focusses on the development of a new sensorless identification method that provides a reliable two-step-solution for more accurate speed evaluation of two-inertia-systems, based on frequency response calculation. Within the first identification step, a standard model-based speed adaptive observer serves for the speed estimation, only under the pre-condition that the easy to identify inertias of the mechanical system are known. If the mechanical system shows a non-rigid two-mass-characteristic, the resulting identified frequency response will reveal the resonant frequency as a reliable indication for the multi-inertia behavior. Based on this knowledge the adaptive observer topology can be extended, by means of a mechanical model, in a way that the full dynamic characteristic of the two-mass-system can be reliably identified within the second identification step including information about the anti-resonant frequency. Hence, the new encoderless strategy provides the possibility for more accurate speed estimation than with the established methods, taking into account the special dynamic characteristic of the multi-mass-plant. This technique is also a valuable pre-condition for the application of specialized controller designs to allow high dynamic encoderless control performance of two-mass-systems. For a functional implementation of these controller structures, the reliable identification of the mechanical parameters is a fundamental cornerstone that must be executed during the commissioning of the plant. For this, the presented encoderless method is able to provide the required information.

Based on the theoretical derivations in this thesis, multiple experimental investigations underline the reliability of the new proposal for encoderless speed estimation and identification. The presented sensorless identification strategy confirms its stable applicability for different mechanical setups and under varying operating conditions. Parameter studies prove a wide range of possible adjustments for the signal processing method as well as for the extended observer structure, that allow a dependable identification of the mechanical characteristics of the system by frequency response computation.

Further studies in the thesis reveal the capability of the proposed identification method to serve as a diagnosis tool for alterations in the mechanical system characteristics. With the measured curves from the commissioning of the system as reference, a change of the mechanical structure, such as varying load side inertias, can be detected and adjusted. Also, the possibility to uncover functional degradation of mechanical elements in rolling bearings is under investigation theoretically and in practical experiments. The results for outer race bearing faults accentuate that the encoderless identification strategy is capable of identifying the bearing damage from the measured frequency response, due to the imposed impacts on the machine currents. Deviations from the reference curve at the characteristic fault frequencies clearly indicate the presence of the outer race bearing fault in the system. In case of an inner race bearing fault, the encoderless identification strategy cannot reveal an affirmative diagnosis result in the different experimental studies as the varying impact magnitude for this kind of fault does not sufficiently reflect onto the one-channel signal processing based on frequency response calculation of the machine currents. For the varied area of broadband bearing faults, positive fault diagnosis capability is proved in the simulation studies and under experimental conditions where a broadband impact on the frequency response is clearly visible during the presence of the fault.

Literaturverzeichnis

- [ACT05] M. ARKAN, H. CALIS, M. E. TAGLUK
Bearing and Misalignment Fault Detection in Induction Motors by Using the Space Vector Angular Fluctuation Signal,
Springer Verlag, Electrical Engineering (2005) 87: 197, pp. 197-206,
doi:10.1007/s00202-004-0242-6
- [AKKQ05] D. ALDERS, R. KENNEL, J. O. KRAH, J. QUAN
Suppressing Low Frequency Resonance Oscillations of a Two-Mass System by Active Damping
EPE Journal, vol. 15, No. 4, pp.29-34, 2005
- [AOTR08] B. AKIN, U. ORGUNER, H. A. TOLİYAT, M. RAYNER
Low Order PWM Inverter Harmonics Contributions to the Inverter-Fed Induction Machine Fault Diagnosis
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 55, no. 2, pp. 610-619, Feb. 2008m, doi: 10.1109/TIE.2007.911954
- [BB07] A. BAHR, S. BEINEKE
Mechanical resonance damping in an industrial servo drive
Power Electronics and Applications, 2007 European Conference on, Aalborg, 2007, pp. 1-10., doi: 10.1109/EPE.2007.4417767
- [BDD00] F. BRIZ, A. DIEZ, M.W. DEGNER
Dynamic operation of carrier-signal-injection-based sensorless direct field-oriented AC drives
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 36, no. 5, pp. 1360-1368, Sep/Oct 2000, doi: 10.1109/28.871285
- [BEHW95] J.P. BRÄNDLEIN, P. ESCHMANN, L. HASBARGEN, K. WEIGAND
Die Wälzlagerpraxis - Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen
Vereinigte Fachverlage, 3. Auflage, 1995
- [Ben87] BENTLY NEVADA CORP.
Predictive maintenance through the monitoring and diagnostics of rolling element bearings
Orbit magazine, August 1987
- [Ben00] M. EL HACHEMI BENBOUZID
A Review of Induction Motors Signature Analysis as a Medium for Faults Detection
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 47, no. 5, pp. 984-993, Oct 2000, doi: 10.1109/41.873206

- [BGRR08] M. BLÖDT, P. GRANJON, B. RAISON, G. ROSTAING
Models for Bearing Damage Detection in Induction Motors Using Stator Current Monitoring
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 55, no. 4, pp. 1813-1822, April 2008, doi: 10.1109/TIE.2008.917108
- [BKSS07] M.S. BALLAL, Z. J. KHAN, H. M. SURYAWANSHI, R.L. SONOLIKAR
Adaptive Neural Fuzzy Interference System for the Detection of Inter-Turn Isolation and Bearing Wear Faults in Induction Motor
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 54, no. 1, pp. 250-258, Feb. 2007, doi: 10.1109/TIE.2006.888789
- [Blö06] M. BLÖDT
Condition Monitoring of Mechanical Faults in Variable Speed Induction Motor Drives. Application of Stator Current Time-Frequency Analysis and Parameter Estimation
Thèse de doctorat, Institut National de Polytechnique de Toulouse, France 2006
- [BSLW10] S. BEINEKE, J. SCHIRMER, J. LUTZ, H. WERTZ, A. BAHR, J. KIEL
Implementation and applications of sensorless control for synchronous machines in industrial inverters
2010 First Symposium on Sensorless Control for Electrical Drives, Padova, 2010, pp. 64-71, doi: 10.1109/SLED.2010.5542802
- [BSWG97] S. BEINEKE, F. SCHUTTE, H. WERTZ, H. GROSTOLLEN
Comparison of parameter identification schemes for self-commissioning drive control of nonlinear two-mass systems
Industry Applications Conference, 1997. Thirty-Second IAS Annual Meeting, IAS '97., Conference Record of the 1997 IEEE, New Orleans, LA, 1997, pp. 493-500 vol.1, doi: 10.1109/IAS.1997.643068
- [CGWM14] Z. CHEN, J. GAO, F. WANG, Z. MA, Z. ZHANG, R.KENNEL
Sensorless Control for SPMSM With Concentrated Windings Using Multisignal Injection Method
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 61, no. 12, pp. 6624-6634, Dec. 2014, doi: 10.1109/TIE.2014.2316257
- [CSG15] T. CISZEWSKI, L. SWĘDROWSKI, L. GELMAN
Induction motor bearings diagnostic using MCSA and normalized tripple covariance
2015 IEEE 10th International Symposium on Diagnostics for Electrical Machines, Power Electronics and Drives (SDEMPED), Guarda, 2015, pp. 333-337, doi 10.1109/DEMPED.2015.7303711

- [CX06] M. COMANESCU, L. XU
Sliding-Mode MRAS Speed Estimators for Sensorless Vector Control of Induction Machine
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 53, no. 1, pp. 146-153, Feb. 2006, doi: 10.1109/TIE.2005.862303
- [Dre06] H. DRESIG
Schwingungen und mechanische Antriebssysteme
Springer Verlag, 2. Auflage, 2006
- [DE06] M. DEPENBROCK, C. EVERS
Model-based speed identification for induction Machines in the whole operating range
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 53, no. 1, pp. 31-40, Feb. 2006, doi: 10.1109/TIE.2005.862323
- [DH11] H. DRESIG, F. HOLZWEIBIG
Maschinendynamik
Springer Verlag, 10. Auflage, 2011
- [ED04] L. EREN, M. J. DEVANEY
Bearing damage detection via wavelet packet decomposition of the stator current
IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, vol. 53, no. 2, pp. 431-436, April 2004, doi: 10.1109/TIM.2004.823323
- [EKD04] L. EREN, A. KARAHOCA, M. J. DEVANEY
Neural network based motor bearing fault detection
Proceedings of the 21st IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference (IEEE Cat. No.04CH37510), 2004, pp. 1657-1660 vol.3., doi: 10.1109/IMTC.2004.1351399
- [EKSS96] J.M. EERDMAN, R. K. KERKMAN, D. V. SCHLEGEL, G. L. SKIBINSKI
Effect of PWM-Inverters on AC Motor Bearing Currents and Shaft Voltages
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 32, no. 2, pp. 250-259, Mar/Apr 1996, doi: 10.1109/28.491472
- [FG08] J. W. FINCH, D. GIAOURIS
Controlled AC Electrical Drives
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 55, no. 2, pp. 481-491, Feb. 2008, doi: 10.1109/TIE.2007.911209
- [Fil95] D. FILBERT
Diagnose von Lagerfehlern in Elektromotoren durch nichtlineare Modellierung des Motorstroms
Forum Akustische Qualitätskontrolle, Heidelberg, Germany, 1995

- [GBDR07] P. GARCIA, F. BRIZ, M. W. DEGNER, D. DIAZ-REIGOSA
Accuracy, Bandwidth and Stability Limits of Carrier-Signal-Injection-Based Sensorless Control Methods
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 43, no. 4, pp. 990-1000, July-Aug. 2007, doi: 10.1109/TIA.2007.900460
- [GGF10] S. M. GADOUE, D. GIAOURIS, J. W. FINCH
MRAS Sensorless Vector Control of an Induction Motor Using New Sliding-Mode and Fuzzy-Logic Adaptation Mechanisms
IEEE Transactions on Energy Conversion, vol. 25, no. 2, pp. 394-402, June 2010, doi: 10.1109/TEC.2009.2036445
- [GJN05] H. GUO, L. B. JACK, A. K. NANDI
Feature generation using genetic programming with application to fault classification
IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Part B (Cybernetics), vol. 35, no. 1, pp. 89-99, Feb. 2005, doi: 10.1109/TSMCB.2004.841426
- [GLLP04] N. GEBRAEEL, M. LAWLEY, R. LIU, V. PARMESHWARAN
Residual Life Prediction from Vibration-Based Degradation Signals: A Neural Network Approach
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 51, no. 3, pp. 694-700, June 2004, doi: 10.1109/TIE.2004.824875
- [Ham12] C. HAMM
Advanced Models for Non-linear Multi-variable Model-based Control
PCIM-Conference, Nuernberg, Germany, 2012
- [HB11] H. HABERHAUER, F. BODENSTEIN
Maschinenelemente
Springer Verlag, 16. Auflage, 2011
- [HH08] L. HARNEFORS, M. HINKKANEN
Complete Stability of Reduced-Order and Full-Order Observers for Sensorless IM Drives
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 55, no. 3, pp. 1319-1329, March 2008, doi: 10.1109/TIE.2007.909077
- [HHGP98] K. D. HURST, T. G. HABETLER, G. GRIVA, F. PROFUMO
Zero-speed tacholeless IM torque control: simply a matter of stator voltage integration
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 34, no. 4, pp. 790-795, Jul/Aug 1998, doi: 10.1109/28.703975

- [Hin04] M. HINKKANEN
Analysis and Design of Full-Order Flux Observers for Sensorless Induction Motors
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 51, no. 5, pp. 1033-1040, Oct. 2004, doi: 10.1109/TIE.2004.834964
- [HK07a] T. A. HARRIS, M. N. KOTZALAS
Rolling Bearing Analysis – Essential Concepts of Bearing Technology
CRC Press, 5th Edition, 2007
- [HK07b] T. A. HARRIS, M. N. KOTZALAS
Rolling Bearing Analysis – Advanced Concepts of Bearing Technology
CRC Press, 5th Edition, 2007
- [HK09] W. HAMMEL, R. KENNEL
Integration of alternating carrier injection in position sensorless control without any filtering
2009 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition, San Jose, CA, 2009, pp. 3830-3836, doi: 10.1109/ECCE.2009.5316386
- [HLL05] M. HINKKANEN, V. M. LEPPANEN, J. LUOMI
Flux observer enhanced with low-frequency signal injection allowing sensorless zero-frequency operation of induction motors
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 41, no. 1, pp. 52-59, Jan.-Feb. 2005, doi: 10.1109/TIA.2004.840958
- [HM90] L. N. HANNETT, F. P. DE MELLO
Mechanical countermeasures to subsynchronous torsional instability [in turbogenerators]
IEEE Transactions on Power Systems, vol. 5, no. 4, pp. 1146-1150, Nov 1990, doi: 10.1109/59.99364
- [Hol92] J. HOLTZ
Pulsewidth modulation—a survey
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 39, no. 5, pp. 410-420, Oct 1992, doi: 10.1109/41.161472
- [Hol06] J. HOLTZ
Sensorless Control of Induction Machines—With or Without Signal Injection
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 53, no. 1, pp. 7-30, Feb. 2006, doi: 10.1109/TIE.2005.862324
- [HP04] J. HOLTZ, H. PAN
Acquisition of rotor anisotropy signals in sensorless position control systems
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 40, no. 5, pp. 1379-1387, Sept.-Oct. 2004, doi: 10.1109/TIA.2004.834053

- [HQ02] J. HOLTZ, J. QUAN
Sensorless vector control of induction motors at very low speed using a nonlinear inverter model and parameter identification
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 38, no. 4, pp. 1087-1095, Jul/Aug 2002, doi: 10.1109/TIA.2002.800779
- [HQ03] J. HOLTZ, J. QUAN
Drift- and parameter-compensated flux estimator for persistent zero-stator-frequency operation of sensorless-controlled induction motors
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 39, no. 4, pp. 1052-1060, July-Aug. 2003, doi: 10.1109/TIA.2003.813726
- [HS99] J.-I. HA, S.-K. SUL
Sensorless Field-Oriented Control of an Induction Machine by High-Frequency Signal Injection
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 35, no. 1, pp. 45-51, Jan/Feb 1999, doi: 10.1109/28.740844
- [HS00a] V. HAUSENBERG, H.O. SEINSCH
Kapazitive Lagerspannungen und –ströme bei umrichtergespeisten Induktionsmaschinen
Springer-Verlag, Electrical Engineering (2000) 82: 153, pp. 153-162, doi:10.1007/s002020050006
- [HS00b] V. HAUSENBERG, H.O. SEINSCH
Wellenspannungen und zirkulierende Lagerströme bei umrichtergespeisten Induktionsmaschinen
Springer Verlag, Electrical Engineering (2000) 82: 313, pp. 313-326, doi:10.1007/s002020000045
- [HW98] J. HU, B. WU
New integration algorithms for estimating motor flux over a wide speed range
IEEE Transactions on Power Electronics, vol. 13, no. 5, pp. 969-977, Sep 1998, doi: 10.1109/63.712323
- [IBRT10] F. IMMOVILLI, A. BELLINI, R. RUBINI, C. TASSONI
Diagnosis of Bearing Faults in Induction Machines by Vibration or Current Signals: A Critical Comparison
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 46, no. 4, pp. 1350-1359, July-Aug. 2010, doi: 10.1109/TIA.2010.2049623
- [IHS06] K. IDE, JUNG-IK HA, M. SAWAMURA
A hybrid speed estimator of flux observer for induction motor drives
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 53, no. 1, pp. 130-137, Feb. 2006, doi: 10.1109/TIE.2005.862306

- [Ise91] R. ISERMANN
Identifikation dynamischer Systeme 1
Springer-Verlag, Band 1, 2. Auflage, 1991
- [ISO98] DIN ISO 10816-3:1998-12
Mechanische Schwingungen - Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen - Teil 3: Industrielle Maschinen mit Nennleistungen über 15 kW und Nenndrehzahlen zwischen 120 min⁻¹ und 15000min⁻¹ bei Messungen am Aufstellungsort (ISO 10816-3:1998)
- [JL95] P. L. JANSEN, R. D. LORENZ
Transducerless position and velocity estimation in induction and salient AC machines
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 31, no. 2, pp. 240-247, Mar/Apr 1995, doi: 10.1109/28.370269
- [JLJS05] Y-S. JEONG, R. D. LORENZ, T. M. JAHNS, S-K SUL
Initial rotor position estimation of an interior permanent-magnet synchronous machine using carrier-frequency injection methods
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 41, no. 1, pp. 38-45, Jan.-Feb. 2005, doi: 10.1109/TIA.2004.840978
- [JLK06] J.-H. JUNG, J.-J. LEE, B.-H. KWON
Online Diagnosis of Induction Motors Using MCSA
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 53, no. 6, pp. 1842-1852, Dec. 2006, doi: 10.1109/TIE.2006.885131
- [KB05] A. M. KNIGHT, S. P. BERTANI
Mechanical Fault Detection in a Medium-Sized Induction Motor Using Stator Current Monitoring
IEEE Transactions on Energy Conversion, vol. 20, no. 4, pp. 753-760, Dec. 2005, doi: 10.1109/TEC.2005.853731
- [KD15] I.U. KHAN, R. DHAOUADI
Robust Control of Elastic Drives Through Immersion and Invariance
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 62, no. 3, pp. 1572-1580, March 2015, doi: 10.1109/TIE.2014.2363435
- [KHH04] C. KRAL, T. G. HABETLER, R. G. HARLEY
Detection of mechanical imbalances of induction machines without spectral analysis of time-domain signals
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 40, no. 4, pp. 1101-1106, July-Aug. 2004, doi: 10.1109/TIA.2004.830762

- [KK02] K. D. KAMMEYER, K. KROSCHER
Digitale Signalverarbeitung
B.G. Teubner, 2002
- [KM94] H. KUBOTA, K. MATSUSE
Speed sensorless field-oriented control of induction motor with rotor resistance adaptation
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 30, no. 5, pp. 1219-1224, Sep/Oct 1994, doi: 10.1109/28.315232
- [KMN90] H. KUBOTA, K. MATSUSE, T. NAKANO
New adaptive flux observer of induction motor for wide speed range motor drives
Industrial Electronics Society, 1990. IECON '90., 16th Annual Conference of IEEE, Pacific Grove, CA, 1990, pp. 921-926 vol.2, doi: 10.1109/IECON.1990.149262
- [KMN93] H. KUBOTA, K. MATSUSE, T. NAKANO
DSP Based Speed Adaptive flux Observer of Induction Motor
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 29, no. 2, pp. 344-348, Mar/Apr 1993, doi: 10.1109/28.216542
- [KO13] M. KAMINSKI, T. ORLOWSKA-KOWALSKA
FPGA Implementation of ADALINE-Based Speed Controller in a Two-Mass System
IEEE Transactions on Industrial Informatics, vol. 9, no. 3, pp. 1301-1311, Aug. 2013, doi: 10.1109/TII.2012.2226451
- [LCTH00] B. LI, M-Y. CHOW, Y. TIPSUWAN, J.C. HUNG
Neural-network-based motor rolling bearing fault diagnosis
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 47, no. 5, pp. 1060-1069, Oct 2000, doi: 10.1109/41.873214
- [Lin03] T. LINDH
On the Condition Monitoring of Induction Machines
Ph.D. Dissertation, Lappeenranta University of Technology, Finland, 2003
- [LKH03] M. LINKE, R. KENNEL, J. HOLTZ
Sensorless speed and position control of synchronous machines using alternating carrier injection
Electric Machines and Drives Conference, 2003. IEMDC'03. IEEE International, 2003, pp. 1211-1217 vol.2, doi: 10.1109/IEMDC.2003.1210394

- [MK97] M. N. MARWALI, A. KEYHANI
A comparative study of rotor flux based MRAS and back EMF based MRAS speed estimators for speed sensorless vector control of induction machines
Industry Applications Conference, 1997. Thirty-Second IAS Annual Meeting, IAS '97., Conference Record of the 1997 IEEE, New Orleans, LA, 1997, pp. 160-166 vol.1, doi: 10.1109/IAS.1997.643022
- [MM02] M. MÜLLER, P. MUTSCHLER
Two Reliable Methods for Estimating the Mechanical Parameters of a Rotating Three-Inertia System
EPE – PEMC 2002, 09.09.-11.09.2002, Dubrovnik, Kroatien
- [NTL05] S. NANDI, H.A. TOLIJAT, X. LI
Condition monitoring and fault diagnosis of electrical motors-a review
IEEE Transactions on Energy Conversion, vol. 20, no. 4, pp. 719-729, Dec. 2005, doi: 10.1109/TEC.2005.847955
- [OD10] T. ORLOWSKA-KOWALSKA, M. DYBKOWSKI
Stator-Current-Based MRAS Estimator for a Wide Range Speed-Sensorless Induction-Motor Drive
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 57, no. 4, pp. 1296-1308, April 2010, doi: 10.1109/TIE.2009.2031134
- [ODS10] T. ORLOWSKA-KOWALSKA, M. DYBKOWSKI, K. SZABAT
Adaptive Sliding-Mode Neuro-Fuzzy Control of the Two-Mass Induction Motor Drive Without Mechanical Sensors
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 57, no. 2, pp. 553-564, Feb. 2010, doi: 10.1109/TIE.2009.2036023
- [OHS03] R. R. OBAID, T. G. HABETLER, J. R. STACK
Stator Current Analysis for Bearing Damage Detection in Induction Motors
4th IEEE International Symposium on Diagnostics for Electric Machines, Power Electronics and Drives, 2003. SDEMPED 2003., 2003, pp. 182-187, doi: 10.1109/DEMPED.2003.1234570
- [OS08] T. ORLOWSKA-KOWALSKA, K. SZABAT
Damping of Torsional Vibrations in Two-Mass System Using Adaptive Sliding Neuro-Fuzzy Approach
IEEE Transactions on Industrial Informatics, vol. 4, no. 1, pp. 47-57, Feb. 2008, doi: 10.1109/TII.2008.916054
- [Per07] H.D. PERASSI
Feldorientierte Regelung der permanenterregten Synchronmaschine ohne Lagegeber für den gesamten Drehzahlbereich bis zum Stillstand
Dissertation, TU Ilmenau, Deutschland, 2007

- [PJE00] J.M. PACAS, A. JOHN, T. EUTEBACH
Automatic identification and damping of torsional vibrations in high-dynamic-drives
Industrial Electronics, 2000. ISIE 2000. Proceedings of the 2000 IEEE International Symposium on, Cholula, Puebla, 2000, pp. 201-206 vol.1, doi: 10.1109/ISIE.2000.930512
- [PSO03] K. PETER, I. SCHÖLING, B. ORLIK
Robust output-feedback H_∞ -control with a nonlinear observer for a two-mass system
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 39, no. 3, pp. 637-644, May-June 2003, doi: 10.1109/TIA.2003.811788
- [PVD09] M. PACAS, S. VILLWOCK, R. DIETRICH
Bearing damage detection in permanent magnet synchronous machines
2009 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition, San Jose, CA, 2009, pp. 1098-1103, doi: 10.1109/ECCE.2009.5316091
- [PVSZ10] M. PACAS, S. VILLWOCK, P. SZCZUPAK, H. ZOUBEK
Methods for Commissioning and Identification in Drives
International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering, COMPEL, Emerald Journals, vol. 29, Issue 1, pp53-71, 2010
- [QD08] N.P. QUANG, J.-A. DITTRICH
Vector Control of Three-Phase AC Machines
Springer Verlag, 1. Auflage, 2008, doi: 10.1007/978-3-540-79029-7
- [QHH14] Z. QU, M. HINKKANEN, L. HARNEFORS
Gain Scheduling of a Full-Order Observer for Sensorless Induction Motor Drives
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 50, no. 6, pp. 3834-3845, Nov.-Dec. 2014, doi: 10.1109/TIA.2014.2323482
- [RBBG14] D. DIAZ REIGOSA, F. BRIZ, C. BLANCO, J.M. GUERRERO
Sensorless Control of Doubly Fed Induction Generators Based on Stator High-Frequency Signal Injection
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 50, no. 5, pp. 3382-3391, Sept.-Oct. 2014, doi: 10.1109/TIA.2014.2303255
- [RM01] R. RUBINI, U. MENEGHETTI
Application of the envelope and wavelet transform analyses for the diagnosis of incipient faults in ball bearings
Academic Press, Mechanical systems and signal processing, vol.15, No. 2 pp. 287-302, London, 2001

- [RS02] E. ROBEISCHL, M. SCHROEDL
Optimized INFORM-measurement sequence for sensorless PM synchronous motor drives with respect to minimum current distortion
Conference Record of the 2002 IEEE Industry Applications Conference. 37th IAS Annual Meeting (Cat. No.02CH37344), Pittsburgh, PA, USA, 2002, pp. 92-98 vol.1, doi: 10.1109/IAS.2002.1044072
- [RS04] M. RASHED, A. F. STRONACH
A stable back-EMF MRAS-based sensorless low-speed induction motor drive insensitive to stator resistance variation
IEE Proceedings - Electric Power Applications, vol. 151, no. 6, pp. 685-693, 7 Nov. 2004, doi: 10.1049/ip-epa:20040609
- [Saa14] S. SAARAKKALA
Identification and Speed Control Design of Resonating Mechanical Systems in Electric Drives
Doctoral Dissertations 126/2014, Aalto University, Finland, 2014
- [SBRG97] F. SCHUTTE, S. BEINEKE, A. ROLFSMEIER, H. GROSTOLLEN
Online identification of mechanical parameters using extended Kalman filters
Industry Applications Conference, 1997. Thirty-Second IAS Annual Meeting, IAS '97., Conference Record of the 1997 IEEE, New Orleans, LA, 1997, pp. 501-508 vol.1, doi: 10.1109/IAS.1997.643069
- [SBP14] T. SZALAI, G. BERGER, J. PETZOLDT
Stabilizing Sensorless Control Down to Zero Speed by Using the High-Frequency Current Amplitude
IEEE Transactions on Power Electronics, vol. 29, no. 7, pp. 3646-3656, July 2014, doi: 10.1109/TPEL.2013.2279405
- [Scha92] C. SCHAUDER
Adaptive Speed Identification for Vector Control of Induction Motors without Rotational Transducers
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 28, no. 5, pp. 1054-1061, Sep/Oct 1992, doi: 10.1109/28.158829
- [Schr96] M. SCHROEDL
Sensorless control of AC machines at low speed and standstill based on the "INFORM" method
Industry Applications Conference, 1996. Thirty-First IAS Annual Meeting, IAS '96., Conference Record of the 1996 IEEE, San Diego, CA, 1996, pp. 270-277 vol.1, doi: 10.1109/IAS.1996.557028

- [SH14] S.E. SAARAKKALA, M. HINKKANEN
State-Space Speed Control of Two-Mass Mechanical Systems: Analytical Tuning and Experimental Evaluation
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 50, no. 5, pp. 3428-3437, Sept.-Oct. 2014, doi: 10.1109/TIA.2014.2306977
- [SH15] S.E. SAARAKKALA, M. HINKKANEN,
Identification of Two-Mass Mechanical Systems Using Torque Excitation: Design and Experimental Evaluation
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 51, no. 5, pp. 4180-4189, Sept.-Oct. 2015, doi: 10.1109/TIA.2015.2416128
- [SHH04a] J. R. STACK, T. G. HABETLER, R. G. HARLEY
Fault classification and fault signature production for rolling element bearings in electric machines
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 40, no. 3, pp. 735-739, May-June 2004, doi: 10.1109/TIA.2004.827454
- [SHH04b] J. R. STACK, T. G. HABETLER, R. G. HARLEY
Bearing fault detection via autoregressive stator current modeling
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 40, no. 3, pp. 740-747, May-June 2004, doi: 10.1109/TIA.2004.827797
- [SHH04c] J. R. STACK, R. G. HARLEY, T. G. HABETLER
An amplitude Modulation detector for fault diagnosis in rolling element bearings
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 51, no. 5, pp. 1097-1102, Oct. 2004, doi: 10.1109/TIE.2004.834971
- [SHH05] J. R. STACK, T. G. HABETLER, R. G. HARLEY
Experimentally generating faults in rolling element bearings via shaft current
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 41, no. 1, pp. 25-29, Jan.-Feb. 2005, doi: 10.1109/TIA.2004.840966
- [SHH06] J. R. STACK, T. G. HABETLER, R. G. HARLEY
Fault-signature modeling and detection of inner-race bearing faults
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 42, no. 1, pp. 61-68, Jan.-Feb. 2006, doi: 10.1109/TIA.2005.861365
- [SHKB95] R. R. SCHOEN, T. G. HABETLER, F. KAMRAN, R. G. BARTHELD
Motor Bearing Damage Detection Using Stator Current Monitoring
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 31, no. 6, pp. 1274-1279, Nov/Dec 1995, doi: 10.1109/28.475697

- [SLHS95] R. R. SCHOEN, B. K. LIN, T. G. HABETLER, J. H. SCHLAG, S. FARAG
An Unsupervised, On-Line System for Induction Motor Fault Detection Using Stator Current Monitoring
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 31, no. 6, pp. 1280-1286, Nov/Dec 1995, doi: 10.1109/28.475698
- [SS02] S. SUWANKAWIN, S. SANGWONGWANICH
A Speed-Sensorless IM Drive With Decoupling Control and Stability Analysis of Speed Estimation
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 49, no. 2, pp. 444-455, Apr 2002, doi: 10.1109/41.993278
- [SS06] S. SUWANKAWIN, S. SANGWONGWANICH
Design strategy of an adaptive full-order observer for speed-sensorless induction-motor Drives-tracking performance and stabilization
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 53, no. 1, pp. 96-119, Feb. 2006, doi: 10.1109/TIE.2005.862308
- [SWL07] H. R. SMITH, E. WIEDENBRUG, M. LIND
Rotating Element Bearing Diagnostics in a Nuclear Power Plant: Comparing Vibration and Torque Techniques
2007 IEEE International Symposium on Diagnostics for Electric Machines, Power Electronics and Drives, Cracow, 2007, pp. 17-22, doi: 10.1109/DEMPED.2007.4393065
- [TD98] O. V. THORSEN, M. DALVA
Methods of Condition Monitoring and Fault Diagnosis for Induction Motors
ETEP, vol. 8, No. 5, Sept./Oct. 1998
- [TD99] O.V. THORSEN, M. DALVA
Failure identification and analysis for high-voltage induction motors in the petrochemical industry
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 35, no. 4, pp. 810-818, Jul/Aug 1999, doi: 10.1109/28.777188
- [THF11] S. THOMSEN, N. HOFFMANN, F.W. FUCHS
PI Control, PI-Based State Space Control, and Model-Based Predictive Control for Drive Systems With Elastically Coupled Loads—A Comparative Study
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 58, no. 8, pp. 3647-3657, Aug. 2011, doi: 10.1109/TIE.2010.2089950
- [TSM87] S. TAMAI, H. SUGIMOTO, Y. MASAO
Speed sensorless vector control of IM with model reference adaptive system
Conf. Rec. IEEE/IAS Annu.Meeting, 1987, pp. 189–195

- [Tru01] T. T. TRUONG
Parametervariable und strukturvariable Regelkonzepte für elektrische Antriebssysteme mit mechanisch-elastischer Übertragung
Dissertation, Technische Universität Chemnitz, Deutschland, 2007
- [VBPG08] S. VILLWOCK, A. BAUMULLER, M. PACAS, F.-R. GOTZ, B. LIU, V. BARINBERG
Influence of the power density spectrum of the excitation signal on the identification of drives
2008 34th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics, Orlando, FL, 2008, pp. 1252-1257, doi: 10.1109/IECON.2008.4758134
- [VGHW10] M.A. VOGELSBERGER, S. GRUBIC, T.G. HABETLER, T.M. WOLBANK
Using PWM-Induced Transient Excitation and Advanced Signal Processing for Zero-Speed Sensorless Control of AC Machines
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 57, no. 1, pp. 365-374, Jan. 2010, doi: 10.1109/TIE.2009.2029578
- [Vil07] S. VILLWOCK
Identifikationsmethoden für die automatisierte Inbetriebnahme und Zustandsüberwachung elektrische Antriebe
Dissertation, Universität Siegen, Deutschland, 2007
- [VP07] S. VILLWOCK, J. M. PACAS
Detection of Rolling Bearing Faults by Frequency Response Analysis
PCIM-Conference, Nuernberg, Germany, 2007
- [VP08] S. VILLWOCK, M. PACAS
Application of the Welch-Method for the Identification of Two- and Three-Mass-Systems
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 55, no. 1, pp. 457-466, Jan. 2008, doi: 10.1109/TIE.2007.909753
- [VZP07] S. VILLWOCK, H. ZOUBEK, J. M. PACAS
Rolling Bearing Condition Monitoring Based on Frequency Response Analysis
2007 IEEE International Symposium on Diagnostics for Electric Machines, Power Electronics and Drives, Cracow, 2007, pp. 29-35, doi: 10.1109/DEMPED.2007.4393067
- [Wol02] A. WOLFRAM
Komponentenbasierte Fehlerdiagnose industrieller Anlagen am Beispiel frequenzumrichter-gespeister Asynchronmaschinen und Kreiselpumpen
Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Germany, 2002

- [WYLL14] K. WANG, W. YAO, K. LEE, Z. LU
Regenerating Mode Stability Improvements for Combined Voltage and Current Mode Flux Observer in Speed Sensorless Induction Machine Control
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 50, no. 4, pp. 2564-2573, July-Aug. 2014, doi: 10.1109/TIA.2014.2301869
- [YK99] B. YAZICI, G. B. KLIMAN
An Adaptive Statistical Time-Frequency Method for Detection of Broken Rotor Bars and Bearing Faults in Motors Using Stator Current
IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 35, no. 2, pp. 442-452, Mar/Apr 1999, doi: 10.1109/28.753640
- [YSMI09] Y. YOON, S. SUL, S. MORIMOTO, K. IDE
High Bandwidth Sensorless Algorithm for AC Machines based on Square-wave Type Voltage Injection
2009 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition, San Jose, CA, 2009, pp. 2123-2130, doi: 10.1109/ECCE.2009.5316256
- [ZGA16] Y. B. ZBEDE, S. M. GADOUE, D. J. ATKINSON
Model Predictive MRAS Estimator for Sensorless Induction Motor Drives
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 63, no. 6, pp. 3511-3521, June 2016, doi: 10.1109/TIE.2016.2521721
- [ZHLL14] L. ZHAO, J. HUANG, H. LIU, B. LI, W. KONG
Second-Order Sliding-Mode Observer With Online Parameter Identification for Sensorless Induction Motor Drives
IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 61, no. 10, pp. 5280-5289, Oct. 2014, doi: 10.1109/TIE.2014.2301730
- [Zou07] H. ZOUBEK
Diagnose von Wälzlagerschäden im Antriebsstrang mittels Frequenzganganalyse
Diplomarbeit, Universität Siegen, 2007
- [ZP10] H. ZOUBEK, M. PACAS
A method for speed-sensorless identification of two-mass-systems
2010 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition, Atlanta, GA, 2010, pp. 4461-4468, doi: 10.1109/ECCE.2010.5618431
- [ZP11a] H. ZOUBEK, M. PACAS
Bearing Damage Detection in Speed-sensorless Operated Multi-Mass-Systems
PCIM-Conference, Nuernberg, Germany, 2011

- [ZP11b] H. ZOUBEK, M. PACAS
An identification method for multi-mass-systems in speed-sensorless operation
2011 IEEE International Symposium on Industrial Electronics, Gdansk, 2011,
pp. 1895-1900, doi: 10.1109/ISIE.2011.5984447
- [ZP11c] H. ZOUBEK, M. PACAS
Bearing fault detection capability of frequency response measurement in
speed-sensorless operated two-mass-systems
2011 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition, Phoenix, AZ, 2011,
pp. 2528-2535, doi: 10.1109/ECCE.2011.6064105
- [ZP11d] H. ZOUBEK, M. PACAS
Two steps towards speed estimation and encoderless identification of two-
mass-systems with extended speed adaptive observer structure
*IECON 2011 - 37th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics
Society, Melbourne, VIC, 2011*, pp. 2072-2077, doi:
10.1109/IECON.2011.6119627
- [ZP12] H. ZOUBEK, M. PACAS
Parameter Sensitivity of Extended Adaptive Observer for the Encoderless
Identification of Two-Mass-Systems
PCIM-Conference, Nuernberg, Germany, 2012
- [ZP17] H. ZOUBEK, M. PACAS
Encoderless Identification of Two-Mass-Systems Utilizing an Extended Speed
Adaptive Observer Structure
*IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 64, no. 1, pp. 595-604, Jan.
2017*, doi: 10.1109/TIE.2016.2598521
- [ZVP07] H. ZOUBEK, S. VILLWOCK, M. PACAS
Automated diagnosis of rolling bearing faults in electrical drives
2007 7th International Conference on Power Electronics, Daegu, 2007, pp.
718-723, doi: 10.1109/ICPE.2007.4692482
- [ZVP08] H. ZOUBEK, S. VILLWOCK, M. PACAS
Frequency Response Analysis for Rolling-Bearing Damage Diagnosis
*IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 55, no. 12, pp. 4270-4276,
Dec. 2008*, doi: 10.1109/TIE.2008.2005020

Anhang

Für die in dieser Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen fanden zwei verschiedene mechanische Aufbauten Verwendung:

- Für die Untersuchungen zur drehgeberlosen Identifikation gemäß Bild 6.29 (inkl. Lastmaschine)
- Für die Diagnose der Beschädigungen an Wälzlagern gemäß Bild 6.5

Für beide Anlagen wurde dieselbe Steuerungs- und Regelungsplattform genutzt, die entsprechend der angeschlossenen Maschine parametrisiert wurde. Ebenso kamen für beide Aufbauten die gleichen leistungselektronischen Komponenten zur Anwendung.

Steuerungs- und Regelungskomponenten für beide Aufbauten		
PC mit MATLAB\Simulink und dSPACE control desk	MATLAB \ Simulink	R2008b
	dSPACE control desk	Release 6.4
dSPACE	DS1104 PPC mit CLP1104 Connector\LED Panel	
	Prozessor	250 MHz 64 bit floating point
	Speicher	32 MB SDRAM 8 MB Flash
	A/D-Wandler	4 Kanäle parallel, ± 10 V 12 Bit Auflösung 800 ns Wandlungszeit 4 Kanäle multiplexed, ± 10 V 16 Bit Auflösung 2 μ s Wandlungszeit
	D/A-Wandler	8 Kanäle, ± 10 V 16 Bit Auflösung 10 μ s Wandlungszeit

	Encoder Schnittstelle	2 Inkremental Encoder Single ended (TTL) oder differentielle Signale (RS422) 24 Bit Positionsauflösung 5 V Versorgungsspannung
	Digitale I/Os	20 Bit parallel TTL input oder output
	Taktfrequenz der Regelung	5 kHz

Leistungselektronische Komponenten des motorseitigen Wechselrichters für beide Laboraufbauten

Leistungshalbleiter	Typ	IGBTs, EUPEC FF300R12KF2
	Kollektor-Emitter-Sperrspannung	1200 V
	Kollektorstrom	300 A
	Max. Gate-Emitter-Spannung	20 V
Treiberplatine	Typ	EUPEC IHD-3-CA 680 galvanisch isoliert, Fehlerrückmeldung
	Gate-Treiber	CONCEPT IHD 280
	Versorgungsspannung	15 V
	Gatespannung	±15 A
	Gatestrom	±8 A

Stromwandler	Typ	LEM LT 200-S
	Nennstrom	200 A
	Übersetzung	1:2000
	Versorgungsspannung	15 V
	Genauigkeit	± 0,5 %
	Bürdewiderstand	51 Ω

Wechselrichter der Lastmaschine für beide Laboraufbauten		
Umrichter	Typ	ABB ACS880-01-017A-03 mit Brems-Chopper
	Eingangsspannung	400 V, 3~, 50 Hz
	Nennausgangsstrom	17 A
	Motorregelung	Direct torque Control (DTC)
Bremswiderstand	Typ	ABB SACE 08 RE 44
	Widerstand	44 Ω

Um eine einfache Umsetzung der Regelung für beide Laboraufbauten mit unterschiedlichen elektrischen Maschinen umzusetzen, wurde die Regelung mit normierten Größen aufgebaut. Die Normierung wurde dabei wie folgt festgelegt:

Normierung der Regelungsgrößen	
Spannung	$U_{\text{Norm}} = \sqrt{2} \cdot U_N$
Strom	$I_{\text{Norm}} = \sqrt{2} \cdot I_N$
Frequenz	$\omega_{\text{Norm}} = \omega_N$
Mech. Drehfrequenz	$\Omega_{\text{Norm}} = \frac{\omega_N}{p}$
Verketteter magnetischer Fluss	$\psi_{\text{Norm}} = \sqrt{2} \cdot U_N$

Impedanz	$Z_{\text{Norm}} = \frac{U_N}{I_N}$
Induktivität	$L_{\text{Norm}} = \frac{U_N}{I_N}$
Zeit	$t_{\text{Norm}} = \frac{1}{\omega_N}$
Leistung	$P_{\text{Norm}} = 3 \cdot U_N \cdot I_N$
Drehmoment	$M_{\text{Norm}} = \frac{P_{\text{Norm}}}{\Omega_{\text{Norm}}} = \frac{p}{\omega_N} \cdot 3 \cdot U_N \cdot I_N$

Komponenten des mechanischen Laboraufbaus zur drehgeberlosen Identifikationsroutine gemäß Bild 6.29		
ABB Asynchronmaschine SDM 633	Nennleistung P_N	5,5 kW
	Nenndrehzahl n_N	1500 min ⁻¹
	Nenndrehmoment M_N	35 N m
	Nennfrequenz f_N	52 Hz
	Nennspannung U_N	360 V
	Nennstrom I_N	12,7 A
	Läufer- trägheitsmoment J_M	0,017 kgm ²
	Angebauter Drehgeber	ROD486 2048 Inkr./Umdr.
ABB Synchronmaschine SDM 101-21N0	Nennleistung P_N	4,7 kW
	Nenndrehzahl n_N	3000 min ⁻¹
	Nenndrehmoment M_N	15 N m
	Stillstandsdauermoment M_0	21 N m
	Nennspannung U_N	360 V

	Motorstillstandsstrom I_0	13,5 A
	Max. Impulsstrom $I_{\max, \text{eff}}$	48 A
	Läufer- trägheitsmoment J_M	0,004317 kgm ²
	Angebauter Drehgeber	ERN1185 2048 Inkr./Umdr.
Motorseitige Kup- plung	Massenträgheits- moment J_K	0,0037 kgm ²
Torsionswelle	Federkonstante C	3400 N m
Lastseitige Schwungmasse 1	Trägheitsmoment J_{L1}	0,1289 kgm ²
Lastseitige Schwungmasse 2	Trägheitsmoment J_{L2}	0,0322 kgm ²

**Komponenten des mechanischen Laboraufbaus zur sensorlosen Diag-
nose von Lagerschäden gemäß Bild 6.5**

Birkenbeul Asynchronmaschine 5APE112M-4	Nennleistung P_N	4 kW
	Nenndrehzahl n_N	1440 min ⁻¹
	Nenndrehmoment M_N	27 N m
	Nennfrequenz f_N	50 Hz
	Nennspannung U_N	400 V
	Nennstrom I_N	8,1 A
	Läufer- trägheitsmoment J_M	0,014 kgm ²
	Angebauter Drehgeber	--
Birkenbeul	Typ	NTN 6206 Z C3
Motorlager A-Seite	Außendurchmesser d_A	62 mm

	Innendurchmesser d_i	30 mm
	Anzahl Wälzkörper Z	9
	Durchmesser Wälzkörper d_{wk}	7,29 mm
	Durchmesser Käfig d_K	45,51 mm
Birkenbeul Motorlager B-Seite	Typ	NTN 6205 Z C3
	Außendurchmesser d_A	52 mm
	Innendurchmesser d_i	25 mm
	Anzahl Wälzkörper Z	9
	Durchmesser Wälzkörper d_{wk}	6,18 mm
	Durchmesser Käfig d_K	38,1 mm
Lastmaschine 1 ABB Synchronmaschine SDM 101-10N8	Nennleistung P_N	2,45 kW
	Nenndrehzahl n_N	3000 min^{-1}
	Nenndrehmoment M_N	7,8 N m
	Stillstandsdauermoment M_0	10,8 N m
	Nennspannung U_N	360 V
	Motorstillstandsstrom I_0	7,1 A
	Max. Impulsstrom $I_{\text{max,eff}}$	34 A
	Läuferträgheitsmoment J_M	0,00117 kgm^2
	Angebauter Drehgeber	ERN1185 2048 Inkr./Umdr.
Lagerung der Mechanik	Typ	INA GAY30-NPP-B
	Außendurchmesser d_A	62 mm

	Innendurchmesser d_I	30 mm
	Anzahl Wälzkörper Z	9
	Durchmesser Wälzkörper d_{wk}	8,7 mm
	Durchmesser Käfig d_K	46 mm
Torsionswelle	Federkonstante C	1331,4 N m
Lastseitige Schwungmasse	Trägheitsmoment J_L	0,0221 kgm ²