

Daniel Piel

Methode zur Beschreibung und Optimierung des Anregungsverhaltens von Planetengetrieben



Methode zur Beschreibung und Optimierung des Anregungsverhaltens von Planetengetrieben

Method to Analyze and Optimize the Gear Excitation Behavior of Planetary Gear Sets

Von der Fakultät für Maschinenwesen
der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Daniel Piel

Berichter:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christian Brecher
apl. Prof. Dr.-Ing. Ralf Schelenz

Tag der mündlichen Prüfung: 01. Oktober 2020

ERGEBNISSE AUS DER PRODUKTIONSTECHNIK

Daniel Piel

Methode zur Beschreibung und Optimierung des
Anregungsverhaltens von Planetengetrieben

Herausgeber:

Prof. Dr.-Ing. T. Bergs
Prof. Dr.-Ing. Dipl.-Wirt. Ing. G. Schuh
Prof. Dr.-Ing. C. Brecher
Prof. Dr.-Ing. R. H. Schmitt

Band 30/2020



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <https://portal.dnb.de> abrufbar.

Daniel Piel:

Methode zur Beschreibung und Optimierung des Anregungsverhaltens von Planetengetrieben

1. Auflage, 2020

Apprimus Verlag, Aachen, 2020
Wissenschaftsverlag des Instituts für Industriekommunikation und Fachmedien
an der RWTH Aachen
Steinbachstr. 25, 52074 Aachen
Internet: www.apprimus-verlag.de, E-Mail: info@apprimus-verlag.de

ISBN 978-3-86359-919-5

D 82 (Diss. RWTH Aachen University, 2020)

Vorwort

Preamble

Die vorliegende Dissertation ist während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen des Werkzeugmaschinenlabors der RWTH Aachen entstanden. Dies wäre ohne die Unterstützung zahlreicher Menschen, denen ich im Folgenden meinen Dank aussprechen möchte, nicht möglich gewesen.

Allen voran gilt mein besonderer Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Christian Brecher, dem Inhaber des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen, für die konstruktive Zusammenarbeit und Förderung meiner Forschungstätigkeiten am WZL. Herrn Prof. Dr.-Ing. Ralf Schelenz möchte ich für die ausführliche Durchsicht meiner Dissertation und der Übernahme des Koreferats danken. Ferner danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Matthias Wessling für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Ein wesentlicher Teil meiner Dissertation ist im Rahmen eines Forschungsprojekts der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) entstanden. Ich möchte den beteiligten Firmen der FVA, insbesondere den Firmenvertretern des Arbeitskreises Berechnung und Simulation sowie der Arbeitsgruppe STIRAK für die konstruktiven Diskussionen und das entgegengebrachte Vertrauen danken. Besonders hervorheben und danken möchte ich hierbei Herrn Dirk-Olaf Leimann für seine Unterstützung nicht nur innerhalb sondern auch außerhalb der FVA sowie für seine stets konstruktiven Anmerkungen und ergiebigen Diskussionen.

Dem Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen, insbesondere den Kollegen der Getriebeabteilung, danke ich für die schöne und kollegiale Zeit sowie die gute Zusammenarbeit. Den Zusammenhalt während und außerhalb der Bürozeiten werde ich stets in guter Erinnerung halten. Herrn Dr.-Ing. Markus Brumm und Herrn Dr.-Ing. Christoph Löpenhaus danke ich für die Unterstützung, die konstruktiven Diskussionen und das mir entgegengebrachte Vertrauen. Herrn Markus Brumm danke ich darüber hinaus für die Unterstützung bei der Themenfindung zu dieser Dissertation. Herrn Christoph Löpenhaus danke ich für die detaillierte Durchsicht und Korrektur dieser Dissertation.

Außerdem gilt mein Dank namentlich den ehemaligen Kollegen Herrn Lothar Emonts, Herr Andreas Schumacher, Herrn Egon Winkler, Herrn Jürgen Krause, Herrn Peter Becker und Herrn Thomas Palowski. Ohne ihre Unterstützung bei Auslegung, Fertigung und Montage von Prüfstand und Prüfverzahnungen wäre dieses Forschungsvorhaben nicht erfolgreich gewesen. Den Herren Dr.-Ing. Markus Obdenbusch, Dr.-Ing. Christian Heyers, Rico Gros und Stefan Hentschel danke ich dafür, dass sie den ehemaligen Bundeswehrprüfstand wieder in Betrieb genommen haben und immer einen großartigen First-Level Support bereitgestellt haben. Herrn Rainer Stephan und Frau Ingrid Gerlofsma danke ich für die zahlreichen guten Diskussionen und sowie der Implementierung von Ideen in die Zahnkontaktanalysen.

Mein Dank gilt auch den Kollegen aus dem Akustikbereich der Getriebeabteilung. Für das gute Arbeitsklima, die fachlichen Diskussionen aber auch für die schönen und

lustigen Momente möchte ich den Herren Dr.-Ing. Christian Carl, Dr.-Ing. Martin Hellmann, Dr.-Ing. Peter Geradts, Stephan Wege, Mubarik Ahmad und Marius Schroers danken. Herrn Christian Carl danke ich darüber hinaus für die wertvollen Anmerkungen und die Unterstützung bei der Weiterentwicklung der dynamischen Modelle und bei der Formulierung meiner Forschungsschwerpunkte. Herrn Peter Geradts danke ich für die zahlreichen Diskussionen, die Unterstützung in den verschiedensten Bereichen, sei es bei der Arbeit an Prüfständen, bei der Auswertung von Messergebnissen oder bei der Vorbereitung von Präsentationen gewesen.

Des Weiteren bedanke ich mich bei meinen ehemaligen Studien-, Bachelor-, Master- und Diplomarbeitern sowie bei meinen studentischen Hilfskräften. Ihr persönliches und großes Engagement hat mich während meiner Zeit am Institut unterstützt und zu dieser Arbeit beigetragen. Besonderen Dank gilt dabei Herrn Kai Karlmann, Herrn Eike von Wittich, Herrn Timm Maßmann und Herrn Julian Theling, die viele Stunden am Prüfstand und am Rechner verbringen mussten.

Meiner Familie gebührt ebenfalls großer Dank. Ohne ihre stetige Unterstützung und andauernde Motivation wäre mein beruflicher Werdegang nicht möglich gewesen. Einen besonderen Dank gilt meinen Eltern sowie Großeltern auf die ich stets bauen und zählen kann.

Der größte Dank gilt allerdings meiner Frau Christine. Durch ihre unermüdliche Unterstützung und das große Verständnis für lange Abende und Wochenenden am Institut hat sie mir den notwendigen Rückhalt und die Freiheit gegeben, diese Dissertation zu verwirklichen.

Daniel Piel

Holzwickede, Oktober 2020

Inhaltsverzeichnis

Content

1	Einleitung	1
2	Stand der Technik in Forschung und Industrie	5
2.1	Einführung von Planetengetrieben	5
2.2	Auslegung von anregungsarmen Getrieben	9
2.2.1	Getriebegeräusche und Geräuscentstehung	9
2.2.2	Anregungsmechanismen in Planetengetrieben	11
2.2.3	Anregungsmechanismen im Zahneingriff	14
2.2.4	Vorgehensweise bei der Auslegung anregungsarmer Verzahnungen	17
2.3	Methoden zur Beschreibung des Anregungsverhaltens von Getrieben	21
2.3.1	Methoden der Zahnkontaktanalyse	22
2.3.2	Methoden der dynamischen Betriebssimulation	24
2.4	Methoden zur Erfassung des Anregungsverhaltens von Getrieben	28
2.4.1	Methoden zur Erfassung der Anregung von Verzahnungen	28
2.4.2	Methoden zur Erfassung der Anregung von Planetengetrieben	31
2.4.3	Auswirkung von Zahnflankenmodifikationen und Verzahnungsabweichungen	32
2.5	Fazit	33
3	Zielsetzung und Vorgehensweise	35
4	Ansatz zur Berechnung der Phasenverschiebung	37
4.1	Phasenverschiebung an den Zentralrädern	37
4.2	Phasenverschiebung durch das Planetenrad	38
4.3	Phasenverschiebung durch axialen Versatz	41
4.4	Fazit	43
5	Experimentelle Untersuchung des Anregungsverhaltens von Planetengetrieben	45
5.1	Entwicklung einer Prüfmethode auf Grundlage einer Messzelle	45
5.1.1	Modulare Gestaltung der Planetengetriebemesszelle	45
5.1.2	Beurteilung der Anregung mittels Drehfehlermessungen	50
5.2	Vorstellung der untersuchten Radsätze und der aufgebracht Modifikationen	52
5.3	Untersuchung des Verlagerungsverhaltens der Messzelle	55
5.3.1	Statisches Verlagerungsverhalten	55
5.3.2	Dynamisches Verlagerungsverhalten	59
5.4	Beurteilung des Anregungsverhaltens auf Basis der Betriebswählprüfung	63
5.5	Beurteilung des dynamischen Anregungsverhaltens auf Basis von Drehzahlhochläufen	69

5.6	Fazit	75
6	Methode zur Berechnung des Anregungsverhaltens von Planetengetrieben.....	77
6.1	Konzeption der Methode	77
6.2	Entwicklung der Methode	78
6.2.1	Quasistatische Zahnkontaktanalyse.....	79
6.2.2	Dynamisches Grundmodell	81
6.3	Anwendung der Methode auf die Messzelle zur Analyse des Drehfehlerverhaltens	86
6.4	Fazit	94
7	Erweiterung der Methode zur Auslegung von Zahnflankenmodifikationen auf Basis des Einzeleingriffsverhaltens	97
7.1	Beschreibung der Methode zur Auslegung von Modifikationen.....	98
7.2	Strategien zur Auswahl von geeigneten Modifikationen	99
7.3	Diskussion einer Auslegung am Beispiel eines 2 MW Windkraftgetriebes	102
7.4	Fazit	107
8	Analyse des Einsatzverhaltens einer Planetenstufe eines 2 MW Windkraftgetriebes	109
8.1	Vorstellung und Modellaufbau der Planetenstufe	109
8.2	Diskussion von Simulations- und Messergebnissen	111
8.3	Parameterstudie zum Einfluss der Phasenverschiebung	113
8.4	Fazit	116
9	Zusammenfassung und Ausblick.....	119
9.1	Zusammenfassung.....	119
9.2	Ausblick.....	120
10	Literaturverzeichnis.....	123
11	Anhang	139

Formelzeichen und Abkürzungsverzeichnis

Formula Symbols and Abbreviations

Lateinische Formelzeichen

a	mm	Achsabstand
b	mm	Zahnbreite
b_{cE}	mm	Breite der Endrücknahme
c	N/ μm	Federsteifigkeit
c_A	μm	Betrag der Kopfrücknahme
c_E	μm	Betrag der Endrücknahme
c_f	μm	Betrag der Fußrücknahme
c_m	N/($\mu\text{m}\cdot\text{mm}$)	mittlere Eingriffsfedersteifigkeit
$c_{v\beta}$	μm	Betrag der Verschränkung
c_α	μm	Betrag der Profilballigkeit
c_β	μm	Betrag der Breitenballigkeit
c_γ	N/($\mu\text{m}\cdot\text{mm}$)	Gesamtzahnfedersteifigkeit
c_ε	μm	Betrag der Echrücknahme
d	mm	Teilkreisdurchmesser
d_a	mm	Kopfkreisdurchmesser
d_b	mm	Grundkreisdurchmesser
d_{Ca}	mm	Durchmesser Beginn Kopfrücknahme
d_{Na}	mm	Kopfnutkreisdurchmesser
d_{Nf}	mm	Fußnutkreisdurchmesser
f	mm	Auslenkung
F	N	Kraft
F	-	Laufgrad
F_{ax}	N	Axialkraft
F_{Bolzen}	N	Tangentialkraft Planetenträgerbolzen
F_{bt}	N	Zahnnormalkraft
f_{ges}	mm	Starrkörperverschiebung
$f_{H\alpha}$	μm	Profillinienwinkelabweichung

$f_{H\beta}$	μm	Flankenlinienwinkelabweichung
$f_{H\beta, \text{res}}$	μm	Resultierende Flankenlinienwinkelabweichung
F_n	N	Zahnkontaktkraft
f_z	Hz	Zahneingriffsfrequenz
g_α	mm	Eingriffsstrecke
i	-	Übersetzung
i_0	-	Standübersetzung
J	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	polares Massenträgheitsmoment
k	Ns/m	Dämpfung
K	-	Variable
$K_{H\beta}$	-	Breitenlastverteilungsfaktor
K_V	-	Dynamikfaktor
K_Y	-	Lastverteilungsfaktor
l	mm	Abstand zwischen Messebenen
m	kg	Masse
M	Nm	Drehmoment
M_1	Nm	Drehmoment Sonnenrad
M_2	Nm	Drehmoment Hohlrاد
$M_{B, \text{Bolzen}}$	Nm	Biegemoment am Planetenträgerbolzen
M_D	Nm	Dämpfungsmoment
M_G	Nm	Gesamtmoment
m_n	mm	Normalmodul
m_{red}	kg	Reduzierte Masse
M_S	Nm	Drehmoment Planetenträger
M_{Zf}	Nm	Drehmomentzahnfeder
n	min^{-1}	Drehzahl
n_1	min^{-1}	Drehzahl Sonnenrad
n_2	min^{-1}	Drehzahl Hohlrاد
n_P	min^{-1}	Drehzahl Planetenrad
n_S	min^{-1}	Drehzahl Planetenträger
p_{et}	mm	Stirneingriffsteilung
P	W	Leistung

P_{Hohlrad}	W	Leistung am Hohlrad
P_{Sonne}	W	Leistung am Sonnenrad
$P_{\text{Träger}}$	W	Leistung am Planetenträger
q	-	Anzahl Planetenräder
r	mm	Radius
r_b	mm	Grundkreisradius
r_{Na}	mm	Kopfnutkreisradius
r_{Nf}	mm	Fußnutkreisradius
s	μm	Weganregung im Zahneingriff
S	mm	Abstand zum Messobjekt
s_t	mm	Zahndicke im Teilkreis im Stirnschnitt
t	s	Zeit
U	V	Spannungssignal
x	mm	Wälzposition
x_E^*	-	Erzeugungsprofilverschiebungsfaktor
x_f	μm	Weganregung im Zahneingriff
Z_1	-	Zähnezahl Sonnenrad
Z_2	-	Zähnezahl Hohlrad
Z_3	-	Zähnezahl Planetenrad
Z_P	-	Zähnezahl Planetenrad

Griechische Formelzeichen

α	$^\circ$	Eingriffswinkel
α	-	Polynomkoeffizient
$\alpha_{i,j}$	-	Einflusszahl
α_n	$^\circ$	Normaleingriffswinkel
α_{Na}	$^\circ$	Profilwinkel am Kopfnutkreis
α_{Nf}	$^\circ$	Profilwinkel am Fußnutkreis
α_t	$^\circ$	Stirneingriffswinkel
α_{wt}	$^\circ$	Betriebseingriffswinkel
β	$^\circ$	Schrägungswinkel
β_b	$^\circ$	Schrägungswinkel am Grundkreis

Δb_K	mm	Breitenversatz
Δc	N/($\mu\text{m}\cdot\text{mm}$)	Wechselanteil der bezogenen Gesamtfedersteifigkeit
Δ_i	μm	Kontaktabstand
δ_{ji}	$^\circ$	Stegteilungswinkel zwischen zwei Planetenrädern
ΔM	Nm	Schrittweite Drehmoment
$\Delta p_{G,BU}$	mm	axialer Versatz
Δw	mm	Wellenverlagerung
Δx	μm	Wälzabweichung in der Eingriffsstrecke
$\Delta \varphi$	μrad	Wälzabweichung
ε	$^\circ$	Hilfswinkel [PAPI14]
ε_α	-	Profilüberdeckung
ε_β	-	Sprungüberdeckung
ε_γ	-	Gesamtüberdeckung
ζ_P	$^\circ$	Winkel zwischen zwei Eingriffsstartpunkten
Θ	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	Massenträgheitsmoment
ϑ	-	Gesamtphasenverschiebung
ϑ_P	-	Phasenverschiebung Planetenrad
$\vartheta_{ZR,ji}$	-	Phasenverschiebung Zentralrad
κ	-	Variable für Vorzeichen
φ	rad	Drehwinkel
ψ_P	$^\circ$	Winkel zwischen Eingriffspunkten am Planetenrad
ψ_P	$^\circ$	Transformationswinkel Planetenrad
ψ_S	$^\circ$	Transformationswinkel Sonnenrad

Abkürzungen und Indizes

A	Beginn der Eingriffsstrecke
A	Amplitude
ax	Axial
b	Grundkreis
B	Einzeleingriffspunkt
BEM	Randelementenmethode (boundary element method)
ber	Berechnet

BWP	Betriebswalzprufung
C	Wälzpunkt
CBM	Craig-Bampton Methode
D	Einzeleingriffspunkt
DF	Drehfehler
DIN	Deutsches Institut für Normung
DMS	Dehnungsmessstreifen
E	Ende der Eingriffsstrecke
EWP	Einflankenwalzprufung
FE	Finite-Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
GDF	Gesamtdrehfehler
GS	Generatorseitig
gem	Gemeinsam
H	Hohlrad
i	Zählvariable Planetenrad
i	Zählvariable Eingriffsebenen
inv	Involut Funktion
ISO	Internationale Organisation für Normung
IT	ISO Toleranz
j	Zählvariable Zentralrad
j	Zählvariable Räder
KOS	Koordinatensystem
LSS	Low Speed Stage
mod	Modulus Funktion
OSFT	Operating Single Flank Testing
P	Planetenrad
p	Walzstellung
P AB	Abstand Messebenen A-B an Planetenradwelle
PA	Messebene A Planetenrad
PB	Messebene B Planetenrad
Q	Qualität

RS	Rotorseitig
red	Reduziert
res	Resultierend
S	Sonnenrad
S	Planetenträger
S	Stabilität
St	Steg
SW	Sonnenradwelle
T	Tangentenpunkt
TCA	Tooth Contact Analysis
t	Tangential
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WZL	Werkzeugmaschinenlabor
x/X	x Richtung
y/Y	y Richtung
z/Z	z Richtung
ZKA	Zahnkontaktanalyse
α	Profilrichtung
β	Breitenrichtung
0	Standgetriebe
1	Sonnenrad, Kleinrad, Planetenrad 1
2	Hohlrاد, Großrad, Planetenrad 2
3	Planetenrad, Planetenrad 3

1 Einleitung

Introduction

In modernen Antriebssystemen werden Planetengetriebe zunehmend eingesetzt. Zurückzuführen ist der steigende Einsatz auf die hohe Leistungsdichte, die kompakte Bauform und die Möglichkeit der hohen realisierbaren Übersetzung. Die Bauform erlaubt ferner die Leistung mehrerer Antriebsmaschinen zu summieren oder die Leistung auf mehrere Abtriebsmaschinen zu differenzieren. Der Leistungsfluss innerhalb eines Planetengetriebes wird vom außen- oder innenverzahnten Zentralrad auf mehrere Planetenräder aufgeteilt. Die Planetenräder selbst sind drehbar auf einem Planetenträger gelagert und stehen im Doppeleingriff mit den Zentralrädern. Der Planetenträger kann ebenfalls als drehbares Getriebeelement ausgeführt sein und somit auch Teil des Leistungsflusses werden, indem er mit An- oder Abtriebsmaschinen gekoppelt wird. Dieses Prinzip führt zu den oben genannten Vorteilen von Planetengetrieben gegenüber herkömmlichen Stirnradgetrieben.

Die stetig steigenden Anforderungen an moderne Leistungsgetriebe hinsichtlich höherer Tragfähigkeit, höheren Wirkungsgraden und geringerer Geräuschemission bei gleichzeitiger Senkung von Produktionskosten und kürzeren Entwicklungszeiten erfordern die stetige Weiterentwicklung von Auslegungsmethoden für Planetengetriebe. Auslegungsmethoden für Stirn- und Kegelradgetriebe berücksichtigen heute bereits im Gegensatz zu Auslegungsmethoden von Planetenradgetriebe fertigungs- und betriebsbedingte Abweichungen und erlauben die Auslegung von abweichungsrobusten Zahnflankenmodifikationen zur Optimierung des Einsatzverhaltens von Verzahnungen.

In **Bild 1.1** sind die Einflussgrößen auf das Anregungs- und Geräuschverhalten von Planetengetrieben dargestellt. Systemabhängig kann das Anregungsverhalten durch die Wahl der Anzahl an Planetenrädern und deren Verteilung beeinflusst werden. Durch die Wahl der Zähnezahlen sowie der Anzahl an Planetenrädern wird die Eingriffsfolge definiert. Die Eingriffsfolge hat einen Effekt auf das dynamische Verhalten und somit auch auf die Anregung von Strukturkomponenten. Daneben wirkt sich auch der Leistungsfluss im Getriebe auf das dynamische Verhalten aus. Die Gestaltung des Planetenträgers sowie dessen Positionierung haben einen Einfluss auf das Eingriffsverhalten und wirken sich auf die Anregungsmechanismen im Zahneingriff aus. Die Komponenten- und Koppelsteifigkeiten eines Planetengetriebes bestimmen und beeinflussen die Ausrichtung der Verzahnungen zueinander. Die lastabhängige Ausrichtung der Verzahnungen beeinflusst die Weganregung im Zahneingriff. Durch Schiefstellungen und sowohl gezielte als auch unbeabsichtigte Abweichungen im Eingriff wird das Verzahnungsgesetz verletzt und es kommt zu einer Anregung. Gezielte Abweichungen sind Zahnflankenmodifikationen, unbeabsichtigte Abweichungen sind beispielsweise Fertigungsabweichungen. Neben der Weganregung muss als weitere Anregungsart im Zahneingriff die Parameteranregung genannt werden. Sie ist als Anregung durch Steifigkeitsschwankungen definiert. Die Zahnsteifigkeit setzt sich aus den geometrischen Hauptgrößen einer Verzahnung zusammen. Pa-

parameter- und Weganregungen tragen wesentlich zum Anregungs- und Geräuschverhalten des Gesamtsystems bei.



Bild 1.1: Einflussgrößen auf die Geräuschentwicklung in Planetengetrieben

Parameters Influencing the Noise Development of Planetary Gear Stages

Heutige Auslegungsmethoden für Planetengetriebe berücksichtigen hinsichtlich des Anregungsverhaltens die optimale Auswahl der Anzahl an Planetenrädern und deren Verteilung. Die Auslegung von Zahnflankenmodifikationen hingegen beschränkt sich auf eine optimale Breitenlastverteilung, um die Tragfähigkeit der Verzahnung zu steigern. Die Reduzierung der Anregung in Planetengetrieben beschränkt sich derzeit auf die Optimierung der Einzeleingriffe ohne Berücksichtigung ihrer Interaktion infolge der vorliegenden Mehrfacheingriffe. Inwieweit dies zulässig ist, ist bisher nicht näher untersucht worden.

Diese Arbeit soll einen Beitrag dazu leisten, diese Lücke zu schließen und einerseits aufzeigen, welche Optimierungskenngrößen eines Planetengetriebes zur Beurteilung der Anregung herangezogen werden müssen. Andererseits wird eine Methode bereitgestellt, die die Auslegung von abweichungsrobusten Zahnflankenmodifikationen für das Gesamtsystem erlaubt und die Potentiale der Anregungsoptimierung durch Zahnflankenmodifikationen ausschöpft. Der Fokus liegt dabei auf Planetengetrieben mit einem Sonnenrad, einem Hohlrad und mehreren mit Sonnenrad und Hohlrad ein Eingriff stehenden Planetenrädern. Planetengetriebe mit Stufenplaneten oder Ravigneaux Radsätze werden in dieser Arbeit nicht behandelt.