

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.

Introduction

Planetary gear transmissions are deployed increasingly in modern power train systems. This is mainly due to their high power density, compact design and the possibility of the high feasible ratio. The design allows further to summarize power of several drive trains or to split power onto several load machines. Internal or external gears pass the power flow within a planetary gear to multiple planet gears. Those are rotatable mounted on a planet carrier and they are engaged in a dual meshing with the central gears. The planet carrier can be as well be executed as rotatable element. This principle leads to the above mentioned advantages of planetary gear transmissions in comparison to cylindrical gear units.

Higher load carrying capacity, higher efficiency and reduced acoustic emissions are constantly increasing requirements for modern power transmissions which demand continuously further development of design methods for planetary gears. Design methods for cylindrical and bevel gears are considering already deviations due to manufacturing and operating in contrary to design methods for planetary gears. Therewith it is possible to design tooth flank modifications for optimal operating behavior of gears for cylindrical and bevel gears.

The excitation behavior can be influenced by the chosen number of planet gears and their allocation. This is linked to the dynamic behavior via the resulting power flow within the system. The design of the planet carrier and its position influence the meshing behavior and therewith the excitation mechanisms of the gear mesh. The latter impacts the excitation and acoustic behavior of the overall system.

Today's design methods for planetary gears consider for the optimization of excitation behavior the number of planets and their allocation. But the design of tooth flank modifications is limited to an optimized load distribution along face width to increase the bearing capacity. The reduced excitation limited to the optimization of the single meshes without considering the influence of the multiple mesh contacts. Up to date, it is not yet investigated if this is sufficient.

This investigation intends to close this gap by developing a method which identifies the optimization parameters of a planetary gear transmission which need to be utilized for evaluation of the excitation behavior. Further this work provides a method for designing tooth flank modifications of an overall system and using the complete potential of tooth flank modifications for the optimization of excitation behavior. The focus is on planetary gear transmissions with one sun gear, one ring gear and several with sun and ring gear engaged planet gears.

2 Stand der Technik in Forschung und Industrie

State of the Art in Research and Industry

Die Auslegung von anregungsarmen Planetengetrieben stellt einen wichtigen Beitrag zur Steigerung der Leistungsdichte und Verbesserung des Einsatzverhaltens von Getrieben dar. Die Anregungs– respektive Geräuschentwicklung von Planetengetrieben ist bisher bei der Auslegung von Planetengetrieben und deren Zahnflankenmodifikationen nicht im Fokus der Entwicklung von Berechnungsmethoden gewesen. Einen Überblick über die bisherigen Arbeiten und dem Stand der Technik in Forschung und Industrie soll das folgende Kapitel geben. Zunächst werden die Grundlagen zum Planetengetriebe erläutert, anschließend die aktuell existierenden Berechnungsmethoden für Verzahnungen und insbesondere Planetengetriebe dargelegt. Ferner wird die Auslegung von anregungsarmen Verzahnungen betrachtet. Der Fokus liegt auf den Anregungsmechanismen im Getriebe und im Zahneingriff. Abschließend werden Methoden zur Erfassung des Anregungsverhaltens sowie die Beurteilung der Anregung in Zahnradgetrieben vorgestellt.

2.1 Einführung von Planetengetrieben

Introduction of Planetary Gear Transmissions

Das Planetengetriebe gehört zur Kategorie der Umlaufrädergetriebe. Ausgehend von einem herkömmlichen Stirnradgetriebe mit ortsfestem Gehäuse kann ein Umlaufrädergetriebe abgeleitet werden. Wird das Gehäuse gelöst und drehbar gelagert, entsteht eine dritte Leistungswelle. An dieser Leistungswelle muss zur Erfüllung der Gleichgewichtsbedingungen das ursprüngliche Stützmoment des Gehäuses angreifen [MUEL98]. Das so entstehende Umlaufrädergetriebe ist in einem neuen Gehäuse zu lagern, das jedoch keine Stützmomente und -reaktionen aufnehmen muss. Umlaufrädergetriebe zeichnen sich nach dieser Definition dadurch aus, dass Zahnräder neben der Rotation um die eigene Drehachse auch eine umlaufende Bewegung durchführen. Diese Kinematik erinnert an die Bewegung von Planeten um die Sonne im Universum. Es gibt verschiedenste Ausführungen von Umlaufrädergetrieben, die einfachste und am häufigsten vorkommende Art von diesen ist das Planetengetriebe [MUEL98], vgl. **Bild 2.1**.

Nach der Definition von Planetengetrieben liegen drei koaxiale Wellen zum Anschluss im Antriebsstrang vor. Eine Leistungswelle ist mit dem sogenannten Steg oder Planetenträger verbunden. Auf diesem sind am Umfang mehrere Planetenräder angeordnet. Eine weitere Leistungswelle ist mit einem innenverzahnten Stirnrad, dem Hohlrad, verbunden und die dritte Leistungswelle ist mit dem Sonnenrad, einem außenverzahnten Stirnrad, befestigt. Die drei nach außen führenden Leistungswellen erlauben eine Summierung respektive Differenzierung von Leistungen auf mehrere Versorger bzw. Verbraucher. Es besteht die Möglichkeit, eine der Leistungswellen festzuhalten. Damit reduziert sich das Planetengetriebe auf ein Zweiwellegengetriebe und somit zu einem einfachen Übertragungsgetriebe. Aufgrund der Anzahl von Pla-

netenräder und dem innenverzahnten Hohlrad mit einer hohen Zähnezahzahl hat diese Art von Übertragungsgetriebe eine hohe Leistungsdichte, eine kompakte Bauform und ermöglicht eine hohe Übersetzung.

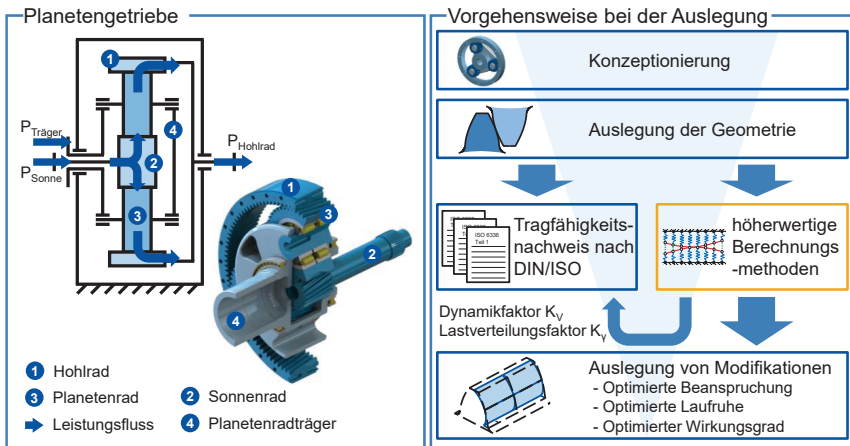


Bild 2.1: Einführung Planetengetriebe

Introduction of Planetary Gear Transmissions

Wird beispielsweise der Planetenträger fixiert, entsteht ein sogenanntes Standrädergetriebe. Anhand dieser Bauweise können grundlegende Zusammenhänge erklärt werden. Der erste wichtige Zusammenhang zur Beschreibung von Planetengetrieben stellt die Standübersetzung i_0 dar, vgl. Gleichung 2.1. Sie definiert sich durch die Drehzahl des Hohlrads n_2 und der Drehzahl des Sonnenrads n_1 , wenn die Drehzahl des Planetenträgers n_s auf Null gesetzt ist. Durch Einsetzen entsprechender geometrischer Zusammenhänge lässt sich die Standübersetzung auch in Abhängigkeit der Zähnezahlen ausdrücken:

$$i_0 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad \text{mit} \quad n_s = 0 \quad (2.1)$$

WILLIS [WILL41] leitete erstmals den Zusammenhang der Drehzahlen von Planetengetrieben her und fasste diesen in der Drehzahlgrundgleichung zusammen, vgl. Formel (2.2):

$$n_1 - n_2 \cdot i_0 - n_s \cdot (1 - i_0) = 0 \quad (2.2)$$

Die Drehzahlgrundgleichung ist gültig für jedes Umlaufrädergetriebe [MUEL98]. Zum Lösen der Gleichung sind stets zwei Drehzahlvorgaben erforderlich. Daher haben Planetengetrieben einen Laufgrad $F = 2$. Herkömmliche Stirn- und Kegelradgetriebe haben einen Laufgrad $F = 1$, hier sind durch die Vorgabe einer Drehzahl und Drehrichtung die Drehzahlen und Drehrichtungen der übrigen Wellen und Zahnräder definiert. Da bei Planetengetrieben zwei Drehzahlen notwendig sind, besteht auch die Möglichkeit der Leistungssummierung und -differenzierung. Aus der Drehzahlgrund-