



Entwicklung eines Reibplanetengetriebes

Diplomarbeit an der Technischen Universität Graz

Institut für Fahrzeugtechnik

stellvertretende Leitung: Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr. Arno Eichberger

verfasst und vorgelegt von:

Michael Ernst

betreut von:

Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr.techn. Mario Hirz, TU Graz

Dipl.-Ing. Dr.techn. Haymo Niederkofler, TU Graz

Graz, September 2012

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit ehrenwörtlich, dass ich die vorliegende Arbeit ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

Michael Ernst

Graz, am 13. September 2012

Danksagung

Für die Betreuung, welche durch Dr. Mario Hirz und Dr. Haymo Niederkofler seitens der Technischen Universität Graz überaus engagiert übernommen wurde, möchte ich mich bedanken. Weiters danke ich Dr. Daniel Kollreider.

Dank gilt der Firma Asma[®], für die umfangreiche Unterstützung dieser Diplomarbeit.

Ganz besonders möchte ich mich bei meinen Eltern und Geschwistern bedanken, die mich stets unterstützt und motiviert haben. Gleichmaßen danke ich meiner Lebensgefährtin, die mit viel Geduld und steht's den richtigen Worten eine große Stütze während meines gesamten Studiums und dieser abschließenden Diplomarbeit war.

Kurzfassung

In den letzten zwei Jahrzehnten fand eine Elektrifizierung des Schreibtisches statt, welche eine Verstellung der Arbeitshöhe ermöglicht. Der dafür nötige Antrieb ist, neben der Steuerung, das Herzstück eines solchen Arbeitsplatzes. Aus Gründen des minimal zur Verfügung stehenden Platzangebots, ist der Einsatz von kleinen Gleichstrommotoren mit großem Drehzahlband unausweichlich. Die Wandlung von Drehzahl und Drehmoment erfolgt bei diesen mechatronischen Antrieben durch den Einsatz von formschlüssigen Getrieben. Die im Betrieb auftretenden Geräusche stellen ein Problem dar, da diese durch den Kunden als störend empfunden werden. Eine alternative Möglichkeit für zukünftige geräuscharme Antriebe ist der Einsatz eines Reibradgetriebes. Diese Diplomarbeit befasst sich mit der Entwicklung eines Reibradgetriebes in Planetenausführung, eines sog. Reibplanetengetriebes. Ziele sind die Probleme dieser Getriebe aufzuzeigen und Verbesserungspotentiale abzuleiten.

Durch eine Patent- und Literaturrecherche wird eine gezielte Aufschlüsselung von kategorisierbaren Parametern der Reibplanetengetriebe erstellt, aus welcher eine Reihe von Konzepten entsteht. Für die weitere Untersuchung wird, aufgrund des einfachen, variablen und kostengünstigen Aufbaus, ein Konzept mit Reibplaneten aus Elastomer gewählt. Diese, mit Übermaß gefertigten Elastomer-Planeten, werden durch das Einpressen zwischen Hohl- und Sonnenrad gestaucht und somit auf sehr einfache Weise vorgespannt.

An einem Prüfstand für Reibplanetengetriebe wird eine Vielzahl an Parametervariationen geprüft. Damit können wichtige Aussagen über relevante Getriebeeigenschaften wie Geräuschentwicklung, übertragbare Drehmomente, Wirkungsgrad, Schlupfverhalten und Temperaturverlauf getroffen werden. In mehreren Iterationsschritten werden die gewonnenen Erkenntnisse zur Weiterentwicklung umgesetzt. Das Ergebnis ist ein Reibplanetengetriebe im Prototypenstadium, welches die geforderten Ausgangsparameter erfüllt und ein äußerst geräuscharmes Betriebsverhalten aufweist.

Abstract

In the past two decades, there was an electrification of the desk, which allows an adjustment of working height. The necessary drive is, aside from the controller, the heart of such a working place. Due to the minimal space available, the usage of small DC motors with a large speed range is inevitable. The conversion of speed and torque occurs at these mechatronic drives by using positive gears. The noises occurring in operation constitutes a problem because they are perceived as disruptive by the customer. An alternative possibility for future low noise drives is the use of a friction gear. This thesis deals with the development of a friction gear in planetary design, a so-called planetary friction drive. Aims are to identify the problems of these transmissions and derive potential improvements.

By a patent and literature research a specific breakdown of the parameters of the planetary friction drive distinguishable into categories is made, from which emerge a number of concepts. For further investigation a concept with planets made of elastomer, due to the simple, variable and economic structure is chosen. These, with oversized elastomer-made planets are upset by being pressed between ring gear and sun gear and thus biased.

At a test bench for planetary friction drives a variety of parameter variations are tested. Thus, important statements on relevant transmission properties such as noise, transmissible torque, efficiency, slip behavior and temperature dependence can be made. In several iterations, the findings are implemented to further development. The result is a planetary friction drive in the prototype stage, which meets the required output parameters and has a very low noise performance.

Inhalt

| | | |
|----------|---|-----------|
| 1 | Einleitung | 1 |
| 1.1 | Problemstellung..... | 4 |
| 1.2 | Lösungsansatz und Ziele | 6 |
| 2 | Grundlagen Reibradgetriebe | 8 |
| 2.1 | Reibradgetriebe mit konstanter Übersetzung | 11 |
| 2.2 | Reibradgetriebe mit variabler Übersetzung | 13 |
| 2.3 | Werkstoffpaarung der Reibräder..... | 15 |
| 3 | Bestehende Konzepte | 19 |
| 4 | Entwicklung des Getriebekonzeptes | 23 |
| 4.1 | Kategorisieren relevanter Parameter | 23 |
| 4.2 | Konzepte | 28 |
| 4.3 | Bewertung und Konzeptauswahl..... | 34 |
| 4.4 | Eigenschaften der Elastomere..... | 35 |
| 4.5 | Vorauslegung | 40 |
| 4.5.1 | Finite Elemente Berechnung..... | 41 |
| 4.5.2 | Validierung der FE-Berechnung | 46 |
| 4.6 | Detaillierung des Konzepts..... | 48 |
| 5 | Prüfstand für Reibplanetengetriebe | 51 |
| 6 | Ergebnisse | 55 |
| 6.1 | Untersuchung des Gleithülsenmaterials und der Verbindung Gleithülse - Elastomer | 55 |
| 6.2 | Parametervariation | 57 |
| 6.3 | Auswertung der Versuchsreihen..... | 60 |
| 6.3.1 | Planetenvorspannkraft..... | 60 |
| 6.3.2 | Planetenbreite und Elastomerbelagsdicke | 63 |
| 6.3.3 | Oberflächenrauigkeit des Elastomerbelags..... | 65 |
| 6.3.4 | Übersetzungsänderung und Drehzahlvariation | 67 |
| 6.3.5 | Elastomerhärte..... | 71 |
| 6.3.6 | Dauerlauf | 73 |
| 7 | Zusammenfassung | 76 |
| | Literaturverzeichnis | 79 |
| | Abbildungsverzeichnis | 84 |
| | Anhang | I |

Formelzeichen und Indizes

Formelzeichen

| | |
|---------------|---|
| η | Wirkungsgrad [%] |
| s | Schlupf [%] |
| B | Reibplanetenbreite [mm] |
| v | Umfangsgeschwindigkeit [m/s] |
| F | Kraft [N] |
| i | Untersetzungsverhältnis [-] |
| μ | Reibkoeffizient [-] |
| p_H | Flächenpressung nach Hertz [N/mm ²] |
| k | Wälzpressung nach Stribeck [N/mm ²] |
| ω | Winkelgeschwindigkeit [s ⁻¹] |
| R | Radius [mm] |
| P | Leistung [W] |
| n | Drehzahl (rpm) [min ⁻¹] |
| M | Drehmoment [Nm] |
| σ | Spannung [N/mm ²] |
| ε | Dehnung [%] |
| d | Durchmesser [mm] |
| a_p | Anzahl der Planeten [-] |
| z | Anzahl der Zähne [-] |
| f | Frequenz [Hz] |

Indizes

| | |
|------|------------------------|
| t | tangential |
| n/N | normal |
| max | maximal |
| min | minimal |
| h | Hohlrad |
| s | Sonnenrad |
| p | Planetenrad |
| st | Steg |
| G | Getriebe |
| ges | gesamt |
| an | Getriebe Eingangsseite |
| ab | Getriebe Ausgangsseite |
| i | innen |
| theo | theoretisch |

1 Einleitung

Ein Drehmoment und eine Drehzahl zu übertragen und zu wandeln ist heute in sehr vielen Beispielen ausgeführt. Sei es in der Automobilbranche, der Unterhaltungs- und Freizeitbranche bis hin zum Modellbau- und Haushaltssektor. Jeder Geschäftszweig hat andere Erwartungshaltungen an die Antriebe, sei es Preis, Lebensdauer, Verschleiß, Wirkungsgrad oder Geräusch-Emission.

Auch der Bereich der Büroausstattung ist davon nicht ausgenommen. Es hat im Laufe der letzten zwei Jahrzehnte die Elektrifizierung des Schreibtisches stattgefunden, siehe Abb. 1-1. Eine Schreibtischhöhenverstellung erlaubt eine rückschonende Arbeitsweise, die sitzend und stehend stattfinden kann.

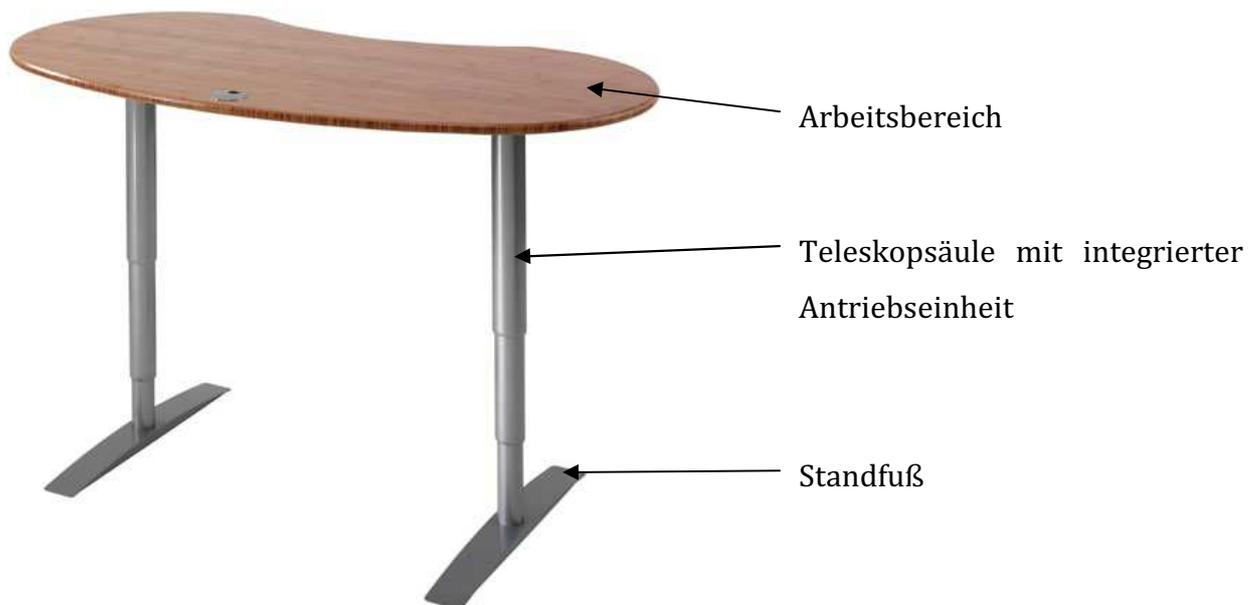


Abb. 1-1 Elektrisch höhenverstellbarer Arbeitsplatz [9]

Derzeit treten während der Höhenverstellung deutlich hörbare Geräusche auf. Ein leises Betriebsgeräusch ist jedoch für den Kunden ein wichtiges Kaufargument. Von einem kooperierenden Industriepartner, der bereits im Vorfeld Akustikuntersuchungen der Antriebseinheit durchgeführt hat, werden wichtige Erkenntnisse von maßgeblichen Einflüssen, die für die Geräuscentstehung verantwortlich sind, zur Verfügung gestellt. Mit Hilfe dieser lässt sich eine gezielte Geräuschreduktion durchführen.

Die Antriebseinheit selbst besteht aus einem Gleichstrommotor, einem zweistufigen Planetengetriebe und einer Teleskopspindel, siehe Abb. 1-2. Die Teleskopspindel ist schließlich für die Höhenverstellung des Arbeitsplatzes verantwortlich.

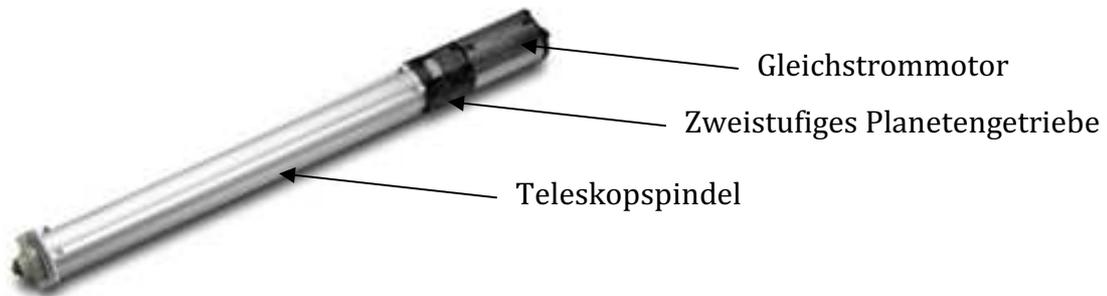


Abb. 1-2 Antriebseinheit eines höhenverstellbaren Arbeitsplatzes [28]

Da das Platzangebot in der Teleskopsäule sehr eingeschränkt ist, wird ein kleiner Gleichstrommotor mit einem daraus resultierend kleinen Drehmoment und großem Drehzahlband verwendet. Der derzeitige Betriebspunkt des Motors liegt bei einer Drehzahl von circa 5000 min^{-1} und einem Drehmoment von $0,16 \text{ Nm}$, vgl. Abb. 1-3.

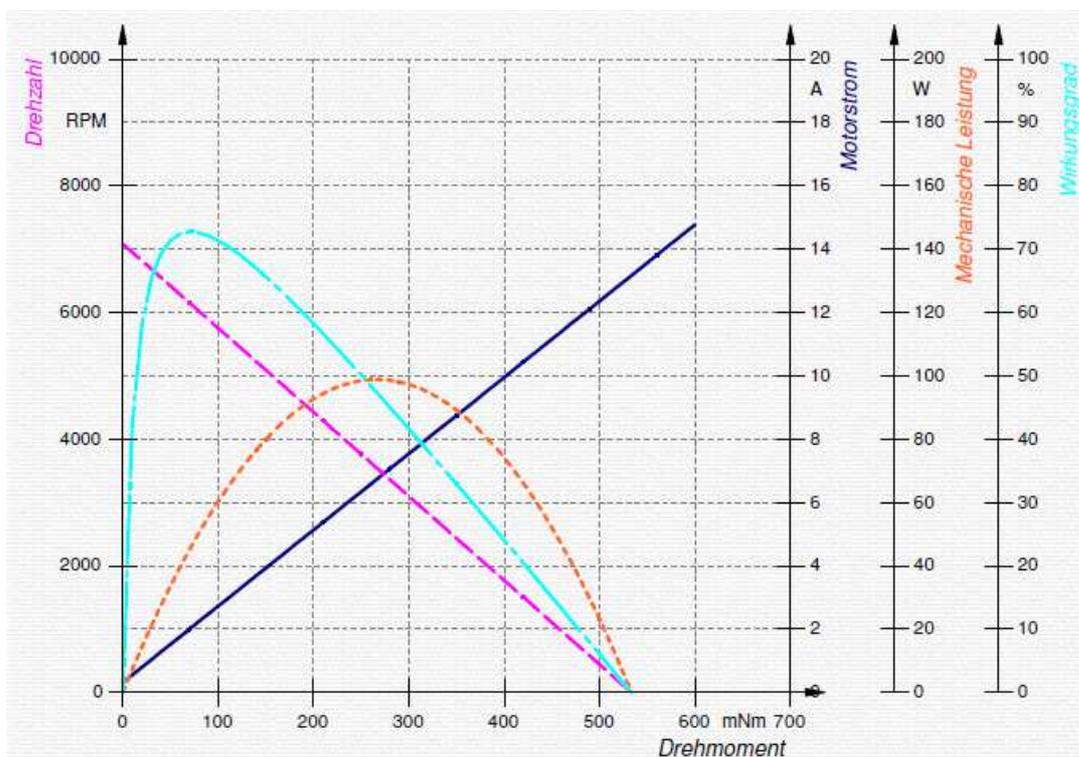


Abb. 1-3 Motorkennfeld des Gleichstrommotors

Das zweistufige Planetengetriebe, Abb. 1-4, wandelt die hohen Ausgangsdrehzahlen des Gleichstrommotors zu tieferen und erhöht das Drehmoment mit jeweils einer Untersetzung von $i=5$. Mit der anschließenden Teleskopspindel wird dadurch eine Verstellgeschwindigkeit der Tischhöhe von 36 mm/s, bei einer Prüflast von 110kg pro Tischsäule, erreicht.

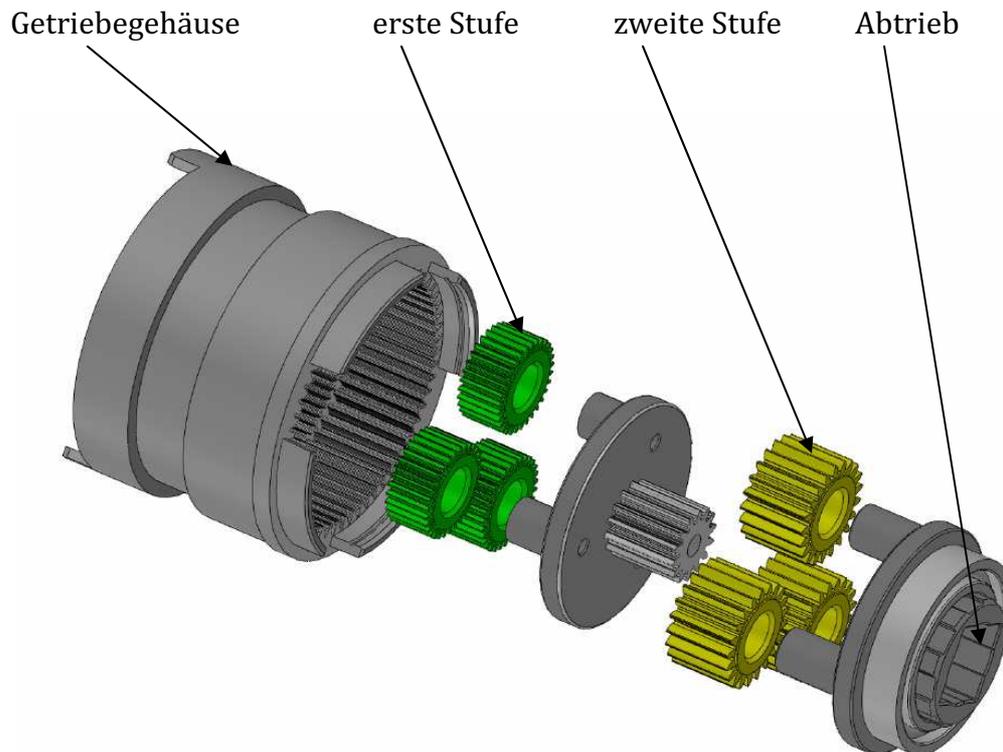


Abb. 1-4 Aktuelles zweistufiges verzahntes Planetengetriebe

1.1 Problemstellung

Wie bereits Eingangs erwähnt, ist die Akustik der Antriebseinheit ein entscheidendes Verkaufsargument. Um die Geräusch verursachenden Bauteile zu lokalisieren, wird eine Akustikuntersuchung herangezogen, die bereits im Vorfeld durch einen Industriepartner durchgeführt wurde. Als Hauptverursacher der Geräusche wird das Planetengetriebe identifiziert. Grundsätzlich können auftretende Geräusche bei form-schlüssigen Getrieben und ihre Ursachen in folgende Kategorien unterteilt werden: [1]

- Heulen/Pfeifen: Ursache sind Schwingungen belasteter Zahnräder durch Eingriffsstöße und Abwälzgeräusche
- Klappern/Rasseln: Ursache sind Losteilschwingungen von Losrädern, etc.
- Lastwechselanschlaggeräusche bei beginnender Verspannung spielbehafteter Bauteile wie Zahnräder, Welle-Nabe-Verbindung, etc.
- Schaltgeräusche bei mangelhafter Funktion der Synchronisierung
- Lagergeräusche: Laufgeräusch der Wälzlager, insbesondere bei beschädigten Lagern

Da es sich bei beiden Getriebestufen um ein gerade verzahntes Planetengetriebe aus Kunststoff handelt, in dem weder ein Wälzlagerschaden vorliegt, noch Lastsprünge zu erwarten sind, können diese als Ursachen ausgeschlossen werden. Weiters besitzt das Getriebe eine feste Übersetzung ohne Losteile, somit sind Schaltgeräusche und Losteilschwingungen ebenfalls auszuschließen.

Bleibt als Ursache die Schwingungsanregung durch Abwälzgeräusche und Eingriffsstöße der Verzahnung. Dies deckt sich mit der in der Realität auftretenden „pfeifenden“ Geräuschen und den Ergebnissen der Frequenzanalyse, siehe Abb. 1-5. Am auffälligsten sind die Frequenzen bei circa 1300Hz und 2700Hz. Es handelt sich hierbei um die erste bzw. zweite Zahneingriffsfrequenz f_z der ersten Planetenstufe, welche auch durch folgende Formel berechnet werden kann: [29]

$$f_z = \frac{z_s \cdot z_h}{z_s + z_h} \cdot f_{an} \quad [\text{Hz}] \quad \text{Gl. 1-1}$$

$$\text{Mit } z_s = 20, \quad z_h = 79 \quad \text{und} \quad f_{an} = \frac{n_{an}}{60} = \frac{5000}{60} = 83,3 \text{ Hz} \quad \text{Gl. 1-2}$$

ergibt sich die erste Zahneingriffsfrequenz der ersten Planetenstufe zu:

$$f_z = \frac{20 \cdot 79}{20 + 79} \cdot 83,3 = 1329,96 \text{ [Hz]} \quad \text{Gl. 1-3}$$

welche sich mit der ersten Zahneingriffsfrequenz der Frequenzanalyse deckt.

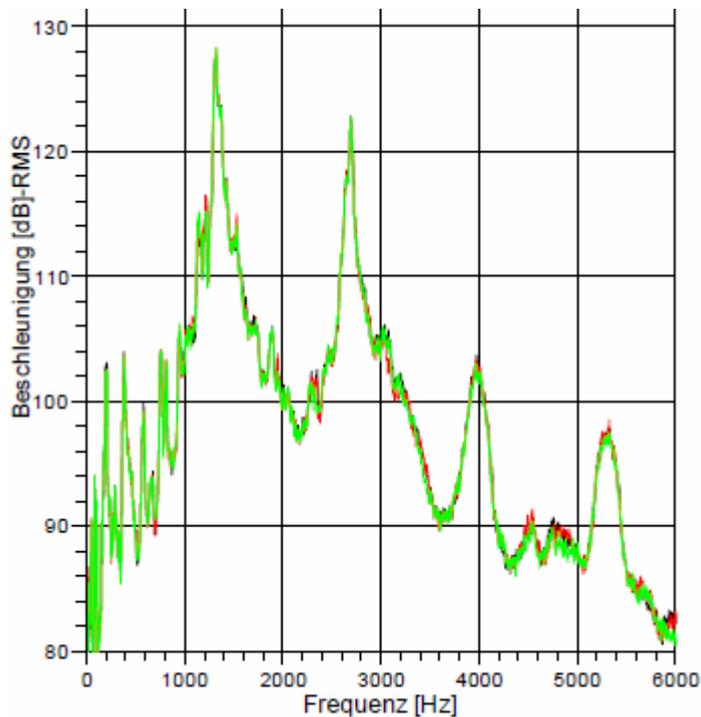


Abb. 1-5 Frequenzanalyse der Antriebseinheit

Die erste Zahneingriffsfrequenz der zweiten Stufe liegt im Bereich von circa 190Hz. Dieser Frequenzbereich wirkt weit nicht so störend als die Zahneingriffsfrequenzen der ersten Planetenstufe, sowie deren höherer Schalldruck. Daher richtet sich der Fokus für die Geräuschoptimierung auf die erste Planetenstufe.

1.2 Lösungsansatz und Ziele

Durch passive Maßnahmen, beispielsweise einer Kapselung des Getriebes, kann die Luftschallabstrahlung nahezu vollkommen unterbunden werden. Hoher Platzbedarf, und vor allem thermische Probleme sprechen gegen diesen Schritt.

Aktive Maßnahmen, welche die Schwingungen der leistungsführenden Radpaare vermindern, betreffen die Geometrie und die Fertigungsqualität der Verzahnung. Eine große Profil- und Sprungüberdeckung (Hoch- und Schrägverzahnung) vermindert die Ungleichförmigkeit der resultierenden Zahnsteifigkeit und mildert den Eingriffsstoß [1]. Die Möglichkeit einer Hochverzahnung wird bereits durch den Industriepartner ausgenutzt, jedoch konnte damit kein befriedigendes Ergebnis hinsichtlich der Geräuschoptimierung erzielt werden.

Als weiteren Lösungsansatz kann die grundsätzliche Vermeidung oben genannter Schwingungsanregungen verfolgt werden. Eine denkbare Möglichkeit ist die Ausführung eines Reibradgetriebes in Planetenform, das ohne jeglichen Zahneingriff auskommt. Hierbei wird das Drehmoment bzw. die Drehmoment bildende Tangentialkraft über Reibung, mittels den vorherrschenden Reibkoeffizient und der nötigen Normalkraft, übertragen.

Da diese Ausführung als Reibradgetriebe in Planetenform, in weiterer folge Reibplanetengetriebe genannt, ein Lösungsansatz mit großem Potential zur Geräuschreduzierung ist, wird dieser für die Weiterverfolgung gewählt. Dem Potential von Laufruhe und Geräuschminimierung stehen jedoch viele offene Fragen bezüglich wählbarer Werkstoffe und der konstruktiven Lösung gegenüber, sowie deren Effekte auf Schlupfverhalten, Temperaturentwicklung und Verschleiß.

Ziele dieser Arbeit sind zum einen eine konstruktive Lösung des Reibplanetengetriebes und zum anderen das Getriebe hinsichtlich der, in dem Pflichtenheft definierten, Randbedingungen wie übertragbare Leistung, Abtriebsdrehmoment, Abtriebsdrehzahl, Geräuschverhalten, etc. auszulegen, siehe Abb. 1-6. Im Fokus der Entwicklung steht die erste Planetenstufe, da diese wie bereits erläutert geräuschintensiver ist und hier die kleineren Drehmomente auftreten.

Pflichtenheft für Reibplanetengetriebe

| | |
|---|--|
| Abtriebsleistung | $P_{ab} \sim 60W$ |
| Abtriebsdrehzahl | $n_{ab} \sim 700 - 1000 \text{ min}^{-1}$ |
| Abtriebsdrehmoment | $M_{ab} \sim 0,7 - 1 \text{ Nm}$ |
| Untersetzungsverhältnis | $i \sim 5 - 7$ |
| Getriebewirkungsgrad | $\eta \sim > 60 \%$ |
| Antriebmotor | Gleichstrommotor $P_{\text{mech,max}} \sim 100W$ |
| Lebensdauer | 20000 Zyklen je 2 Minuten bei M_{ab} |
| Bauvolumen | Hohlradaußen- \emptyset max. 41mm, Länge max. 25mm |
| Geräuschverhalten | so geräuscharm als möglich |
| Umgebung | trocken, keine UV-Belastung, keine Schmutzbelastung Einsatztemperatur: -10°C bis 40°C |
| Wärmeabfuhr | nur über Wärmeleitung; keine separate Kühlung vorgesehen |
| Kombination mit vor- oder nachgeschalteten Getriebe | eine verzahnte Planetenstufe nachgeschalten |

Abb. 1-6 Pflichtenheft für das Reibplanetengetriebe

2 Grundlagen Reibradgetriebe

Um weitere Schritte in Richtung Konzeptionierung des Reibplanetengetriebes setzen zu können, werden in diesem Kapitel die grundlegenden Eigenschaften, Bauarten und kinematischen Zusammenhänge erläutert.

Bei einem Reibradgetriebe wird die Umfangskraft durch Reibung unmittelbar von einem Wälzkörper (1) auf einen Anderen (2) übertragen, siehe Abb. 2-1. Zur Erzeugung der Tangentialkraft F_t sind eine Anpresskraft F_n in radialer Richtung und ein Reibkoeffizient μ erforderlich, siehe Gl. 2-1. Der Reibkoeffizient ist hier – im Gegensatz zum klassischen Reibungsgesetz für Festkörperreibung – nicht konstant [4]. Wird die Anpresskraft variiert, bzw. der Kontakt zu einem Reibpartner ganz unterbrochen, sind auch eine Überlastfunktion sowie eine Kupplungsfunktion möglich. Es ist üblich die Vorspannkraft dem zu übertragenden Drehmoment anzupassen um die Wälzkörper nicht unnötig zu belasten [4].

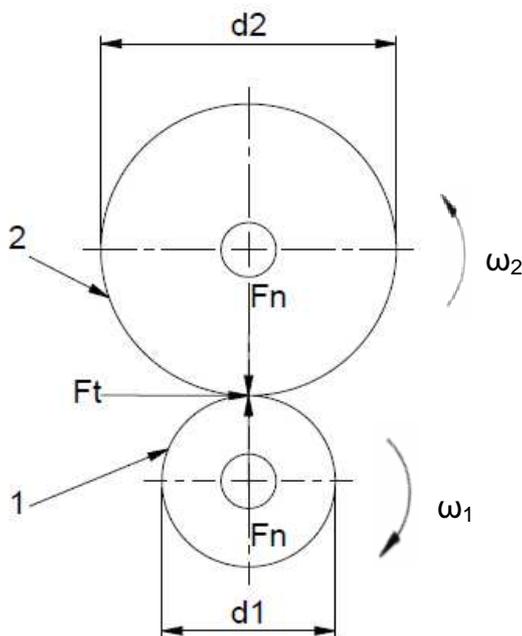


Abb. 2-1 Erzeugung der Tangentialkraft [6]

$$F_t = F_n \cdot \mu \quad [N] \quad \text{Gl. 2-1}$$

Kraftübertragung zwischen zwei Flächen ist nur dann möglich, wenn sie um einen gewissen Wegbetrag gegeneinander verschoben werden [4]. In der, durch die Normalkraft, abgeplatteten Berührzone tritt je nach Höhe des Schlupfes ein Bereich aus Haft- und Gleitzone auf [6]. Daher ist der Gleitreibungskoeffizient gleichermaßen wichtig wie der Haftreibungskoeffizient, um in Betriebspunkten mit hohem Schlupfanteil ausreichende Tangentialkräfte übertragen zu können. In weiterer Folge ist daher bei benannten Reibungskoeffizienten, immer von einem Mischreibungskoeffizienten auszugehen.

Die Differenzgeschwindigkeit wird aus der Umfangsgeschwindigkeit des treibenden Rades v_1 und des angetriebenen Rades v_2 gebildet. Der Schlupf s ist grundsätzlich so klein als Möglich zu halten, da er für Verschleiß und Erwärmung verantwortlich ist [4] und den Wirkungsgrad negativ beeinflusst.

$$s = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \cdot 100 \quad [\%] \quad \text{Gl. 2-2}$$

Um große Vorspannkräfte und somit hohe Belastungen in den Laufflächen und Lagern zu vermeiden, ist der geforderte Reibkoeffizient hoch [6]. Dieser hängt wiederum stark von der Werkstoffpaarung, Oberflächenqualität, Schmierung, Flächenpressung und der Gleitgeschwindigkeit ab [6]. Somit ist neben der richtigen Wahl des Getriebes, die Werkstoffwahl eine fundamentale Komponente für die Auslegung von Reibradgetrieben.

In Abb. 2-2, sind die Vor- und Nachteile von Reibradgetrieben gegenüber den form-schlüssigen Getrieben angeführt.

| + | - |
|--|--|
| <ul style="list-style-type: none"> • Geräuscharm • Ausführung mit oder ohne Schmierung • Einfache Herstellung der Wälzkörper • Geringer Wartungsaufwand • Kupplungs- und Überlastfunktion möglich • Stufenlose Übersetzung möglich • Gleichförmige Bewegung • Spielfreie Richtungsumkehr | <ul style="list-style-type: none"> • Vorhandener Schlupf $\rightarrow i \neq \text{konst.}$ • Empfindlich gegen Verunreinigung • Hohe Anpresskräfte bei großen Momenten • Hohe Belastung der Lagerung • Hohe Wälzbeanspruchung in der Berührzone • Zerstörung der Wälzpaarung bei Überlast bzw. großem Schlupf möglich (Fressgefahr) • Vorrichtung zur Aufrechterhaltung bzw. Anpassung der Anpresskraft |

Abb. 2-2 Vor- und Nachteile von Reibradgetrieben [4]

2.1 Reibradgetriebe mit konstanter Übersetzung

Reibradgetriebe dieser Art haben ein theoretisches Übersetzungsverhältnis das im Betrieb, bis auf den auftretenden Schlupfanteil, als konstant anzusehen ist. Die einfachste Ausführung ist ein Reibrad auf ebener Fläche, wie beispielsweise ein Kfz-Reifen auf der Fahrbahn.

Die Berührflächen bilden je nach geometrischer Form der Reibkörper z.B. eine Linienberührung, siehe Abb. 2-3 b), aus, welche sich in Folge der notwendigen Normalkraft F_N zu einer rechteckigen Berührebene mit der Breite $2b$ und einer Länge von l_{eff} ausbildet. Durch den vergleichsweise hohen E-Modul von Stahl gegenüber Kunststoff lässt sich eine 100%-ige Linienberührung bei Stahlpaarungen nur sehr aufwendig realisieren, daher kommen in diesem Fall zumindest für einen Reibpartner weichere Werkstoffe, wie z.B. Elastomere zum Einsatz. Dadurch werden Fertigungstolleranzen ausgeglichen und somit eine annähernd gleichmäßige Linienberührung ausgebildet. Da bei variabler Übersetzung geometrisch bedingt Bohrschlupf auftritt, findet man Linienberührungen größtenteils bei Reibradgetrieben mit konstanter Übersetzung.

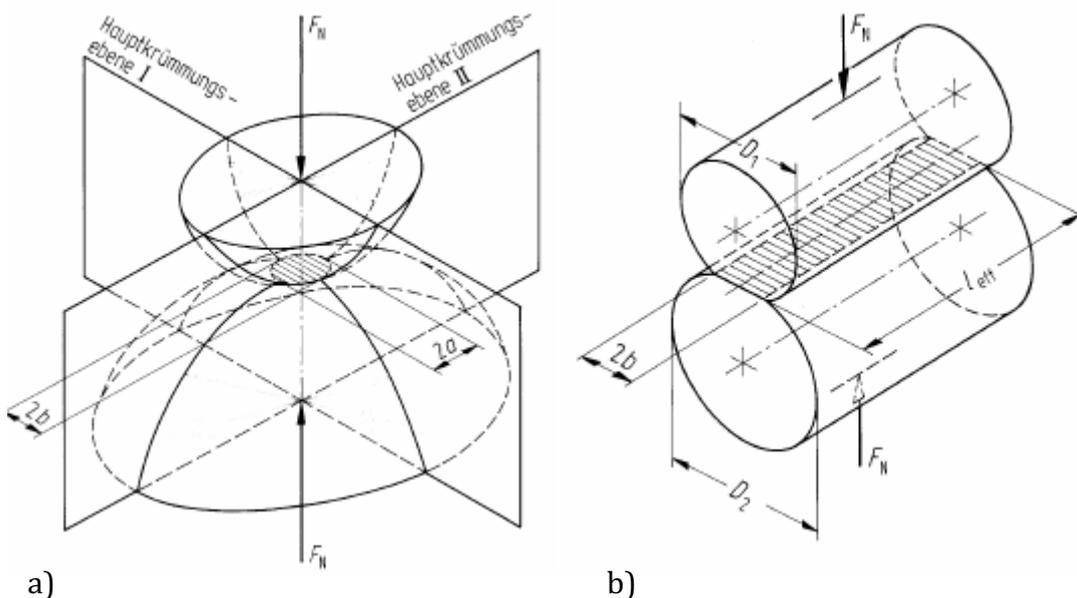


Abb. 2-3 a) Punktberührung und b) Linienberührung zweier Reibpartner [3]

Folgendes Reibplanetengetriebe kann man zu den Getrieben mit konstanter Übersetzung einordnen, wie im Beispiel in Abb. 2-4 ersichtlich ist. Der Antrieb erfolgt hier über das gelagerte Sonnenrad, das eine Teilung im Bereich der bombiert ausgeführ-

ten Planeten aufweist. Die Anpressvorrichtung besteht aus Kugeln, die bei anliegendem Antriebsmoment auf eine Stirnnocke auflaufen, eine Axialkraft erzeugen und durch die Bombierung der geteilten Sonne somit die nötige Anpresskraft in radialer Richtung aufbringen. Die Planeten sind ebenfalls auf dem Steg gelagert um Lagerreibungsverluste gering zu halten. Der Abtrieb erfolgt über den gelagerten Steg.

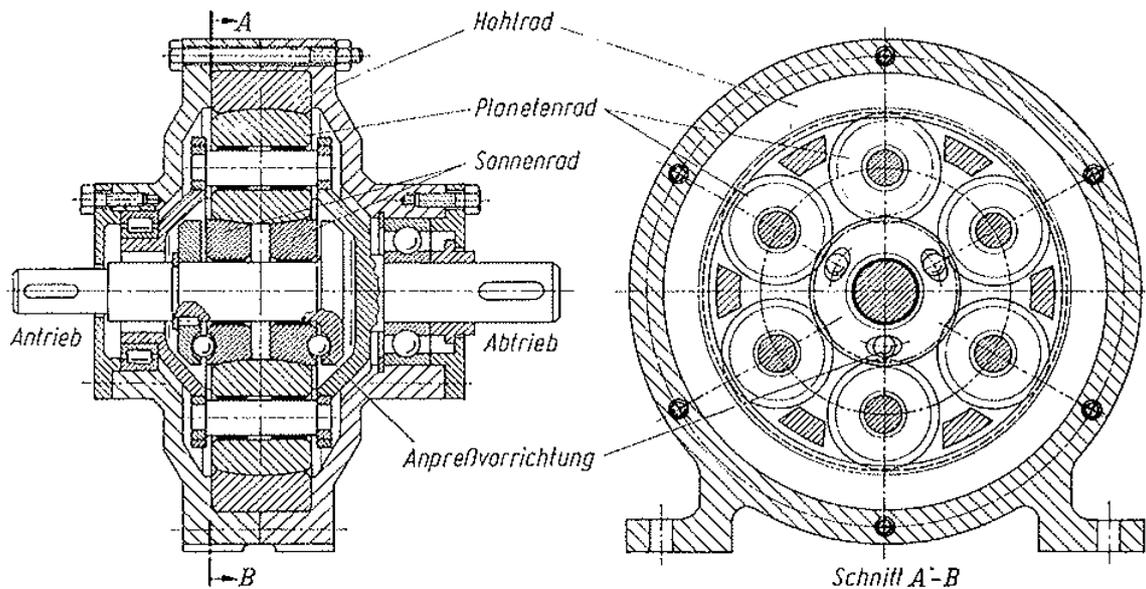


Abb. 2-4 Schnitt durch ein Reibplanetengetriebe [4]

Der Aufbau sowie auftretende physikalische Vorgänge bei Reibplanetengetrieben sind komplex und Fragen wie Radialkraftaufbringung, Verschleißerscheinungen sowie thermische Vorgänge stehen im Fokus. Deshalb ist, neben einer konstruktiven Lösung, die richtige Materialwahl für Hohl-, Sonnen- und Planetenrad entscheidend für den Erfolg einer derartigen Getriebeentwicklung.

2.2 Reibradgetriebe mit variabler Übersetzung

Bei variablen Getrieben ist eine Übersetzungsänderung ohne Zugkraftunterbrechung möglich. Es treten in der Berührebene unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten auf. Diese verursachen die so genannte Bohrbewegung welche, neben dem vorhandenen Wälzschlupf, einen verschleißerzeugenden Bohrschlupf mit sich bringt.

Um den Verschleiß aufgrund des auftretenden Bohrschlupfs gering zu halten, ist daher die Berührfläche so klein als möglich auszuführen. Eine punktförmige Berührung, siehe Abb. 2-3 a), ist daher nahe liegend, da somit Verschleiß und die Verluste minimiert werden. Aus dieser kleinen, sich ausbildenden elliptischen bzw. in Sonderfällen kreisförmigen Berührebene, resultiert eine Erhöhung der Hertz'schen Flächenpresung. Deswegen werden diese Triebe mit Stahlpaarungen bzw. gehärteten Stahlpaarungen ausgeführt, mit der Auswirkung einer Reibwertverkleinerung. Daraus folgt der Nachteil einer Normalkrafterhöhung, der lagerungsseitig oft ein beträchtliches Problem darstellt.

Als Beispiel ist das von Nissan[®] entwickelte Halbtoroid-Getriebe, sog. Extroid-CVT[®] [7] zu nennen, siehe. Abb. 2-5, welches lt. Herstellerangaben [7] bis zu 380 Nm Drehmoment übertragen kann. Die Leistungseinbringung erfolgt, zwecks Leistungsaufteilung, von jeweils den äußeren Halbtoroiden (1), wird dann über die vier Zwischenrollen (2) an die zwei mittig angeordneten Halbtoroide (3) weitergeleitet und schließlich am mittig liegenden Zahnrad (4) abgenommen. Variation der Übersetzung entsteht durch Neigung der Zwischenrollen. Die Radien der Halbtoroiden und der Zwischenscheiben sind unterschiedlich gekrümmt, damit eine Punktberührung gegeben ist.



Abb. 2-5 Extroid-CVT-Getriebe von Nissan [8]

2.3 Werkstoffpaarung der Reibräder

Die an die Reibpaarungen gestellten Anforderungen in Bezug auf hohe Wälz- und Verschleißfestigkeit bei gleichzeitig hohem Reibwert sind nicht gleichzeitig optimal zu erfüllen. Weiters ist ein hoher E-Modul ein angestrebtes Ziel um Wälzverluste und Verformungen klein zu halten und somit den Wirkungsgrad zu optimieren [4].

In Abb. 2-6 sind übliche Werkstoffpaarungen und ihre Eigenschaften aufgelistet.

| Paarung | Schmierung | $p_{H_{zul}} \cdot k_{zul}^* \cdot k_{zul}$ [N/mm ²] | Nutzreibwert μ_N | Zulässiger Schlupf s_w [%] |
|--|------------------------------|---|----------------------|------------------------------|
| Gehärteter Stahl | | | | |
| -gehärteter Stahl für Bohr- und Wälzverhältnis | | | | |
| | | Punktberührung | | |
| $\omega_b/\omega_w = 0$ | Nathen- | $p_{H_{zul}} = 2500 \dots 3000$ | 0,03...0,05 | 0,5...2 |
| = 1 | basisches | $p_{H_{zul}} = 2000 \dots 2500$ | 0,025...0,045 | 1...2 |
| = 10 | Reibradöl | $p_{H_{zul}} = 300 \dots 800$ | 0,015...0,03 | 4...7 |
| $\omega_b/\omega_w = 0$ | Synth. | $p_{H_{zul}} = 2500 \dots 3000$ | 0,05...0,08 | 0...1 |
| = 1 | Reibrad- | $p_{H_{zul}} = 2000 \dots 2500$ | 0,04...0,07 | 1...3 |
| = 10 | Schmierstoff | $p_{H_{zul}} = 300 \dots 800$ | 0,02...0,04 | 3...5 |
| | | Linienberührung | | |
| Grauguß-Stahl, GG26-St70 | Paraffin-basisches Reibradöl | $p_{H_{zul}} = 450$ | 0,02...0,04 | 1...3 |
| Grauguß-Stahl GG 21-St 70 GG18-St50 (Kranräder, DIN 15070) | trocken | $p_{H_{zul}} = 320 \dots 390$ | 0,1...0,15 | 0,5...1,5 |
| | | Linienberührung | | |
| Gummiräder Nach DIN 8220 Belag aufvulkanisiert gegen St | trocken | $v < 1m/s : k_{zul}^* = 0,48$ $v = 1 \dots 30m/s :$ $k_{zul}^* = 0,48 / v^{0,75}$ | 0,6...0,8 | 6...8 |
| Belag aufgepresst | | $v < 0,6m/s : k_{zul}^* = 0,48$ $v = 0,6 \dots 30m/s :$ $k_{zul}^* = 0,33 / v^{0,75}$ | 0,6...0,8 | 6...8 |
| | | Linienberührung | | |
| Organischer Reibwerkstoff | Trocken | $k_{zul} = 0,8 \dots 1,4$ | 0,3...0,6 | 2...5 |

Abb. 2-6 Eigenschaften üblicher Werkstoffpaarungen [6]

Die Paarung gehärteter Stahl/gehärteter Stahl wird aufgrund der Verschleißminderung mit speziellem Reiböl betrieben. Es bildet sich ein trennender hydrodynamischer Schmierfilm zwischen den Reibpartnern. Somit spielen Grenz- und Festkörperreibung keine Rolle und die Nutzkräfte resultieren ausschließlich aus Schubspannung

gen im Fluid. Durch die hohe Wälzfestigkeit (bis $p_H = 3000 \text{ N/mm}^2$) ergeben sich trotz des geringen Reibkoeffizienten ($\mu \sim 0,04$) hiermit die größten übertragbaren Leistungen. Die Geräuschentwicklung ist sehr gering.

Bei Paarung Stahl/Grauguss wird bei nicht geschmierten Getrieben zwar eine deutlich höhere Reibzahl ($\mu \sim 0,1$) erreicht, die Rollgeräusche können dadurch aber sehr ausgeprägt sein.

Die Paarung Metall/ Elastomer erreicht bei optimalen trockenen Bedingungen eine Reibzahl bis circa $\mu=1$. Wegen der geringen Wälzfestigkeit beläuft sich die übertragbare Leistung auf gerade einmal ein Zehntel im Vergleich zur Paarung gehärteter Stahl/gehärteter Stahl. Wegen des geringen E-Moduls sind Verformungen und Wälzverluste größer. Günstig sind der geräuscharme Lauf und das Vermögen, Drehmomentstöße abzubauen zu können. Durch den hohen Reibkoeffizient sind die nötigen Normalkräfte dementsprechend niedrig. Schmierstoffe und andere Reibungs- mindernde Stoffe sind von den Laufflächen fern zu halten, da ansonsten die Reibpaarung rutschen würde und dadurch irreversible Schäden entstehen können.

Die Paarung Metall/Organischer Reibwerkstoff wie z.B. Hartgewebe stellt, durch die etwas niedrigere Reibzahl und den höheren E-Modul, ein Zwischenglied von der Elastomer- und der reinen Metall-Paarung dar, bei ähnlich gutem Geräuschverhalten wie bei Elastomerpaarungen. [4]

Die in die Wälzkörper eingebrachte Energie, ist von dessen E-Modul und vom auftretenden Schlupf abhängig. Die dadurch bedingte Temperatursteigerung kann Schäden am Wälzkörper und Veränderungen der Reibungszahl bewirken. Besonders gefährdet sind Elastomer-Reibbeläge. Die Walkbeanspruchung führt hier zu einer beachtlichen Wärmeentwicklung im Inneren der Bauteile. Zudem ist die Wärmeleitfähigkeit von Elastomeren schlecht, so dass es zur Zerstörung von innen her, zu einer so genannten „inneren Verbrennung“, kommen kann, siehe Abb. 2-7.

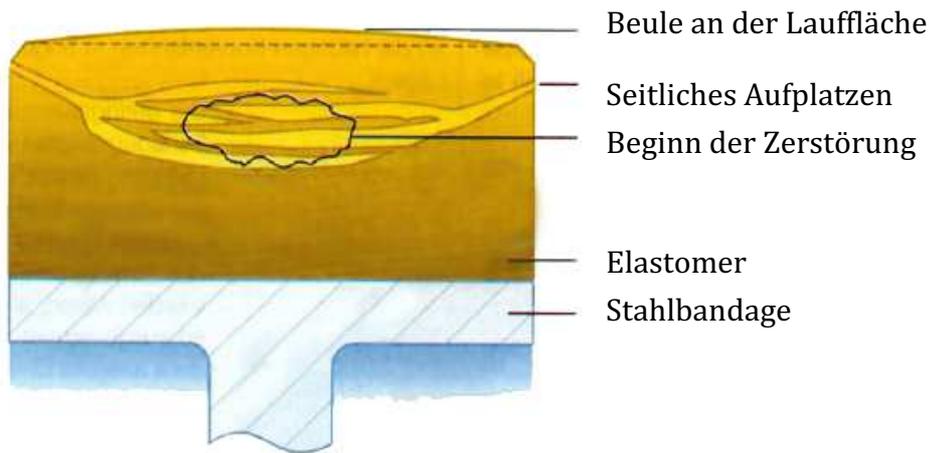


Abb. 2-7 Schädigung eines Elastomer-Belags durch innere Überhitzung [2]

Bei den übrigen Werkstoffpaarungen kann es bei hohem Schlupf zu einer starken örtlichen Erwärmung in der Berührzone kommen, die Riefenbildung oder Fressen zur Folge hat. [4]

Abb. 2-8 zeigt die Reibungszahlkurve von verschiedenen Reibpaarungen in Abhängigkeit vom auftretenden Schlupf. Bei den geschmierten und trockenen Stahlpaarungen ist der Maximalwert der Reibungszahl bereits bei kleinem Schlupf s (0,5% bis 2%) erreicht. Eine Erhöhung des Schlupfs würde zu keinem Anstieg der Tangentialkraft F_t bzw. des übertragbaren Drehmoments führen, sondern nur Verschleiß und Wärmeentwicklung fördern. Der Bereich zwischen den Reibpaarungsgrenzkurven ist bei geschmierten Getrieben mit Stahlpaarung auf unterschiedliche Reiböle und bei trocken betriebenen Paarungen auf unterschiedliche Oberflächenbeschaffenheiten zurückzuführen. Anders als bei Stahlpaarungen weisen, aufgrund der elastischen Eigenschaften, Paarungen mit Elastomeren einen weitaus größeren annähernd linearen Bereich auf. Die maximale Reibungszahl wird erst bei größerem Schlupf erreicht, der bis zu 20% betragen kann. Für den großen schraffierten Bereich sind die Vielzahl von Elastomeren und deren unterschiedliche Shore-Härte verantwortlich, sowie geometrische Einflüsse wie Reibradbreite, Oberflächenbeschaffenheit, etc.

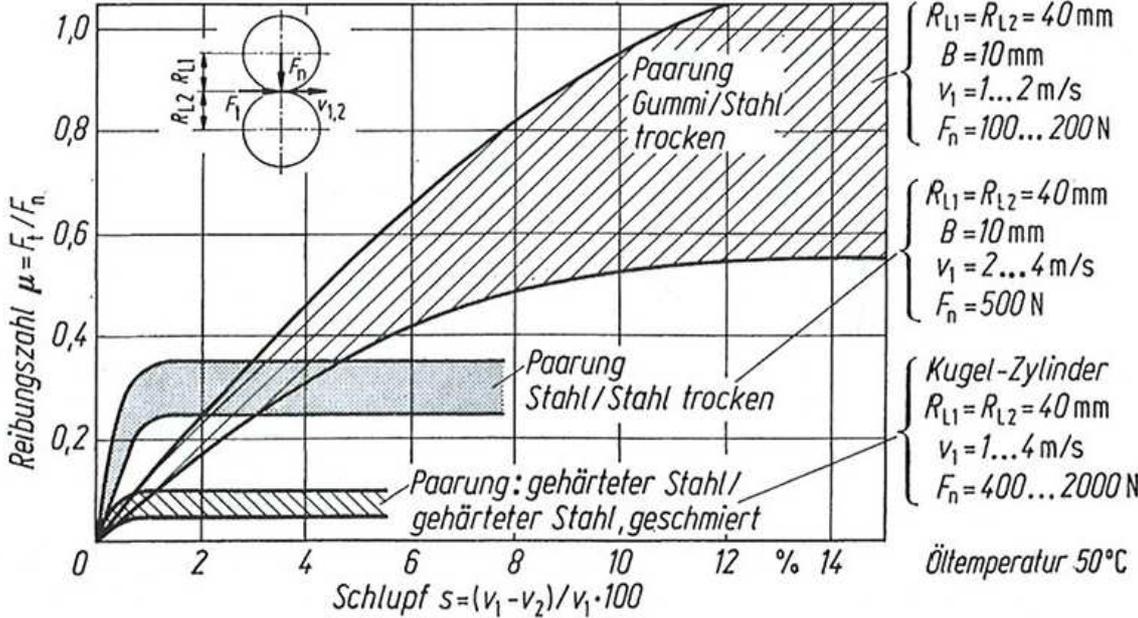


Abb. 2-8 Reibzahl - Längsschlupf-Kurve von Reibradgetrieben für verschiedene Werkstoffpaarungen [4]

3 Bestehende Konzepte

Die Literatur- und Internetrecherche ergibt nur sehr wenige, sich in Serie befindliche, Anwendungen von Reibplanetengetrieben. Patentanmeldungen hingegen, bezüglich konstruktiver Lösungen, sind zahlreich vorhanden. In weiterer Folge ist ein Auszug der Recherche beschrieben um einen Überblick von bereits bestehenden Konzepten zu erhalten.

a) Bjorn Heden meldete bereits 1977 ein Patent für eine Kameralinsenverstellung auf Basis von einem mehrstufigen Reibplanetengetriebe an und wurde 2010 für die Entwicklung eines zweistufigen Reibplanetengetriebes [11] mit dem Technical Achievement Award [10] ausgezeichnet. Das Getriebe wird mit einem Schrittmotor betrieben und dient zur Verstellung von professionellen Videokameraobjektiven.

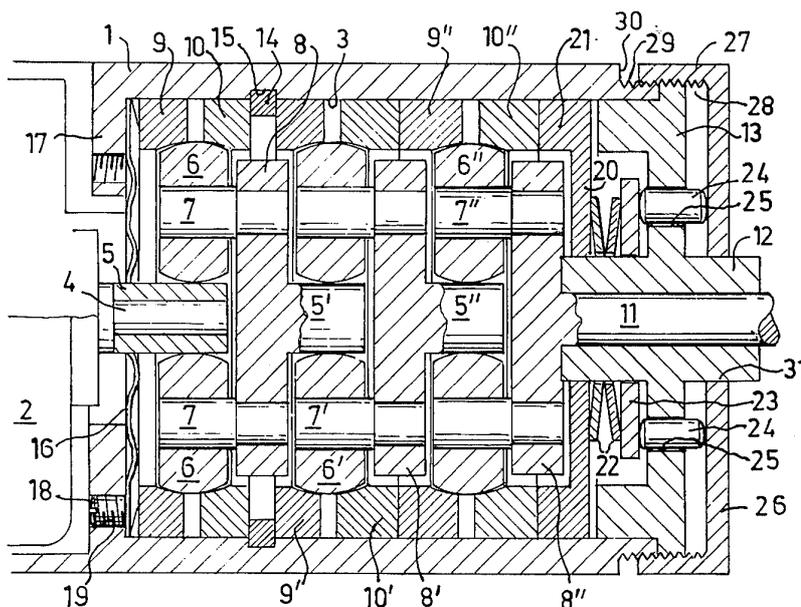


Abb. 3-1 3-stufiges Reibplanetengetriebe mit geteiltem Hohlrad [12]

In Abb. 3-1 ist das 3-stufiges Reibplanetengetriebe, entwickelt von Bjorn Heden abgebildet. Hier wird durch Verdrehung von Pos.27 über Pos.24, Pos.23 und Tellerfeder Pos.22 eine Axialkraft auf das geteilte Hohlrad aufgebracht und somit eine variabel einstellbare radiale Vorspannung erreicht. Die linke motoreingangsseitige Stufe wird mit einer Tellerfeder Pos.16 konstant vorgespannt. Fraglich bleibt der durch die Vorspannung bedingte radiale Ausgleich von Planetenträger, da der Planet durch Vor-

kann ein Keilspalt $\alpha \sim 4^\circ$ gebildet werden, in dem sich der Planet abstützt und durch die Keilwirkung sehr große Normalkräfte generiert ($N \sim 15000\text{N}$), siehe Abb. 3-4. Die zwei unterstützenden Planeten halten den beladenen Planeten in Position und gleichen die Kräfte aus. Der maximale Reibkoeffizient von $\mu \sim 0,09$ wird bei einem Schlupf von 2,5% erreicht. Der beachtliche Wirkungsgrad von bis zu 95% ist bereits bei 10% der maximal übertragbaren Leistung ($P_{\text{max}} \sim 11,4 \text{ kW}$) gegeben, siehe Abb. 3-5. [14]

Dieser hohe Wirkungsgrad ist auf die Verwendung von Stahlpaarungen zurückzuführen, die durch die geringe Verformung einen sehr guten Rollwiderstand aufweisen.

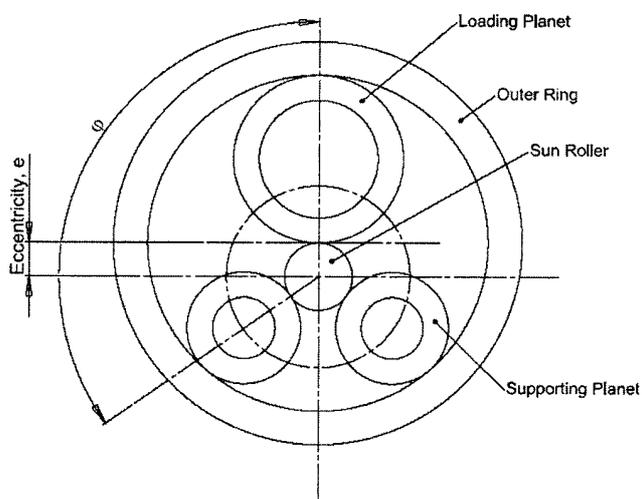


Abb. 3-3 Reibplanetengetriebe mit exzentrischer Anordnung [14]

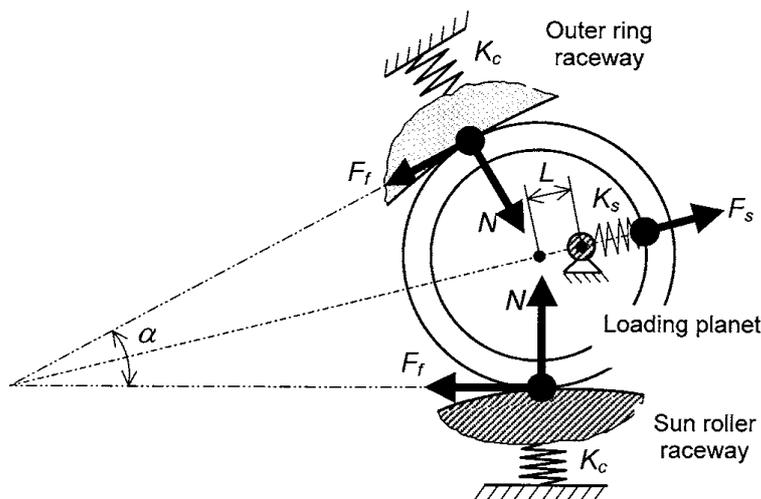


Abb. 3-4 Normalkraftaufbringung durch Keilwirkung [14]

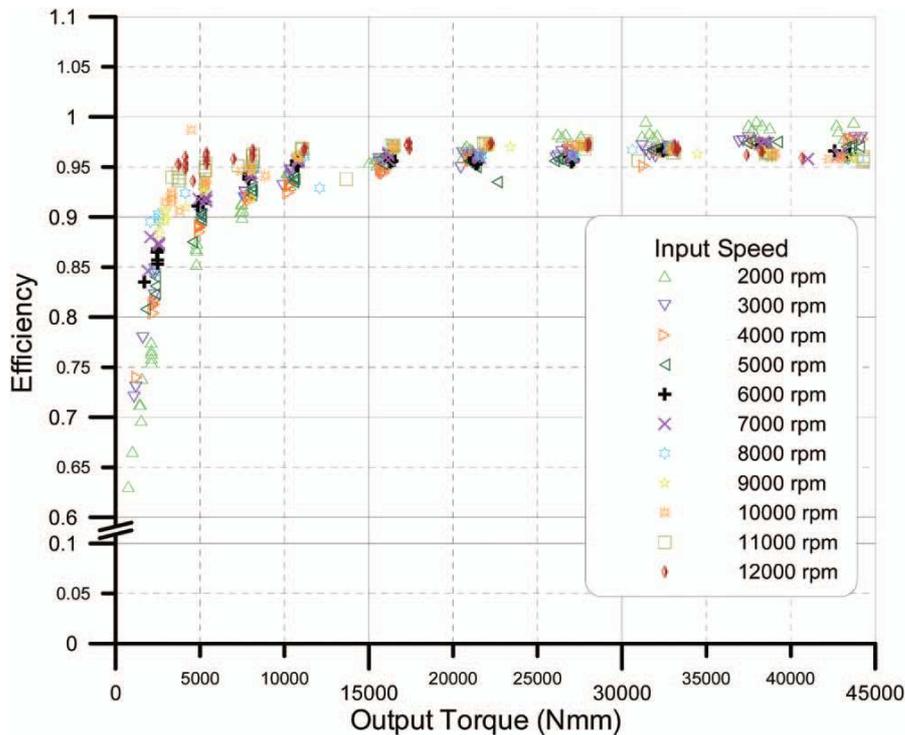


Abb. 3-5 Wirkungsgrad über Ausgangsmoment bei unterschiedlichen Eingangsdrehzahlen [14]

d) Das Patent des Unternehmens OTTO BOCK ORTHOPÄDISCHE INDUSTRIE BESITZ-UND VERWALTUNGS-KG [30] sieht eine Neigung der einzelnen Planetenachsen vor. Durch die Verschiebung des gesamten Planetenträgers gegen das konischen Hohl- und Sonnenrad wird die Normalkraft auf die Planeten aufgebracht. Der Vorteil dabei ist die Ausführung der Planeten als zylindrische Wälzkörper, was die Verwendung eines herkömmlichen Wälzlagers als Planeten ermöglicht. Die Firma Otto Bock gibt als Einsatzgebiet ein Miniaturgetriebe für Prothesenantriebe an.

e) Eine weitere Möglichkeit die notwendigen Normalkräfte zu erzeugen meldet Mitsubishi Jidosha Kogyo K.K. in seiner Patenschrift [31] an. Hierbei besteht das Hohlrad oder das Sonnenrad aus einem elastischen Ring. Dieser Ring weist einen Hohlraum, wie eine Art Schlauch, auf der mit Hydrauliköl unter Druck gesetzt wird und dadurch eine elastische Verformung erfährt. Aufgrund dieser Dehnung werden die Normalkräfte erzeugt. Die Planeten sind radial verschiebbar gelagert um einen radialen Ausgleich zu gewährleisten.

4 Entwicklung des Getriebekonzeptes

Im folgenden Kapitel werden Konzepte durch vorhergehende Kategorisierung der wählbaren Parameter erarbeitet und mittels einer Nutzwertanalyse anschließend ein Konzept zur Weiterentwicklung gewählt. Weiters werden Grundlagen von Werkstoffeigenschaften bezüglich des gewählten Konzepts aufgezeigt. Die Vorauslegung der notwendigen Normalkräfte sowie die Detaillierung des Konzepts sind die letzten Abschnitte, die in diesem Kapitel behandelt werden.

4.1 Kategorisieren relevanter Parameter

Mit den in den vorhergehenden Kapiteln gewonnenen grundlegenden Erkenntnissen von Reibradgetrieben ist eine Konzeptfindung möglich. Es werden kategorisch, wählbare Parameter aufgezeigt, um einen objektiven Überblick zu erhalten. Weiters wird eine Vorauslegung

a) Eine quantitative Übersicht über die relevantesten Eigenschaften der Werkstoffpaarungen ist in Abb. 4-1 gegeben. Grundlage sind die in Abb. 2-6 angegebenen Eigenschaften der Werkstoffpaarungen.

| | Wälz- und Verschleißfestigkeit | E-Modul | Reibzahl | Schlupf | Lautstärke | Schmierung |
|---|-----------------------------------|---------|----------|---------|------------|------------|
| gehärteter Stahl / gehärteter Stahl | ++ | + | -- | 0 | + | ja |
| Stahl / Stahl oder Grauguss | 0 | + | - | + | - | beides |
| Hartgewebe ¹ / Stahl oder Grauguss | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | nein |
| Elastomere ² / Stahl, Grauguss oder Alu | -- | - | + | - | ++ | nein |

++ sehr gut, + gut, 0 befriedigend, - schlecht, -- sehr schlecht

Abb. 4-1 Vergleich verschiedener Werkstoffpaarungen bei Reibradgetrieben

1 Faser - Kunststoff – Verbund bei dem mehrere Lagen textiles Leinen- oder Baumwollgewebe mit Duroplast Phenolharz verklebt werden

2 Stoffe mit nichtlinearem elastischen Verhalten

Die Entscheidung der Materialpaarung wird von den auftretenden Normalkräften bestimmt. Da die Geometrie des derzeit produzierten Hohlrades (Gehäuses, siehe Abb. 1-4) sowie der Werkstoff POM³ beibehalten werden soll, sind die Kräfte und Flächenpressungen so gering wie möglich zu halten, um eine Zerstörung des Hohlrades zu vermeiden. Aus diesem Grund ist eine Paarung mit möglichst hohem Reibkoeffizient erwünscht. Die Materialauswahl geht daher in Richtung Hartgewebe bzw. Elastomer als Reibwerkstoff. Diese besitzen, neben gehärteten und geschmierten Stahlpaarungen, ebenfalls ein ausgezeichnetes Geräuschverhalten.

b) Die Wälzkörperform bestimmt die Art der Vorspannung und den auftretenden Schlupf (reiner Wälzschlupf oder kombinierter Bohr- und Wälzschlupf). Die in a) gewählten weicheren Werkstoffpaarungen lassen eine Punktberührung, aufgrund der zu hohen resultierenden Flächenpressung sowie des Verschleißes, nicht zu. Daher stehen aufgrund der geforderten Linienberührung, die in Abb. 4-2 dargestellten Wälzkörperformen zur Auswahl. Durch Ausnützung der Keilwirkung, kann mit kegel-förmigen Planeten eine Selbstverstärkung der Vorspannkraft erzielt werden, mit dem Nachteil einer zusätzlichen Verschleißkomponente, verursacht durch den Bohrschlupf. Ein Mehrfachkegel hätte montagebedingt eine unerwünschte radiale Teilung des Hohlrades zur Folge. Die einfachste herstellbare Geometrie ist die zylindrische Wälzkörperform, diese unterliegt keinem Bohrschlupf. Die Tonnenform ist eine Mischung zwischen Kegel und Zylinder, da bei einer gewissen Keilwirkung, einfache Vorspannmöglichkeiten, ohne Axialkraftabstützung, ausführbar sind.

³ POM: Polyoxymethylen; thermoplastischer Kunststoff

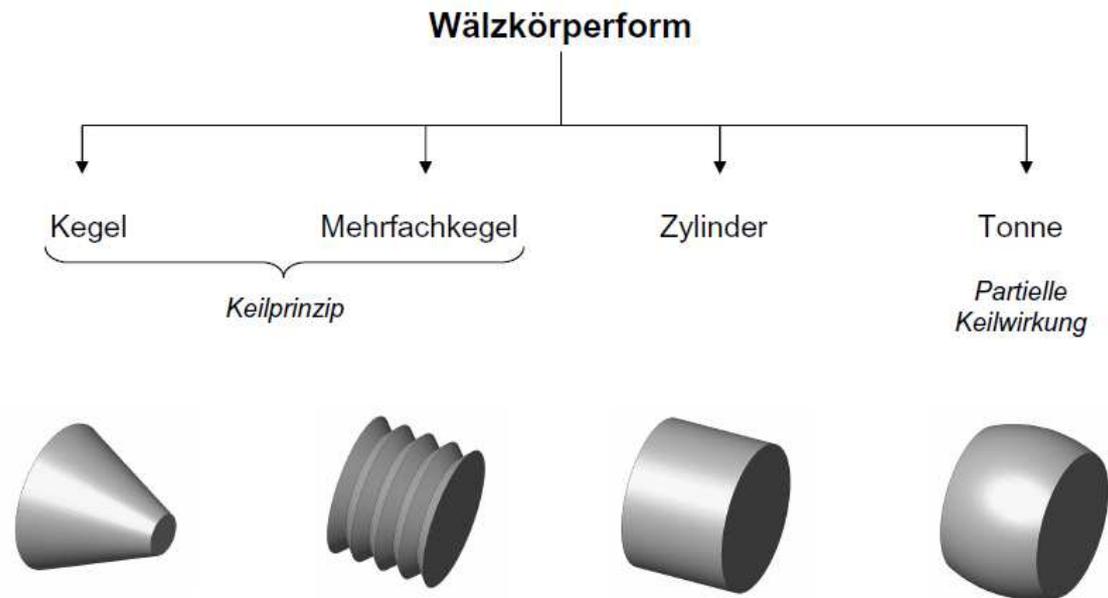


Abb. 4-2 Wälzkörperformen mit Linienberührung

c) Eine weitere Entscheidung muss über die Normalkraftregelung getroffen werden, Abb. 4-3. Der auftretende Verschleiß am Reibrad ist ausschlaggebend, welche Art der Normalkraftregelung zum Einsatz kommt. Ermöglicht das Verschleißverhalten den gesamten Lebenszyklus des Getriebes zu durchlaufen, ohne unter eine gewisse Mindestnormalkraft F_{nmin} der Planetenvorspannkraft zu sinken, so kann eine zu anfangs eingestellte Normalkraft aufgebracht werden. Es ist keine Nachstellung erforderlich. Sinkt die eingestellte Normalkraft unter F_{nmin} , so ist eine verschleißabhängige Nachstellung vorzusehen. Um den Verschleiß und die Belastung zu mindern, ist eine im Betrieb lastabhängige Normalkraftaufbringung denkbar, welche sich dem zu übertragenden Drehmoment anpasst.

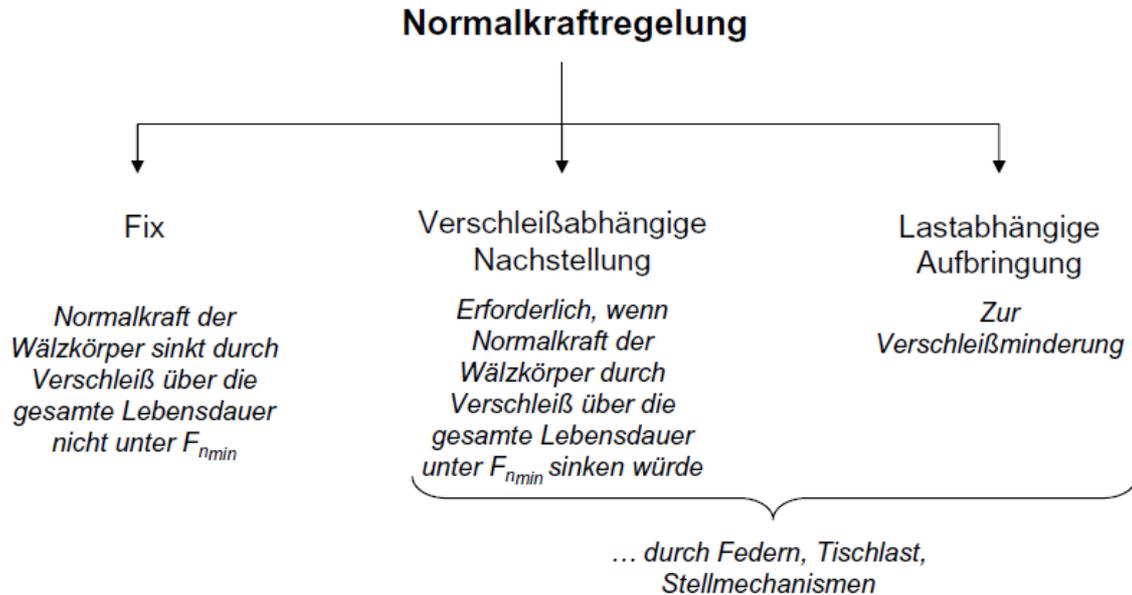


Abb. 4-3 Normalkraftregelung im Reibplanetengetriebe

d) Je nach Wälzkörperform bleibt noch die Wahl der Normalkraftaufbringung. Eine Übersicht dieser Möglichkeiten ist in Abb. 4-4 zu entnehmen. Die Teilung der Sonne bzw. des Hohlrades (siehe auch Abb. 2-4 bzw. Abb. 3-1) bewirkt, in Kombination mit einer Axialkraft, eine Normalkraftaufbringung auf die Planeten. Grundsätzliches Problem dieser Bauart ist der, durch Verschleiß und elastisches Verhalten des Planeten, auftretende Achsversatz. Dieser muss ausgeglichen werden, da ansonsten eine ungleiche Normalkraft auf Hohlrad und Sonne aufgebracht wird, was zu einem Rutschen der Reibpaarung führt. Die axiale Aufbringung über den Planeten ist grundsätzlich bei allen keilbildenden Geometrien möglich, sprich alle außer der Zylinderform. Das Aufweiten bzw. das Quetschen des Planeten ist bei sehr elastischen Werkstoffen wie beispielsweise Elastomeren möglich und kann eine sehr einfache Art der Vorspannkraftaufbringung gestatten. Das nichtlineare elastische Verhalten und die Temperaturabhängigkeit von wichtigen Werkstoffeigenschaften wie Reibkoeffizient und E-Modul von Elastomeren, machen eine gezielte Vorauslegung problematisch.

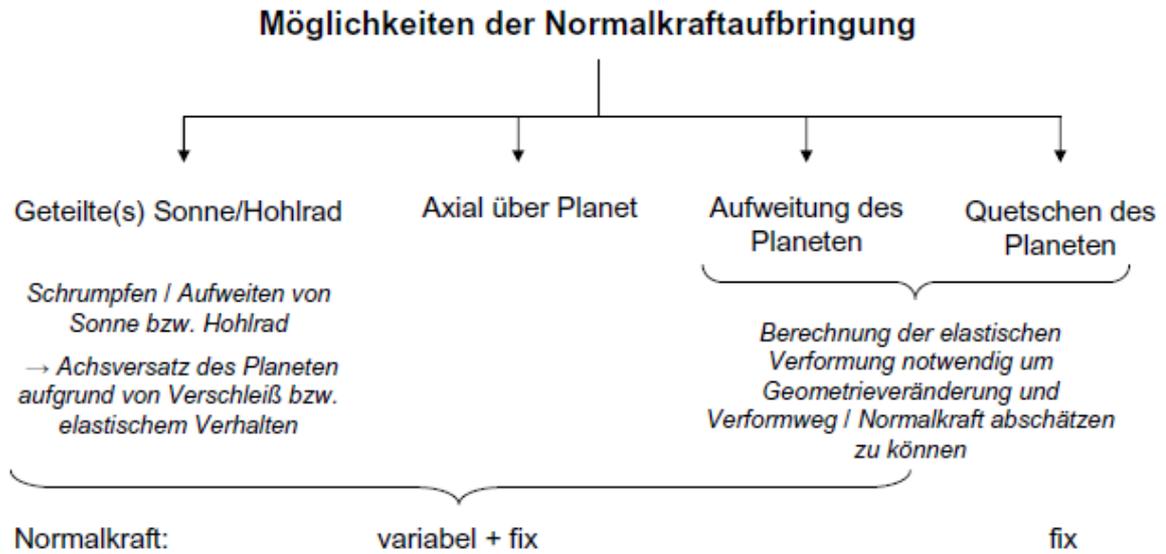


Abb. 4-4 Normalkraftaufbringung im Reibplanetengetriebe

Zusammenfassend werden folgende Auswahlen und Einschränkungen getroffen um die Variationsmöglichkeiten für die Konzepterstellung gezielt einzugrenzen:

- Um die notwendigen Normalkräfte gering zu halten, wird ein Reibpaarungswerkstoff mit einem hohen Reibkoeffizienten gewählt. Die Auswahl beschränkt sich daher auf den organischen Reibbelag und den Elastomer
- Für die Wälzkörperformen stehen Kegel-, Zylinder- und Tonnenform zur Auswahl. Ausgeschieden werden der Mehrfachkegel, da dieser eine unerwünschte radiale Teilung des Hohlrades voraussetzt und die Kugel aufgrund der hohen auftretenden Flächenpressungen aus
- Hinsichtlich der Normalkraftregelung stehen alle drei Möglichkeiten für die Konzeptionierung zur Verfügung
- Eine Einschränkung bezüglich der Normalkraftaufbringung wird nicht getroffen

4.2 Konzepte

Es wird eine Konstruktion gesucht, die basierend auf den zuvor gezeigten Analysen, eine Lösung im Bezug auf die schon erfolgten Einschränkungen darstellt. Im folgenden Kapitel werden die ausgearbeiteten Konzepte erläutert und die Eigenschaften bzw. Vor- und Nachteile aufgezeigt. Diese Konzepte befassen sich mit der konstruktiven Lösung der ersten Planetenstufe. Die zweite Planetenstufe bleibt unberührt. Anschließend wird eine Konzeptauswahl für die Weiterentwicklung getroffen.

Konzept 1: Bei diesem Konzept wird das Keilprinzip ausgenutzt und somit die abtriebsseitig aufgebrachte Axialkraft F_a , welche z.B. über die Tischlast realisierbar ist, verstärkt, Abb. 4-5. Somit ist bei einer notwendigen Normalkraft von z.B. 70N pro Planet (7) eine relativ geringe Gesamtaxialkraft von 108N erforderlich (diese Zahlenwerte gelten unter folgenden Annahmen: Planetenanzahl 3, Keilwinkel 15°). Die Axialkraft wird in den Planetenträger der zweiten verzahnten Planetenstufe (1) aufgebracht (Abtrieb), über ein Axiallager (12), eine Tellerfeder (11) und den Planetenträger der Reibplanetenstufe (9) in den Planeten eingeleitet. Durch Abstimmung der beiden Federn (3) und (11) lässt sich eine definierte Axialkraft auf die Planeten weiterleiten und ein Verschleißausgleich realisieren. Die überschüssige Kraft wird über das Gehäuse (4) in das Hohlrad (6) eingeleitet. Die Radialdichtung (5) dient dazu, um Fett und Öl von der Reibplanetenstufe fern zu halten. Als Planetenwerkstoff können hier ein Elastomerwerkstoff sowie ein organischer Reibbelag zum Einsatz kommen. Weiters abgebildet: Wälzlager (2), Antrieb (8), verzahntes Planetenrad (10).

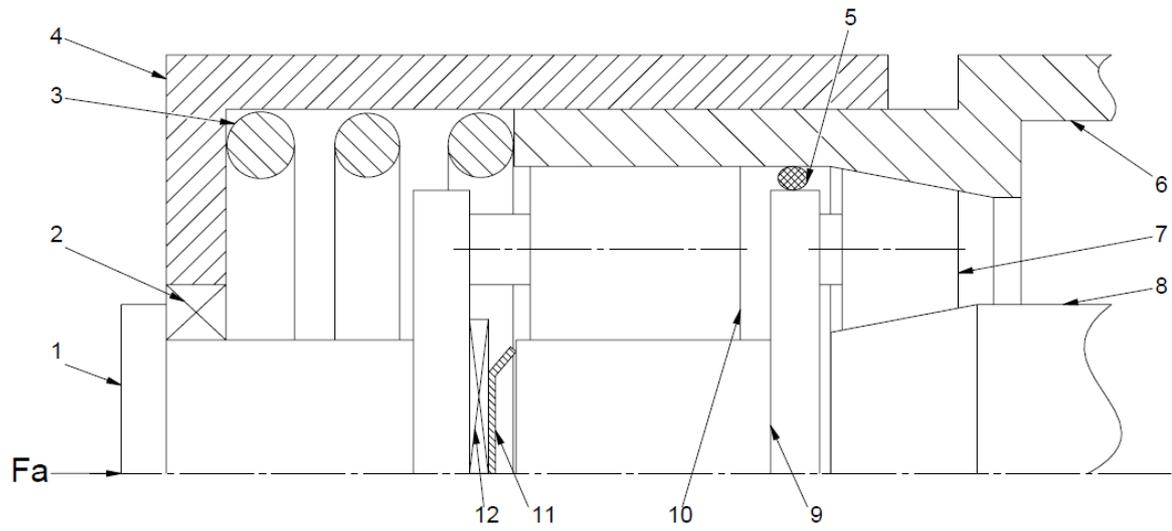


Abb. 4-5 Konzept 1 mit kegelförmigen Planeten und externer Axialkraft

Konzept 2: Ähnlich dem ersten Konzept wird die nötige Normalkraft über eine, antriebsseitig eingeleitete, Axialkraft F_a aufgebracht, Abb. 4-6. In dem hier verwendeten Doppelkegel (9) wird die Axialkraft vom Gehäuse (3) über die Druckfeder (2) auf das keilförmige, axial geteilte Hohlrad übertragen. Durch die beiden Druckfedern (2) und (4) kann wie bei Konzept 1 eine definierte Kraft auf das Hohlrad (5) weitergeleitet werden und die überschüssige Kraft wird in das Gehäuse (6) übertragen. Vorteil dieser Anordnung ist zum einen der Wegfall des Axiallagers, da die Axialkraft nicht über die zweite Getriebestufe geleitet werden muss (vgl. Konzept 1) und zum anderen ein Verschleißausgleich durch die Federn gegeben ist. Als Planetenwerkstoff kommen hier Elastomere sowie organische Reibbeläge in Frage. Weiters abgebildet: Antrieb (1), Abtrieb/Planetenträger (7), Gleitlagerung (8), Sonnenrad (10).

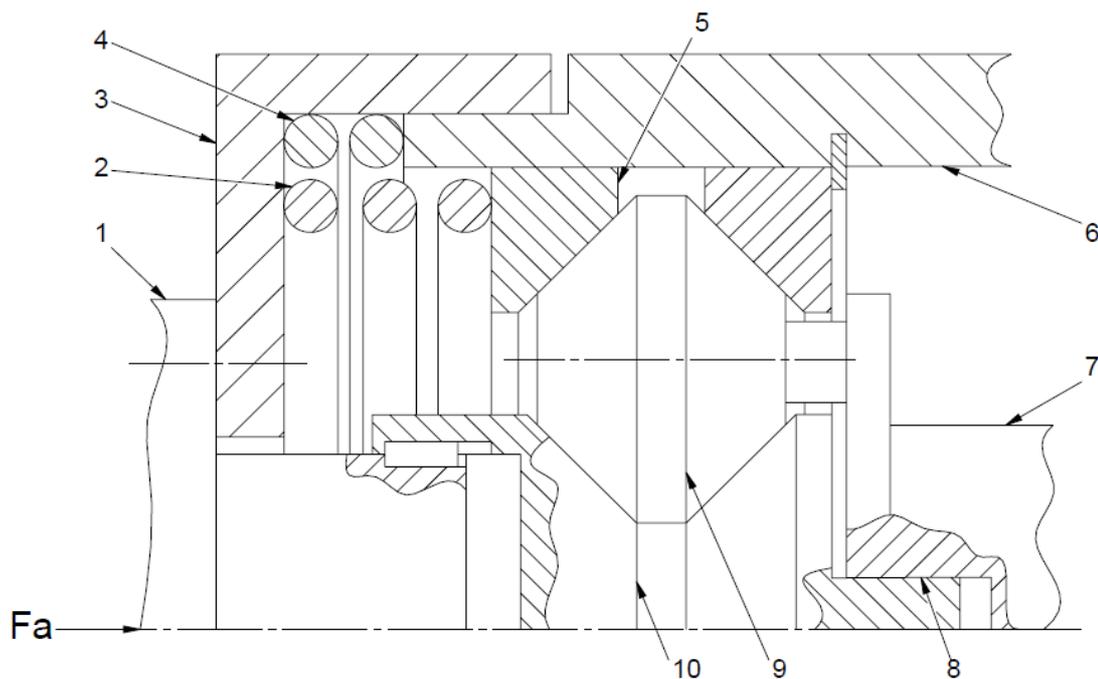


Abb. 4-6 Konzept 2 mit Doppelkegel-Planeten

Konzept 3: Bei diesem Konzept mit kegelförmigen Planeten (2) wird die Axialkraftherzeugung mittels einer Spannscheibe (5) erreicht, welche in das Hohlradschalen (4) eingeschraubt wird. Die Axialkraft wird über eine Tellerfeder (6) und einem Axiallager (7) auf den Planeten geleitet, Abb. 4-7. Die Tellerfeder kann somit eine annähernd konstante Axialkraft gewährleisten und gleichzeitig für den Verschleißausgleich genutzt werden. Als Planetenwerkstoff können Elastomere und organische Reibbeläge verwendet werden. Weiters abgebildet: Antrieb (1), Gleitbuchse (3), Hohlradschalen (4), Abtrieb/Planetenträger (8).

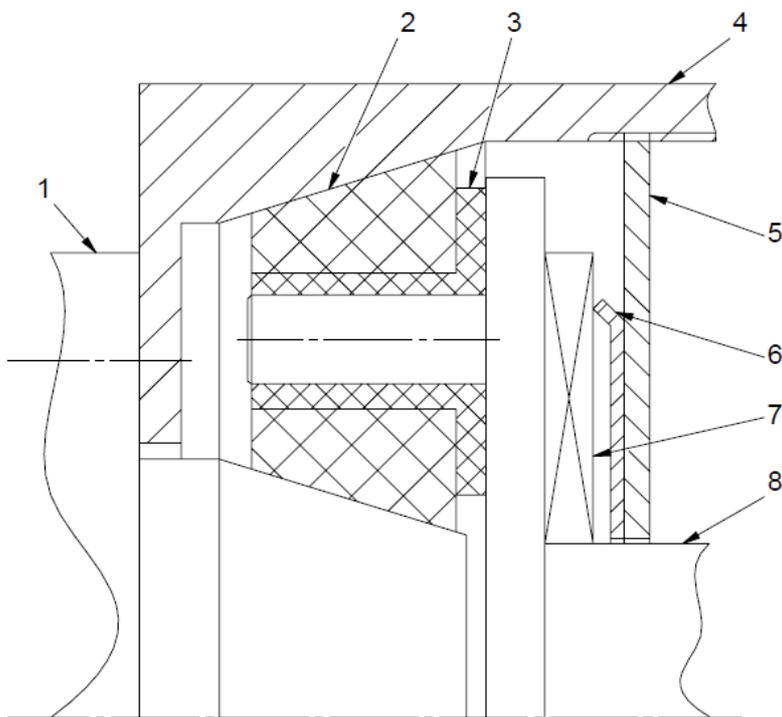


Abb. 4-7 Konzept 3 mit kegelförmigen Planeten mit interner Axialkraft

Konzept 4: Eine andere Möglichkeit die Normalkraft zu erzeugen liegt in der axialen Quetschung eines zylinderförmigen, elastischen Planeten, Abb. 4-8. Der Reibwerkstoff (2) muss hier ein Elastomer sein. Durch das Verdrehen der Sechskantmutter (4) wird das Volumen (2) verdrängt und der Reibbelag des Planeten muss radial ausweichen, wodurch eine Radialkraft entsteht. Die Gleithülse (6) hat zum einen die Aufgabe die Quetschung des Pakets zu tragen und zum anderen eine Rotation des Planeten verlustoptimal zu gewährleisten. Weiters abgebildet: Antrieb (7), Hohlrad (5), Scheibe (3), Abtrieb/Planetenträger (1).

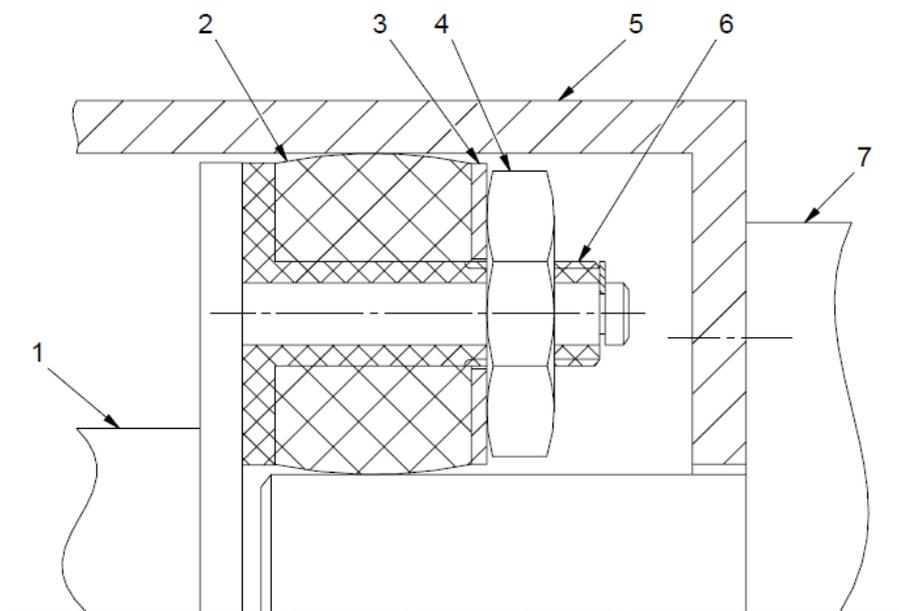


Abb. 4-8 Konzept 4 mit axialer Quetschung des elastischen Planeten

Konzept 5: Abb. 4-9 zeigt den einfachsten Aufbau eines gequetschten Planetens (3). Dabei wird, mittels Übermaß des Elastomerplanetens, eine Normalkraft durch Einpressen in die Arbeitsposition erzeugt. Eine Nachstellung der Vorspannung ist bei diesem Konzept nicht vorgesehen. Daher muss der Elastomerplanet den gesamten Lebenszyklus die notwendige Mindestnormalkraft aufweisen. Weiters abgebildet: Antrieb (1), Hohlrad (2), Gleithülse (4), Abtrieb/Planetenträger (5), Wellensicherungsring (6).

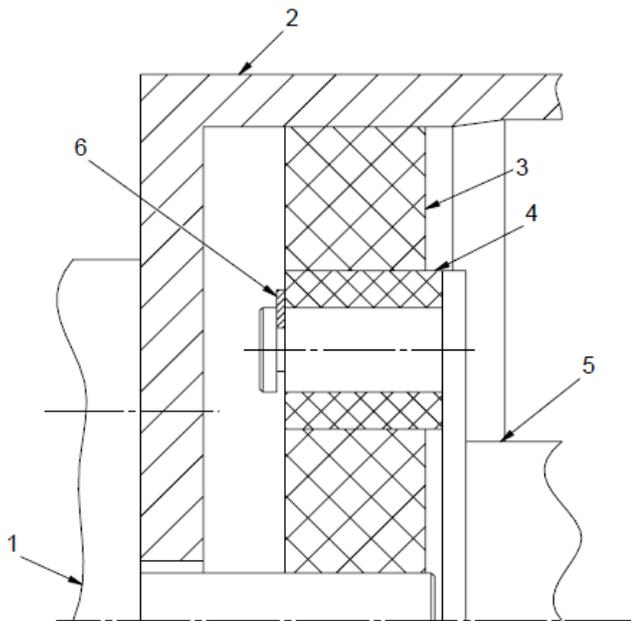


Abb. 4-9 Konzept 5 mit Übermaß des elastischen Planeten

Konzept 6: Grundlage dieses Konzepts ist wiederum ein elastischer Reibbelag (2) (Elastomer), welcher durch radiales Aufweiten eine Normalkraft des Planeten erzeugt, siehe Abb. 4-10. Hierbei wird durch das Verdrehen der Sechskantmutter (5) eine Axialkraft erzeugt. Diese drückt über die Tellerfeder (4) und den Keil (7) und (8) ineinander. Dadurch weicht der Gegenkeil (3) radial aus und weitet den elastischen Planeten (2). Wiederum ist eine Tellerfeder vorgesehen um die axiale Kraft bei auftretendem Verschleiß weitgehend konstant zu halten. Dieses Konzept ist vom peripheren Aufbau wie Konzept 4, nur das die Vorspannart eine andere ist. Weiters abgebildet: Planetenträger (1), Wellensicherungsring (6).

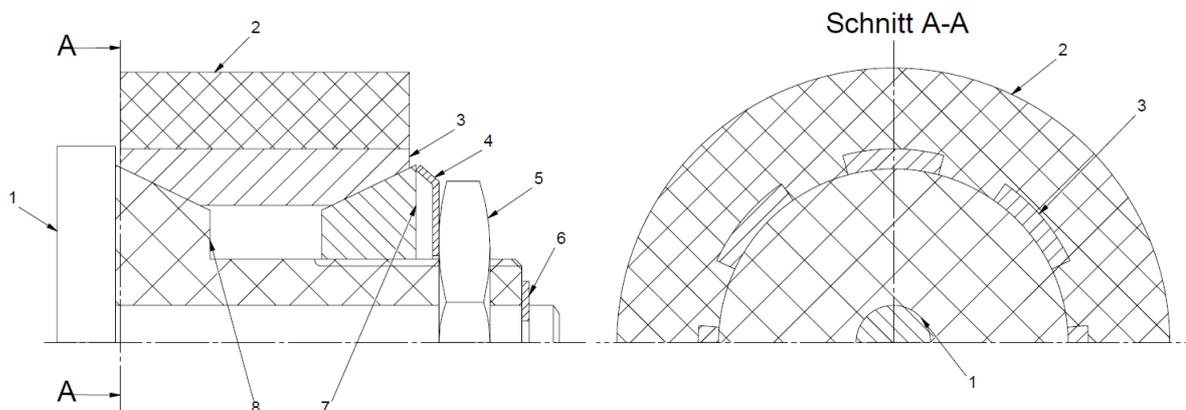


Abb. 4-10 Konzept 6 mit radialer Aufweitung des elastischen Planeten

4.3 Bewertung und Konzeptauswahl

Um einen Gesamtüberblick der unterschiedlichen Konzepteigenschaften zu erhalten und Vergleiche anstellen zu können, werden die wichtigsten Kriterien in einer Nutzwertanalyse beurteilt und somit eine Auswahlunterstützung geschaffen, siehe Abb. 4-11.

Die Kriterien werden gewichtet um entscheidungsrelevantere Eigenschaften von weniger bedeutsamen zu differenzieren. Wichtige Kriterien sind bei einem Produkt in großer Stückzahl die Kosten. Der benötigte Platzbedarf ist beschränkt und dadurch als wichtig einzustufen. Der konstruktive Aufwand hängt mit der Komplexität und den damit verbundenen Kosten zusammen und liegt deshalb im Mittelfeld. Weniger wichtig sind betriebsbedingte Kriterien wie Schlupf und Selbstverstärkung eingestuft, da diese zwar für Funktion und das Verhalten des Getriebes wichtig sind, aber aus wirtschaftlicher Sicht eher eine untergeordnete Rolle spielen.

| Gewichtung | Konzept | | | | | | |
|------------------|---------------------------|-------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| | Kriterien | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 25 % | Platzbedarf | 8 | 6 | 8 | 9 | 10 | 9 |
| 15 % | Konstruktiver Aufwand | 3 | 2 | 7 | 8 | 10 | 6 |
| 5 % | Verschleißausgleich | 10 | 10 | 10 | 8 | 1 | 8 |
| 10 % | Bohrschlupf | 1 | 1 | 1 | 10 | 10 | 10 |
| 5 % | Lastabhängige Vorspannung | 10 | 10 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 10 % | Selbstverstärkung | 10 | 10 | 10 | 1 | 1 | 1 |
| 30 % | Kosten | 2 | 3 | 6 | 9 | 10 | 8 |
| Bewertung | | 5,15 | 4,8 | 6,5 | 7,7 | 8,2 | 7,1 |

Bewertung: 10 sehr gut
1 sehr schlecht

Abb. 4-11 Nutzwertanalyse für die Bewertung der Konzepte

Das Ergebnis der Nutzwertanalyse spricht für den einfachsten Aufbau, welcher mit Konzept 5 realisiert wird. Die Bewertung des Konzept 4 fällt ebenfalls gut aus. Jedoch ist die vorgesehene axiale Quetschung eine weitere ungewisse Komponente, die im Vergleich zu Konzept 5 hinzukommt. Die Komplexität und die Vielzahl an freien Parametern, schließt eine derzeitige Verfolgung der Konzepte 1 – 4 und 6 daher aus. Da bei dem Konzept 5 weiterhin noch genügend Parameter zu wählen sind und ein

Versuchsaufbau am einfachsten und durchführbarsten erscheint, wird dieses Konzept weiter verfolgt.

4.4 Eigenschaften der Elastomere

Das im vorhergehenden Kapitel gewählte Konzept setzt einen Elastomer als Reibwerkstoff ein. Ein Überblick von relevanten Eigenschaften der unterschiedlichen Elastomere wird gezeigt um schließlich eine Auswahl zu treffen. Weiters befasst sich dieses Kapitel mit betriebsrelevanten Merkmalen wie dem temperaturabhängigen Reibkoeffizient und E-Modul.

Elastomere sind formfeste Kunststoffe, weisen bei Belastung jedoch nichtlineares elastisches Verhalten auf und kehren nach Lastabnahme, bis auf den Druckverformungsrest, wieder in ihre ursprüngliche Form zurück. [15]

Ursache der Elastizität ist überwiegend die Fähigkeit der geknäulten Polymerketten, auf beispielsweise eine Zugbelastung mit einer Streckung bzw. Entflechtung der Ketten zu reagieren. Nach Abfall der Zugbelastung relaxieren die Ketten wieder in ihren statistisch bevorzugten knäuelartigen Zustand zurück. Um ein aneinander vorbei gleiten der Ketten unter Zugbelastung zu vermeiden, werden die Ketten durch z.B. Schwefelbrücken untereinander verbunden. [15]

In Abb. 4-12 sind verschiedenste Eigenschaften von handelsüblichen Elastomeren gegenübergestellt. Je nach Mischungsaufbau und Additivzusätze können die Eigenschaften der einzelnen Kunststoffe noch variieren. Die grün hinterlegten Zeilen, wie Abriebwiderstand, Zerreißfestigkeit, Druckverformungsrest und maximaler thermischer Anwendungsbereich sind für die vorliegende Anwendung entscheidungsrelevant. Aufgrund der ausgezeichneten mechanischen Eigenschaften wird der Werkstoff Polyurethan als Reibwerkstoff für das Planetenrad gewählt. Die Temperaturbeständigkeit von 100°C ist ebenfalls nur relativ zu betrachten, da es Polyurethanmischungen mit bis zu 130°C Einsatztemperatur gibt [32]. Der Druckverformungsrest ist ebenfalls eine wichtige Eigenschaft, damit bei längerem Stillstand des Getriebes, eine Abplattung der Planeten vermieden wird.

| Eigenschaften | Acrylnitril-Butadien-Kautschuk | Hydrierter-Acrylnitril-Butadien-Kautschuk | Chloropren-Kautschuk | Acrylat-Kautschuk | Silikon-Kautschuk | Fluorsilikon-Kautschuk | Fluor-Kautschuk | Perfluor-Kautschuk | Polyurethan (PUR) | Naturkautschuk | Styrol-Butadien-Kautschuk | Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk | Butyl-Kautschuk | Chlorsulfoniertes Polyethylen | Polytetrafluorethylen | |
|--|--------------------------------|---|----------------------|-------------------|-------------------|------------------------|-----------------|--------------------|-------------------|----------------|---------------------------|---------------------------------|-----------------|-------------------------------|-----------------------|--|
| | NBR | HNBR | CR | ACM | MVQ | MFQ | FPM | FFPM | AU/EU | NR | SBR | EPDM | IIR | CSM | PRFE | |
| A = Sehr gut | | | | | | | | | | | | | | | | |
| B = Gut | | | | | | | | | | | | | | | | |
| C = Befriedigend | | | | | | | | | | | | | | | | |
| D = ungenügend, für den Einsatzfall nicht zu empfehlen | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Abriebswiderstand | B | A | B | B | C | C | B | B | A | A | A | B | C | A | A | |
| Rückprallelastizität bei 20°C | C | B | B | B | B | B | D | D | A | A | B | B | D | D | D | |
| Zerreifestigkeit | C | B | C | D | D | D | C | C | A | A | C | C | B | C | A | |
| Einreisfestigkeit | B | A | A | B | D | D | B | B | B | A | B | B | B | B | A | |
| Druckverformungsrest | B | A | B | B | A | A | A | A | A | A | B | B | C | C | D | |
| lbeständigkeit | A | A | B | A | C | A | A | A | A | D | D | D | D | B | A | |
| Thermischer Anwendungsbereich -°C | 30 | 30 | 45 | 25 | 60 | 80 | 20 | 20 | 30 | 60 | 50 | 50 | 40 | 20 | 200 | |
| Thermischer Anwendungsbereich +°C | 100 | 150 | 100 | 150 | 200 | 170 | 200 | 300 | 100 | 80 | 100 | 150 | 150 | 120 | 260 | |
| Ozonbeständigkeit | C | B | A | A | A | A | A | A | A | C | C | A | A | A | A | |
| Witterungsbeständigkeit | B | B | A | A | A | A | A | A | A | B | B | A | A | A | A | |

Abb. 4-12 Übersicht relevanter Eigenschaften von Elastomeren [16]

Polyurethane können je nach Herstellungsart hart und spröde, aber auch weich und elastisch sein. In aufgeschäumter Form ist Polyurethan als dauerelastischer Weichschaum für z.B. Sportschuhsolen oder als harter Montageschaum bekannt.

Polyurethan-Elastomere lassen sich unter Vakuum und Atmosphäre, auch in kleinen Mengen, vergießen und sind daher zur Prototypenherstellung gut geeignet. Spezielle Gießpolyurethane weisen höchste Abriebs- und Schnittfestigkeiten auf und werden z.B. in der Stahlverarbeitungsbranche und für dynamisch höchst beanspruchte Anwendungen hinsichtlich Last und Geschwindigkeit (Schwerlastrollen) eingesetzt [25].

Im Hinblick auf die Anwendung als Reibradwerkstoff ist in Abb. 4-13 und Abb. 4-14 die Gleitreibzahl über die Temperatur, der verwendeten Polyurethan-Serie Asmaprene® [25], zu sehen. Die Gesetze der Festkörperreibung treffen auf den Elastomer nicht mehr zu, daher ist der Reibungskoeffizient μ von mehreren Einflussgrößen abhängig:

- Oberflächenbeschaffenheit (Oberflächenrauigkeit: z.B. gedreht oder geschliffen)
- Härte des Polyurethanwerkstoffs und die Größe der entstehenden Berührfläche durch Verformung unter Belastung
- Umgebungseinflüsse wie Feuchtigkeit, Schmierstoffe, Schmutz, etc.
- Einsatztemperatur
- Werkstoff des Reibpartners

Generell kann aus der Abb. 4-13 und Abb. 4-14 die Verringerung der Reibzahl mit zunehmender Härte des Polyurethanwerkstoffs abgeleitet werden.

Die Messergebnisse wurden unter folgenden Prüfbedingungen bestimmt: [17]

- Prüfscheibe aus Stahl mit 40mm Durchmesser
- Normalkraft $F_N = 5\text{N}$
- Reibungsgeschwindigkeit $v_t = 16,7\text{ m/s}$
- Reibflächen geschliffen

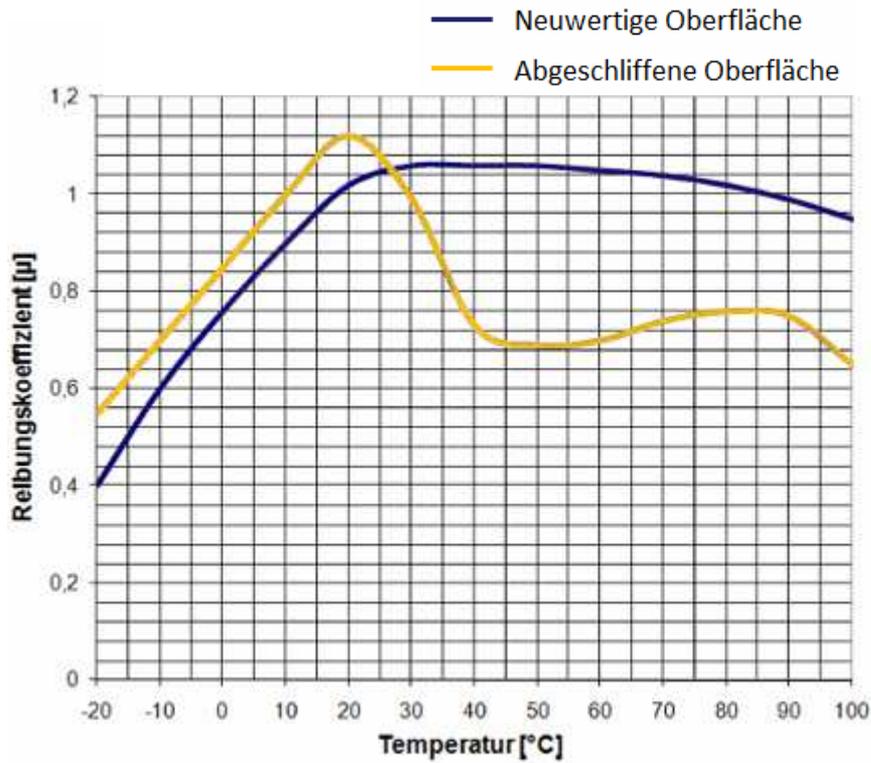


Abb. 4-13 Reibkoeffizient von Polyurethan 70 Shore A in Abhängigkeit der Temperatur [17]

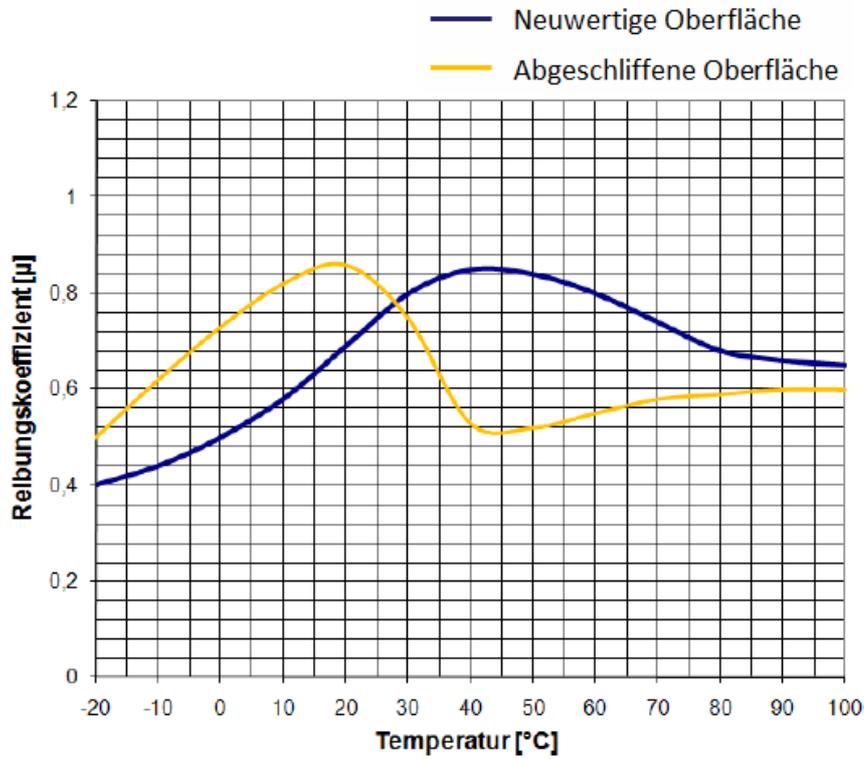


Abb. 4-14 Reibkoeffizient von Polyurethan 80 Shore A in Abhängigkeit der Temperatur [17]

Ein optimaler Einsatzbereich zum Erreichen des maximalen Reibkoeffizienten liegt zwischen 10°C und 50°C bei neuwertigen Oberflächen. Darunter und darüber muss man mit einer Reduktion der Reibzahl rechnen. Der Unterschied zwischen dem Reibkoeffizient der verschiedenen Elastomertypen ist eher gering, vielmehr wird dieser von eventuellen reibungssenkenden Additiven und der Shore-Härte beeinflusst. Weiters auffällig ist der Unterschied zwischen neuwertiger und abgeschliffener Oberfläche, welche den Reibkoeffizienten, im oberen Temperaturbereich verringert.

Anzumerken ist, dass diese reinen Gleitreibkoeffizienten eher als unterstes Maß anzusehen sind, da bei einer Reibradpaarung immer eine Kombination aus Gleit- und Haftzone in der Berührebene (Verhältnis abhängig vom vorherrschenden Schlupf) vorhanden ist.

Eine weitere typische Eigenschaft von Elastomeren ist die nicht lineare Elastizität, welche wiederum stark temperaturabhängig ist, siehe Abb. 4-15.

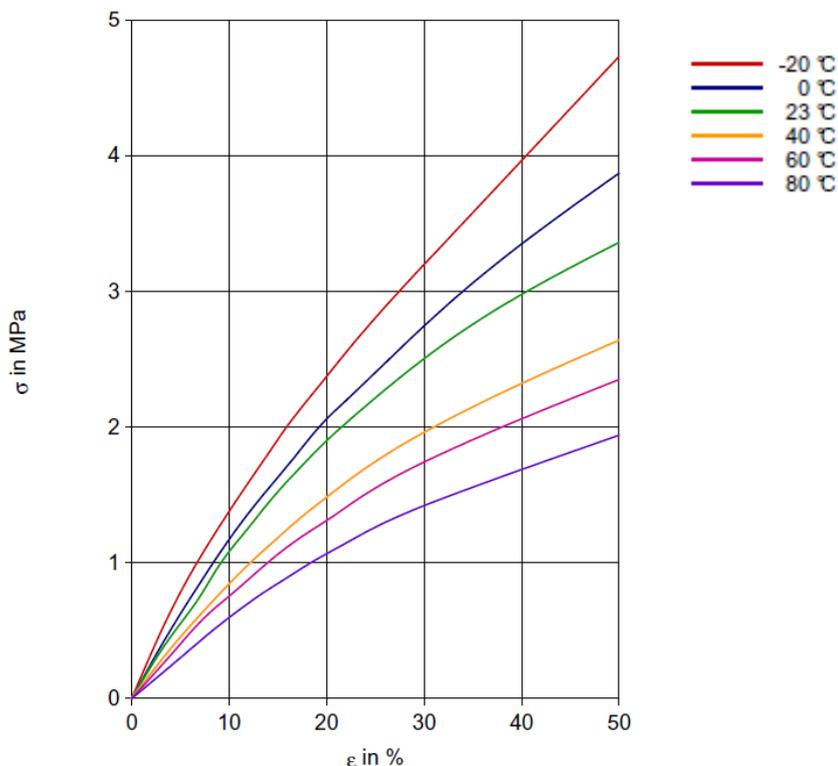


Abb. 4-15 Spannungs-Dehnungs-Diagramm von Polyurethan 80 Shore A [18]

Daher ist mit steigender Temperatur einerseits eine Abnahme des E-Moduls, sprich von der Planetenvorspannkraft und andererseits eine Verringerung der Reibzahl zu erwarten. Im Bezug auf das gewählte Konzept können beide Resultate zu einer Vergrößerung des Schlupfes bzw. zu einem Durchrutschen der Reibpaarung führen, was eine Zerstörung dieser zur Folge hat. Es ist bei der Auslegung des Getriebes darauf zu achten, dass diese Reduktion durch zusätzliches Übermaß der Planeten kompensiert wird.

4.5 Vorauslegung

Die Vorauslegung dient zur Ermittlung einer ungefähren Größenordnung der zu erwartenden bzw. geforderten Normalkräfte. In weiterer Folge wird mit diesen Kräften eine Abschätzung des notwendigen Übermaßes der Elastomer-Planeten durchgeführt. Die für die Berechnungen verwendeten Geometrien entsprechen den Vorgaben aus Kap. 4.66.2.

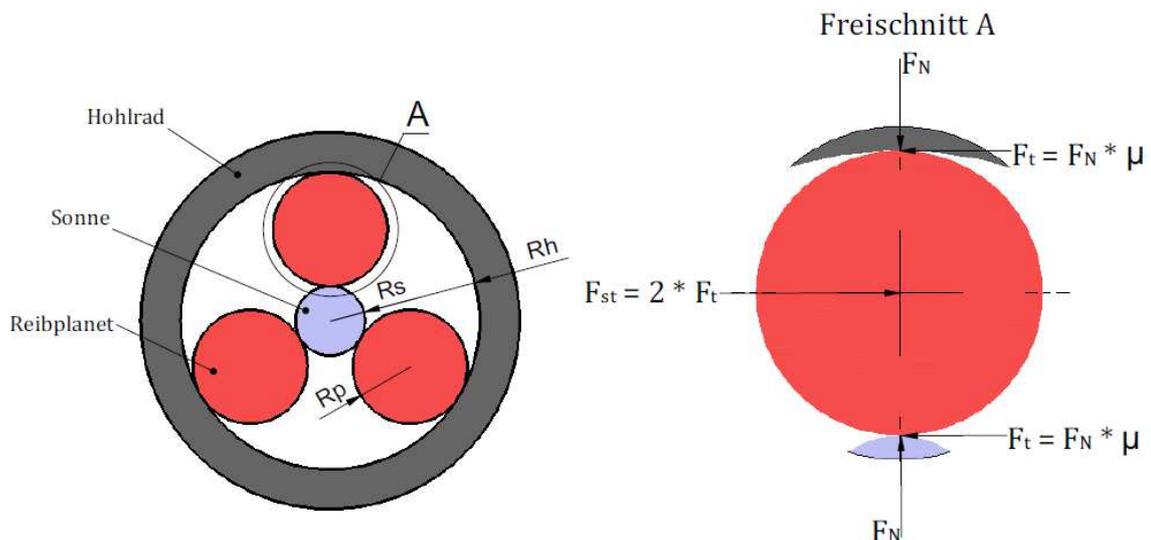


Abb. 4-16 Reibplanetengetriebe im Freischnitt mit auftretenden Planetenkräften

| | | | |
|---------------------|-------------------------|-----------------------|-------------------------|
| $R_h=15\text{mm}$ | Wirkradius Hohlrad | F_{st} | Kraft auf Steg |
| $R_s=2,5\text{mm}$ | Wirkradius Sonne | μ | Reibkoeffizient |
| $R_p=6,25\text{mm}$ | Wirkradius Planet | $M_{an}=0,3\text{Nm}$ | max. Eingangsmoment |
| F_N | Radialkraft/Normalkraft | $a_p=3$ | Anzahl der Planeten |
| F_t | Tangentialkraft Planet | $i_{theo}=7$ | Untersetzungsverhältnis |

Geometrisch bedingt ist das über die Sonne eingeleitete Antriebsmoment definiert als

$$M_{an} = F_t \cdot R_s \cdot ap \quad [Nm] \quad \text{Gl. 4-1}$$

und die Tangentialkraft F_t kann angeschrieben werden als

$$F_t = F_N \cdot \mu. \quad [N] \quad \text{Gl. 4-2}$$

Aus Gl. 4-1 und Gl. 4-2 folgt die notwendige Normalkraft in Abhängigkeit des unbekannten Reibkoeffizienten μ :

$$F_{N(\mu)} = \frac{M_{an}}{R_s \cdot ap \cdot \mu} \stackrel{i_{theo}=7}{=} \frac{0,3}{0,0025 \cdot 3 \cdot \mu} = \frac{40}{\mu} \quad [N] \quad \text{Gl. 4-3}$$

Bei Elastomeren liegt der Reibungskoeffizient bei $\mu \sim 0,6$. Daraus ergibt sich eine Mindestnormalkraft pro Planet von $F_N \sim 67N$, im Vergleich zu einer Stahlpaarung um den Faktor 12 kleiner (vgl. Abb. 2-6, Reibkoeffizienten).

4.5.1 Finite Elemente Berechnung

Um im Vorfeld, noch bevor die ersten Prototypen der Elastomerplaneten gefertigt werden, eine Abschätzung der auftretenden Verformungen bzw. der daraus resultierenden Reaktionskräfte (Normalkraft F_N) des Elastomerplanetens zu erhalten, wird mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) eine statische Berechnung durchgeführt. Diese Berechnung dient auch für die Abschätzung der Einflüsse von Parameterveränderungen wie Geometrie und Temperatur. Um genaue FE-Ergebnisse zu erhalten sind Informationen, wie Spannungs-Dehnungsverhalten und dessen Temperaturabhängigkeit des verwendeten Elastomers notwendig. Durch die Vielzahl an Elastomeren und deren unterschiedlichen Eigenschaften, stehen solche Daten jedoch nur sehr spärlich zur Verfügung. Der Berechnung liegt das in Abb. 4-15 gezeigte Spannungs-Dehnungsdiagramm zu Grunde, welches denselben Elastomerhärtegrad aufweist.

Die FEM auch „Methode der finiten Elemente“ genannt, ist ein numerisches Verfahren zur Lösung von partiellen Differentialgleichungen. Sie ist ein weit verbreitetes modernes Berechnungsverfahren im Ingenieurwesen und ist das Standardwerkzeug bei der Festkörperberechnung. Das Verfahren liefert eine Näherungsfunktion an die exakte Lösung der Differentialgleichung, deren Genauigkeit von den Annahmen der Diskretisierung, den Randbedingungen, dem Elementansatz, der Netzqualität und der Interpretation der Ergebnisse abhängt. [19]

Der Aufbau einer FE-Analyse gliedert sich in 3 Stufen:

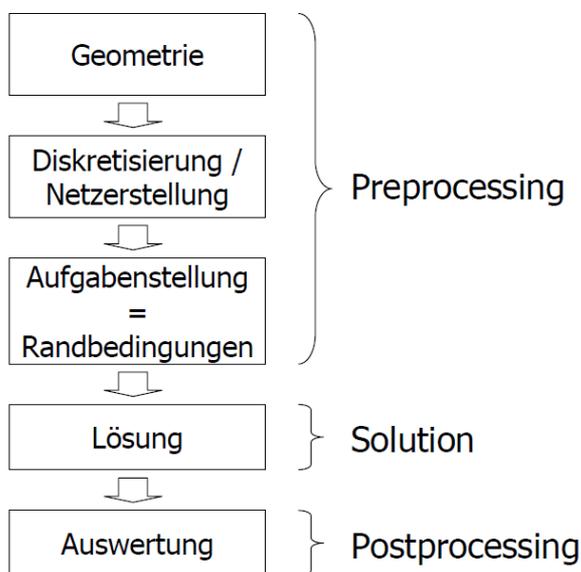


Abb. 4-17 Aufbau einer FE-Analyse [20]

- **Pre-Processing:**
 - Erstellen oder einlesen der Geometriedaten
 - Vereinfachen der realen Struktur
 - Überführen der vereinfachten Struktur in ein FE-Modell („Vernetzten“)
 - Zuweisen der Elementeneigenschaften
 - Anbringen der Randbedingungen
- **Solution:** Lösung der Gleichung

- Post-Processing: Auswertung und Darstellung der Ergebnisse
 - Verschiebungen
 - Spannungen
 - Kräfte
 - etc.

Die Abb. 4-18 zeigt die reale Einbausituation des Planetens. Die realen Geometriedaten sind für die Simulation an den Symmetrieachsen geviertelt worden, um Rechenzeit zu sparen.

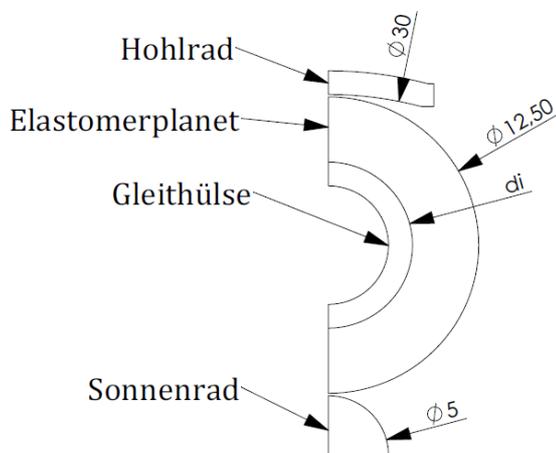


Abb. 4-18 Reale Geometriedaten des Viertelmodells

Die Konstruktion und Berechnung erfolgt mit SolidWorks® 2011 [33]. Die Vernetzungseinstellungen wie Elementgrößen, Elementübergänge, etc. sind in gewissen Maßen für jeden Bauteil und Bauteilbereich variabel einstellbar. In Abb. 4-19 ist die vernetzte, vereinfachte Struktur zu sehen.

Die orange gefärbten Bauteile in Abb. 4-19 werden als starr angenommen und von der Berechnung, bis auf die Kontaktbedingungen, ausgeschlossen. Da diese, im Vergleich zum Elastomer sehr steif sind, ist dies möglich. Somit kann die Rechenzeit nochmals optimiert werden.

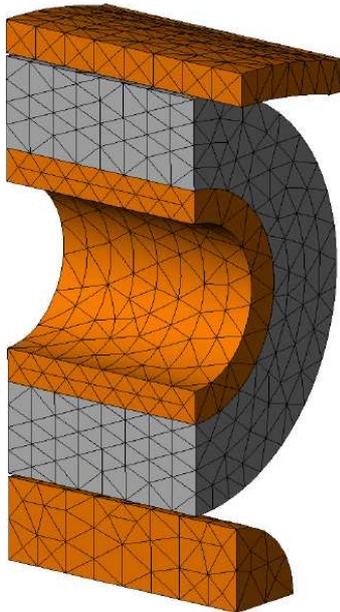


Abb. 4-19 Vernetzte vereinfachte Struktur des Viertelmodells

Die sechs Bewegungsfreiheitsgrade der Gleithülse sind im Raum fixiert, mit ihr verbunden ist der Elastomerreibbelag. Hohlrad und Sonne weisen einen Bewegungsfreiheitsgrad auf und werden um das Übermaß Richtung Zentrum verschoben. Dabei findet zwischen Hohlrad-Elastomer-Sonnenrad keine Penetration statt. Das Ergebnis ist eine Reaktionskraft F_Y auf Hohlrad bzw. Sonnenrad, welche die Normalkraft F_N darstellt, und die auftretenden Spannungen im Elastomer.

In Abb. 4-20 ist die Reaktionskraft (ein Viertel der tatsächlichen Kraft) und in Abb. 4-21 die auftretenden Spannungen von Mises zu sehen. Bei dieser abgebildeten Berechnung wird ein Elastomer mit der Breite $B=14\text{mm}$, Elastomerinnendurchmesser $d_i=7\text{mm}$ und einer Temperatur von 60 °C um $0,2\text{mm}$, auf den Durchmesser bezogen, gestaucht. Die dabei auftretende Reaktionskraft ist ca. 31N . Aufgrund der lokalen Verformung im Bereich der Kontaktzonen, siehe Abb. 4-21, sind die Spannungen hier am ausgeprägtesten. Das Maximum liegt dabei am Kontaktbereich zwischen Sonne und Elastomer, da hier die sich bildende Kontaktfläche am geringsten ist.

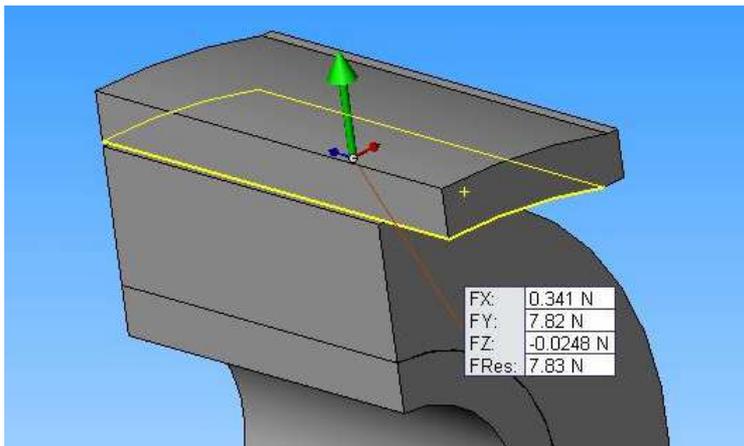


Abb. 4-20 Resultierende Normalkraft des Viertelmodells

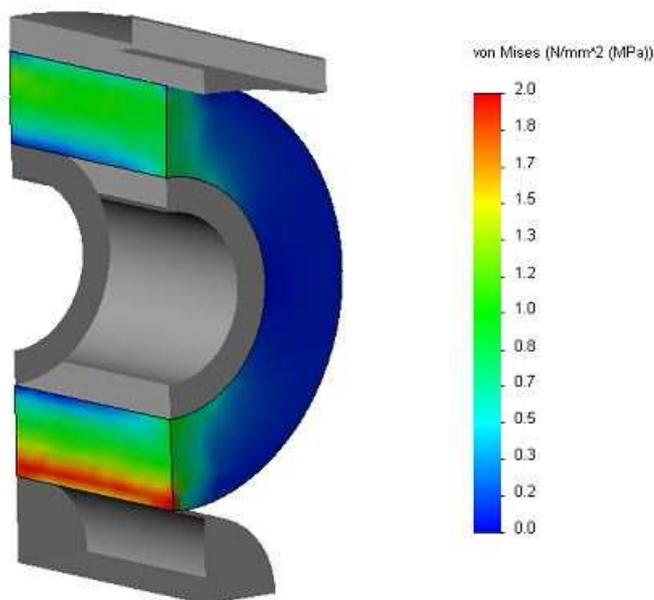


Abb. 4-21 Spannungen im Elastomerplaneten des Viertelmodells

Die mit Hilfe des vorgestellten Berechnungsmodells gewonnenen Ergebnisse sind in Abb. 4-22 dargestellt. Hierbei wird die entstehende Normalkraft von einem Elastomer mit 80 Shore A bei einer Temperatur von 60 °C in Abhängigkeit von den veränderlichen Parametern (Planetenbreite, Planetenübermaß und Planeteninnendurchmesser) berechnet. Die resultierenden Ergebnisse sind wie bereits erwähnt als richtungweisend zu interpretieren und geben eine Abschätzung für die Tendenz der Normalkraft für geometrische Parameterveränderungen.

| Planetenbreite | Planetendurchmesser d_i | 7mm | 8mm | 10mm | 11mm |
|----------------|---------------------------|--------|-------|-------|--------|
| | Übermaß Planet | | | | |
| B = 10mm | 0,1mm | - | - | - | 48,8N |
| | 0,15mm | 16,6N | 19,8N | 40,4N | 86,8N |
| | 0,2mm | 30,1N | 38,6N | 61,2N | 136N |
| | 0,5mm | 85,2N | 100N | - | - |
| B = 14mm | 0,1mm | - | 17N | 33N | 67,6N |
| | 0,15mm | 24,6N | 29,3N | 59,6N | 137,2N |
| | 0,2mm | 31,3N | 42,4N | 92N | - |
| | 0,5mm | 126,8N | - | - | - |

Abb. 4-22 Ergebnisse von Reaktionskräften in Abhängigkeit von variablen Parametern

Weiters wurde mit der FE-Berechnung festgestellt, dass die theoretisch notwendige Normalkraft, mit geeigneter Geometriewahl, aufgebracht werden kann, vgl. Gl. 4-3 mit $\mu \sim 0,6$ für Elastomere. Die geforderte Mindestnormalkraft F_{Nmin} liegt bei ca. 67N.

Da die Elastomereigenschaften, je nachdem für welchen Einsatzbereich der Elastomer konzipiert ist, starken Schwankungen unterliegen, wird im folgenden Kapitel eine Validierung der Berechnungsergebnisse vorgenommen.

4.5.2 Validierung der FE-Berechnung

Um die Berechnungsergebnisse des vorhergehenden Kapitels den real auftretenden Normalkräften gegenüber zu stellen und die Planetenvorspannung nicht nur nach den gefertigten Übermaßen zu beurteilen, wird ein statischer Prüfstand entwickelt. Damit werden die tatsächlich auftretenden Vorspannungskräfte empirisch ermittelt. In Abb. 4-23 ist der Prüfstand mit dem Reibplaneten zu sehen, der mittels den beiden oberen Spannschrauben vorgespannt wird. Die dadurch eingestellten Platzverhältnisse entsprechen genau jenen, welche zwischen Sonne und Hohlrad vorhanden sind. Die auftretenden Normalkräfte werden mit einem Kraftaufnehmer aufgezeichnet. Die Planeten weisen, wie auch in der FE-Berechnung, eine Temperatur von 60°C auf.

Die Ergebnisse sind der jeweiligen Messauswertung in Kapitel 6 beigelegt. Ferti-gungsbedingt sind unterschiedliche Vorspannkkräfte der geometrisch gleichen Plane-ten vorhanden, die auf Bearbeitungsungenauigkeiten der Elastomeroberfläche zu-rückzuführen sind.

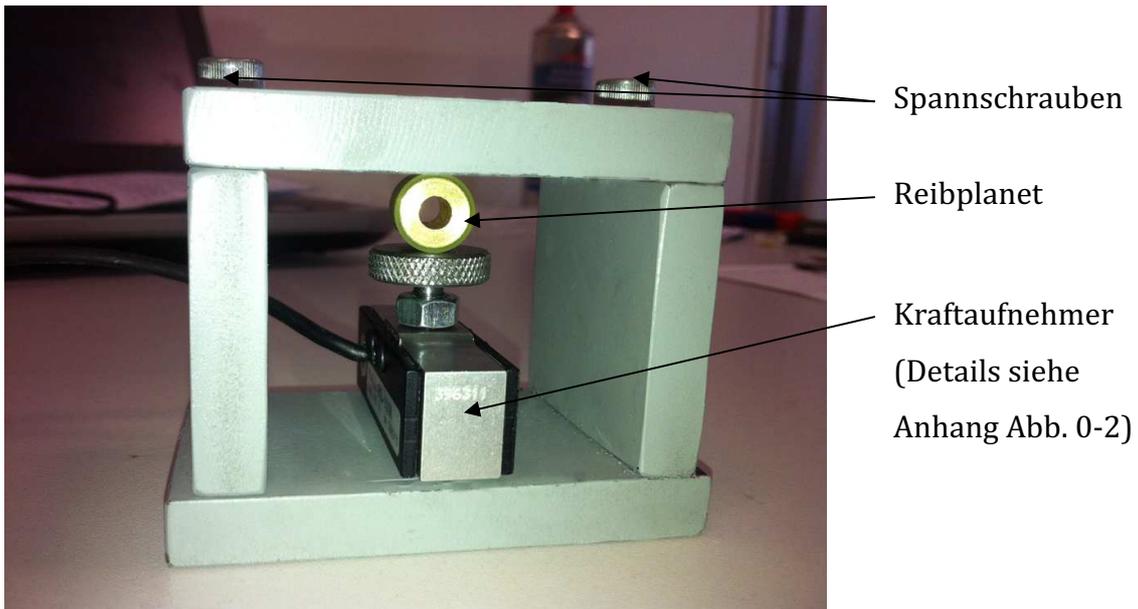


Abb. 4-23 Prüfeinrichtung für die Normalkraftbestimmung

Bei der Normalkraftmessung ist auffällig, dass trotz Erwärmung wider Erwarten die Normalkraft zunimmt. Laut Abb. 4-15 nimmt die Steifigkeit eines Elastomers mit steigender Temperatur ab. Die Normalkraft nimmt durchschnittlich, bei Erwärmung von Raumtemperatur auf 60°C, um circa 20% zu. Dies lässt sich auf die Wärmeausdehnung der verwendeten Messinggleitbuchse und dem Elastomer zurückführen, die den Effekt der Elastomersteifigkeitsabnahme kompensieren.

In Abb. 4-24 ist jeweils der Durchschnittswert der gemessenen Normalkräfte der geometrisch gleichen Planeten bei 60°C (rot), den im vorhergehenden Kapitel resultierenden Berechnungsergebnissen (schwarz), gegenübergestellt.

| Planetenbreite | Planetdurchmesser d_i | | | | |
|----------------|-------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| | Übermaß Planet | 7mm | 8mm | 10mm | 11mm |
| B = 10mm | 0,1mm | - | - | - | 48,8N |
| | 0,15mm | 16,6N | 19,8N/30,1N | 40,4N | 86,8N |
| | 0,2mm | 30,1N/30,8N | 38,6N/41,7N | 61,2N | 136N |
| | 0,5mm | 85,2N | 100N | - | - |
| B = 14mm | 0,1mm | - | 17N | 33N/35,3N | 67,6N/46,8N |
| | 0,15mm | 24,6N | 29,3N | 59,6N/45,2N | 137,2N |
| | 0,2mm | 31,3N | 42,4N/47,4N | 92N | - |
| | 0,5mm | 126,8N | - | - | - |

Abb. 4-24 Gegenüberstellung der realen zur berechneten Normalkraft

Der Vergleich zeigt nur eine partielle Übereinstimmung der realen zu den berechneten Vorspannkräften. Um diesen Abweichungen der FE-Berechnung nachzugehen, müsste das Berechnungsmodell evaluiert werden. Das Vorhandensein des statischen Prüfstandes rechtfertigt den Aufwand jedoch nicht. Somit werden die Ergebnisse der FE-Berechnung nur für die erste Reihe der Prototypenherstellung der Reibräder verwendet und erlauben dadurch eine gezielte Einschränkung des Fertigungsaufwands. In weiterer Folge wird für die Normalkraftbestimmung ausschließlich der statische Prüfstand verwendet.

4.6 Detaillierung des Konzepts

Das in Kapitel 4.3 gewählte Konzept mit der einfachen Vorspannung der Planeten durch Übermaß, wird variabel umgesetzt, um schnell verschiedenste Planetenvarianten zu prüfen. Im Rahmen der Detaillierung wird bereits vorausschauend ein Prüfstands Aufbau berücksichtigt.

Das Konzept bedarf aufgrund des einfachen Aufbaus keiner komplizierten konstruktiven Lösung. In Abb. 4-25 ist ein Schnitt durch das Reibplanetengetriebe abgebildet. Der Reibbelag (4), welcher mit der Gleitbuchse (3) verklebt bzw. vergossen ist, wird axial über die Schraube (2) gesichert. Durch entfernen des Sicherungsringes (6) ist es möglich den Planetenträger (7), mit den bestückten Planeten, rasch zwischen Hohlrad (5) und Sonne (1) zu montieren und zu demontieren. Das Hohlrad weist in dem Bereich zwischen Lauffläche und Wälzlager (8) eine breite Fase auf, um den Elastomerbelag bei Einbau nicht zu beschädigen. Der Antrieb erfolgt über die Sonne, der Abtrieb über den Planetenträger (7), welcher auf dem Wälzlager (8) gelagert ist.

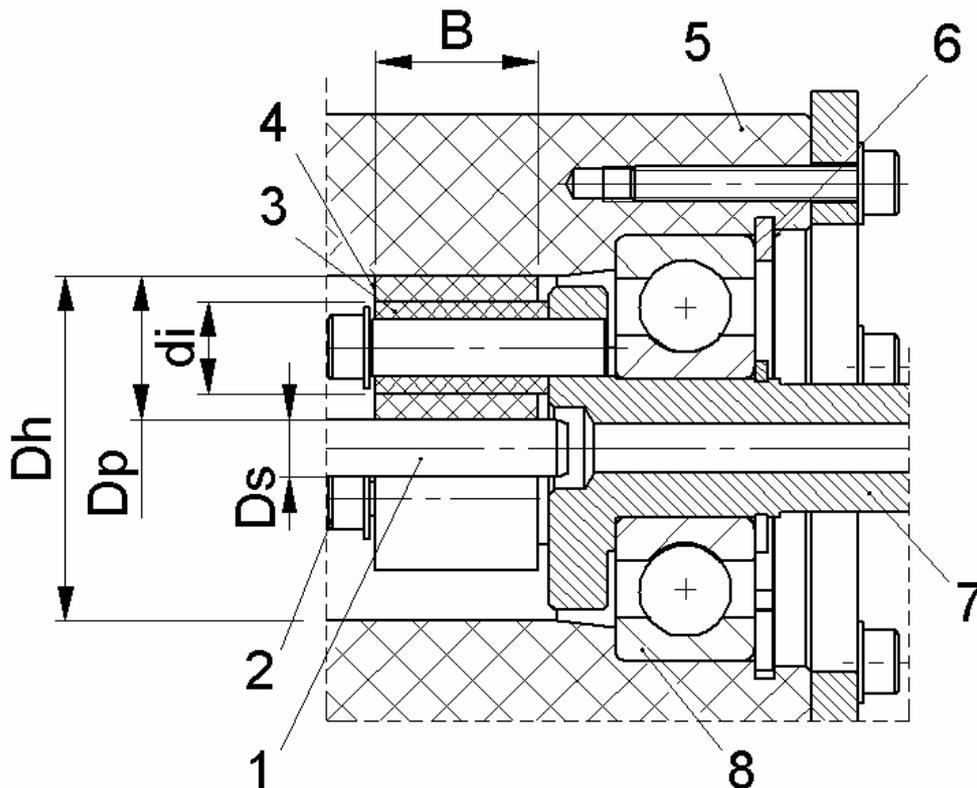


Abb. 4-25 Schnitt durch das detaillierte Reibplanetengetriebe

Der Aufbau berücksichtigt die Werkstoffwahl des in Serie produzierten verzahnten Getriebes. Das Hohlrad ist aus POM und die Sonne aus Stahl gefertigt. Nur bei dem Planetenträger wird, für die Versuche am Prüfstand (siehe Kapitel 5), vom ursprünglichen Kunststoffträger auf einen Stahlträger gewechselt, um Schäden im Versuchsbetrieb ausschließen zu können. Bei einer Verreibung der Gleitbuchse könnte beispielsweise die Welle des Planetens vom Planetenträger brechen.

Das Untersetzungsverhältnis i_{theo} wurde aus geometrischer Sicht auf ein Maximum ausgelegt. Ausgehend von der Standübersetzung i_0 [27], bei der hier das Hohlrad stillsteht und der Antrieb des Planetengetriebes über die Sonne und der Abtrieb über den Steg erfolgt, ergibt sich über folgenden Zusammenhang (vgl. Abb. 4-16):

| | | | |
|---------------------|-------------------------|-----------------------|-------------------------|
| $R_h=15\text{mm}$ | Wirkradius Hohlrad | F_{st} | Kraft auf Steg |
| $R_s=2,5\text{mm}$ | Wirkradius Sonne | μ | Reibkoeffizient |
| $R_p=6,25\text{mm}$ | Wirkradius Planet | $M_{an}=0,3\text{Nm}$ | max. Eingangsmoment |
| F_N | Radialkraft/Normalkraft | $ap=3$ | Anzahl der Planeten |
| F_t | Tangentialkraft Planet | $i_{theo}=7$ | Untersetzungsverhältnis |

$$i_0 = \frac{n_s}{n_h} = -\frac{D_h}{D_s}. \quad [-] \quad \text{Gl. 4-4}$$

Mit der Willis-Gleichung [27]

$$n_s + n_{st} \cdot (i_0 - 1) - n_h \cdot i_0 = 0 \quad \text{Gl. 4-5}$$

welche die kinematischen Zusammenhänge in Planetengetriebe beschreibt und den Randbedingungen:

$$\begin{aligned} n_h &= 0 \\ i_{theo} &= \frac{n_s}{n_{st}} \end{aligned} \quad \text{Gl. 4-6}$$

ergibt sich das theoretische Untersetzungsverhältnis zu

$$i_{theo} = \frac{D_h}{D_s} + 1. \quad [-] \quad \text{Gl. 4-7}$$

Dieses Untersetzungsverhältnis gilt nur theoretisch, es ist ausschließlich für den schlupflosen Zustand gültig. Je nach vorherrschendem Schlupf verändert sich das tatsächliche Untersetzungsverhältnis und kann mit dem Schlupf s_G aus Gl. 5-1 wie folgt definiert werden:

$$i = \frac{i_{theo}}{1 - \frac{s_G}{100}}. \quad [-] \quad \text{Gl. 4-8}$$

Das entwickelte Getriebekonzept wird messtechnischen Untersuchungen unterzogen, um Aussagen über die grundsätzliche Funktion des Getriebes treffen zu können und wichtige Erkenntnisse von Parameterveränderungen und deren Auswirkung zu gewinnen. Dazu dient der eigens entwickelte Prüfstand für Reibplanetengetriebe, der im folgenden Kapitel beschrieben wird.

5 Prüfstand für Reibplanetengetriebe

Der Getriebeprüfstand dient für die messtechnische Untersuchung, um das Getriebe den geforderten Randbedingungen (siehe Pflichtenheft Anhang Abb. 1-6) anzupassen. Im Laufe der Entwicklung werden, mit Hilfe des Prüfstands, unter anderem Parametervariationen von Reibplaneten getestet und deren Effekte auf wichtige Getriebeparameter wie die Temperaturentwicklung der Planeten, das Schlupfverhalten, die übertragbare Leistung und der Wirkungsgrad analysiert. Im eingeschränkten Maß kann auch eine Aussage über das Verschleißverhalten gemacht werden, indem mehrere vorgeschriebene Testzyklen per Hand abgefahren werden. Langzeittests sind aufgrund des hohen Testumfangs von mehreren Tausend Testzyklen nicht möglich. Hierzu sind eine Steuerung und eine Überwachungseinrichtung für den Fall des Getriebeausfalls nötig, welche derzeit nicht vorgesehen sind.

Der für dieses Projekt entwickelte Getriebeprüfstand ist in Abb. 5-1 zu sehen [21].

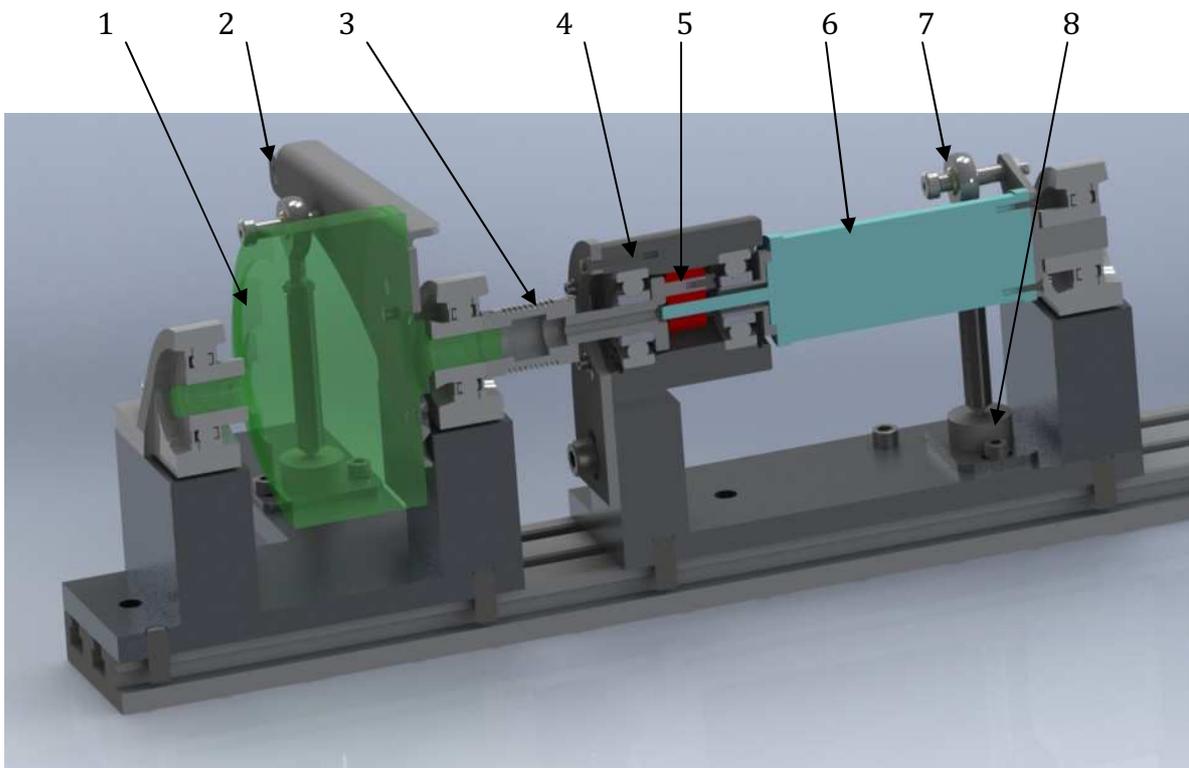


Abb. 5-1 Schnitt durch den gesamten Getriebeprüfstand [21]

Die wesentlichen Baugruppen des Getriebeprüfstands sind die Antriebseinheit (6), das zu prüfende Getriebe (4) und eine Belastungseinheit (1). Der grundsätzliche Unterschied zu einem Getriebeprüfstand für verzahnte Getriebe liegt in dem Vorhandensein von Schlupf, der mittels Messung von Getriebeeingangs- und Getriebeausgangsdrehzahl ermittelt wird. Antriebsseitig wird das Getriebe durch einen Gleichstrommotor (6) mit einer Drehzahl und einem Drehmoment beaufschlagt. Die Rotorwelle stellt gleichzeitig die Getriebesonne dar. Getriebeausgangsseitig ist über eine Metallbalgkupplung (3) die Leistungsbremse (1) montiert, welche die Getriebebelastung realitätsnah aufbringt. Die Getriebebelastung ist in diesem Fall ein Bremsmoment, welches die Masse des höhenverstellbaren Arbeitsplatzes samt einer definierten Last darstellt.

Der Messaufbau beinhaltet unter anderem die Messung des Motormoments M_{an} . Dies wird über das auftretende Reaktionsmoment realisiert. Ein Hebelarm (7) stützt sich, über einen definierten Abstand, auf einen DMS⁴-Kraftaufnehmer ((8), siehe Anhang Abb. 0-3) ab. Der Gleichstrommotor ist dabei pendelnd gelagert und das am Stator wirkende Drehmoment wird gemessen. Dieses Prinzip wird gleichermaßen auf der Getriebeabtriebsseite angewandt. Die pendelnd gelagerte Bremse (1) stützt ihr Bremsmoment M_{ab} ebenfalls über den Stator auf einen Kraftaufnehmer ab (2). Die Aufnahme der Antriebsdrehzahl n_{an} erfolgt, über eine Bohrung am Stators, direkt am Rotor des Gleichstrommotors, unter Verwendung eines Reflexionslichttasters. Die Abtriebsdrehzahl n_{ab} wird auf der frei liegenden Metallbalgkupplung ebenso mit einem Reflexionslichttaster abgenommen. Die Einsatzgrenzen der Messung liegen bei einem Motormoment von 0,36Nm und bremsenseitig bei 2,5Nm, beides begrenzt durch den Messbereich der Kraftaufnehmer. Die Drehzahlaufnehmer sind im Stande 7500min^{-1} motorseitig und 5000min^{-1} bremsenseitig aufzunehmen (siehe auch [21]). Der auftretende Schlupf s_G , für die theoretische Untersetzung i_{theo} , im Reibplanetengetriebe ist folgend definiert: [4]

4 Dehnungsmessstreifen

$$s_G = \frac{n_{an} - n_{ab} \cdot i_{theo}}{n_{an}} \cdot 100 \quad [\%] \quad \text{Gl. 5-1}$$

Für die Bestimmung des Wirkungsgrades ist die Eingangsleistung P_{an} und Ausgangsleistung P_{ab} notwendig, welche sich aus folgenden Zusammenhängen ergeben:

$$P_{an} = M_{an} \cdot \frac{n_{an} \cdot \pi}{30} = M_{an} \cdot \omega_{an} \quad [W] \quad \text{und} \quad \text{Gl. 5-2}$$

$$P_{ab} = M_{ab} \cdot \frac{n_{ab} \cdot \pi}{30} = M_{ab} \cdot \omega_{ab} \quad [W] \quad \text{Gl. 5-3}$$

Aus dem Quotient der Nutzleistung P_{ab} , welche auch die Verluste der Bremsenlagerung beinhaltet, und der Eingangsleistung P_{an} wird der Gesamtwirkungsgrad η_{ges} gebildet:

$$\eta_{ges} = \frac{P_{ab}}{P_{an}} \cdot 100 \quad [\%] \quad \text{Gl. 5-4}$$

Durch eine geeignete Verlusttrennung, durch Messung der Lagerverluste, können diese zusätzlichen wirkungsgradverfälschenden Verluste kompensiert werden und es ergibt sich der reine Getriebewirkungsgrad η_G . Da diese zusätzlichen Verluste jedoch gering ausfallen, werden sie für die folgenden Versuchsreihen des Reibplanetengetriebes vernachlässigt.

Für die Temperaturmessung wird aufgrund der kleinen Messstelle von gerade einmal $0,03 \text{ mm}^2$, der kurzen Ansprechzeit von $0,1\text{s}$ und der einfachen Auswertung ein Thermoelement verwendet, mit dem ein Temperaturbereich von -50°C bis 250°C erfasst werden kann. Über eine kleine Bohrung (Durchmesser 1mm) in das Hohlrund wird direkt auf der Lauffläche die Temperatur der Elastomeroberfläche der Planeten gemessen.

Für die Aufzeichnung der Messdaten wird ein Messsystem der Firma Dewetron® [34] (DEWE 43) verwendet. Die Echtzeit-Aufzeichnung wird über eine Benutzeroberfläche mit der Software Dewesoft® [35] verfolgt, siehe Anhang Abb. 0-6. Dabei sind alle

Messdaten wie Schlupf, Planetentemperatur, Leistungen, etc. während des Tests überwachbar.

6 Ergebnisse

Grundlage der Ergebnisse ist der in Kapitel 5 beschriebene Getriebeprüfstand, der die Aufzeichnung von Getriebedaten der verschiedenen Prüfstandsaufbauten ermöglicht. Vor der Durchführung der eigentlichen Tests, werden das Gleithülsenmaterial und die Verbindung zwischen der Gleithülse und dem Elastomerbelag untersucht.

Die Versuche am Getriebeprüfstand sehen, unter ständiger Beobachtung des auftretenden Schlupfs, eine langsame Erhöhung des Bremsmoments vor. Um die Planeten nicht zu beschädigen, wird die Bremse bei Erreichen des maximalen Abtriebsmoments M_{ab} bzw. bei einem Schlupf s_G von $> 30\%$ wieder gelöst. Das Ergebnis ist ein Getriebekennfeld, welches Aufschluss über das Betriebsverhalten der jeweils getesteten Getriebevariation gibt. Weiters wird ein Dauertest bei konstantem Bremsmoment durchgeführt. Dieser Test gibt Aufschluss über das Getriebeverhalten bei länger andauernder Belastung. Auf eine messtechnische Aufnahme des Geräuschverhaltens wird vorerst verzichtet. Alle Tests werden daher auditiv bewertet.

Im Laufe der Prüfstandsversuche werden immer wieder neue Erkenntnisse über das Betriebsverhalten erarbeitet, die Schritt für Schritt zu einer Verbesserung der Getriebeperformance genutzt werden. In den folgenden Auswertungen sind die wichtigsten Effekte der unterschiedlichen Testvariationen beschrieben und dargestellt.

6.1 Untersuchung des Gleithülsenmaterials und der Verbindung Gleithülse - Elastomer

Die Gleithülse stellt eine stark belastete Getriebekomponente dar. Sie nimmt bei Drehzahlen zwischen 1000min^{-1} und 1800min^{-1} die momenterzeugenden Kräfte auf. Weiters wird der Elastomerbelag mit der Gleithülse verbunden. Die Anforderung ist einerseits eine feste Verbindung zwischen Gleithülse und Elastomer sicher zu stellen und andererseits müssen die Belastungen zwischen Gleithülse und Planetenträger bewältigt werden. Um die Wärmeentwicklung, sprich die Verluste und den Verschleiß in dieser Gleitlagerung gering zu halten, ist ein geringer Reibungskoeffizient dieser

Paarung erforderlich. Schmierung ist in dem Reibplanetengetriebe nicht denkbar, da eine Verschmutzung der Lauffläche mit dem Schmierstoff eine drastische Senkung der Reibzahl und ein Durchrutschen der Reibpaarung zur Folge hat.

Die erste getestete Gleithülse ist eine trocken laufende Kunststoffgleitbuchse der Firma Igus[®] Typ JSM [36], die mit dem Elastomer verklebt wird.

Als Klebstoffe werden handelsübliche Cyanacrylat-Klebstoff (Innotec[®] Fast Glue [37]) und Cyanacrylat-Klebstoffe mit Zusätzen um eine gewisse Schlägzhigkeit zu besitzen (3M[®] Scotch-Weld[®] RT 300B [38], Loctite[®] 438 [39], TipTop[®] SC2000 [40]) verwendet.

Die Tests werden ohne Messtechnik am Getriebeprüfstand durchgeführt, um diese nicht zu beschädigen. Die Herstellung einer erfolgreichen Klebeverbindung kann mit der eingesetzten Gleitbuchse der Firma Igus[®] nicht erreicht werden. Die Verbindung löst sich bereits im Leerlauf des Getriebes aufgrund der hohen Verformung des Elastomers und des Vorhandenseins von schwer klebbaren Gleitzusätzen in der Buchse.

Diese Erkenntnisse werden dahingehend umgesetzt, dass eine Gleitbuchsen aus einem Metall-Polymer Werkstoff (siehe Anhang Abb. 0-1) getestet wird. Dabei ist die Lauffläche durch eine PTFE⁵-Beschichtung selbstschmierend und der Außenmantel besteht aus Metall. In Kombination mit dem Klebstoff 3M[®] Scotch-Weld[®] RT 300B [38] wird eine erfolgreiche Verbindung hergestellt. Es werden mehrere Tests unter Last gefahren.

Die Vorbereitung der Klebeflächen für die Herstellung der Klebeverbindung ist jedoch sehr aufwendigen. Daher wird für die Verbindung von Elastomer und Gleitbuchse ein direktes vergießen des Elastomers auf die Gleitbuchse getestet. Diese Art der Herstellung kann außerdem einen seriennahen Fertigungsablauf darstellen und es können somit im Vorfeld weitere Erkenntnisse bezüglich der Fertigung gesammelt werden. Um die Variabilität der Gleitbuchsengeometrie zu gewährleisten und sich derzeit

5 PTFE: Polytetrafluorethylen

nicht auf Herstellerprogramme beschränken zu müssen, werden für dieses direkte Vergießen eigens gefertigten Messinggleitbuchsen verwendet.

Das Ergebnis der Verbindung dieser direkt vergossenen Reibplaneten mit Messinggleitbuchsen ist sehr zufrieden stellend. Die Verbindung hält laut dem herstellenden Betrieb Asma® [25] einer Temperatur von circa 140°C stand, die über der Einsatztemperatur des Elastomers liegt. Die Möglichkeit die Reibplaneten mit selbst zur Verfügung gestellten Messinggleitbuchsen fertigen zu lassen, lässt eine vielseitige Testreihe im Hinblick auf die Variation der Reibplanetengeometrie zu. Daher werden die gesamten Prüfstandtests mit einer vergossenen Elastomeroberfläche durchgeführt.

6.2 Parametervariation

Die Verwendung von eigens gefertigten Messinggleitbuchsen in Kombination mit dem direkten Vergießen und anschließender spanenden Oberflächenbearbeitung des Elastomers, ermöglicht eine breite Variation von Parametern. Diese durchgeführten und teils in Kombination miteinander getesteten Variationen sind folgend aufgelistet:

- a) Vorspannkraft: Die Veränderung der Planetenvorspannkraft hat direkten Einfluss auf das übertragbare Drehmoment (vgl. Gl. 4-3). Das für die Vorspannkraft notwendige Planetenübermaß wird deshalb variiert.
- b) Planetenbreite: Das Testen unterschiedlicher Planetenbreiten soll Aufschluss über den Einfluss der Größe der Berührfläche bringen.
- c) Elastomerdicke: In Abb. 4-22 ist die Zunahme der Vorspannkraft bei gleichbleibendem Übermaß mit sinkender Elastomerdicke erkennbar. Dies kann durch Vergrößerung der Gleithülse erreicht werden. Der dadurch erreichte positive Effekt ist die Abnahme des erforderlichen Übermaßes. Dadurch wird die eingebrachte Walkarbeit in den Elastomer, sowie der Rollwiderstand verringert, was theoretisch eine positive Auswirkung auf den Wirkungsgrad und auf die Erwärmung hat. Eine weitere Möglichkeit den Rollwiderstand zu verrin-

gern, ist die Vergrößerung des Planetenaußendurchmessers, dies ist jedoch durch die Einschränkung des Bauvolumens nicht möglich. Deshalb kommt nur die Variation der Elastomerdicke in Frage.

- d) Elastomerhärte: Eine Verringerung der Elastomerhärte bringt den Vorteil einer Erhöhung des Reibkoeffizienten (vgl. Abb. 4-13 und Abb. 4-14) bei gleichzeitiger Abnahme des E-Moduls [41], sprich der Planetenvorspannung. Um diese gegensinnigen Effekte zu testen, werden unterschiedliche Belagshärten des Elastomers hergestellt.
- e) Rauigkeit: Durch eine Änderung der Rauigkeit werden die Effekte von glatten bis sehr rauen Elastomeroberflächen getestet.
- f) Getriebeuntersetzung: Eine Möglichkeit die gleiche Leistung in unterschiedlichen Lastpunkten zu übertragen, liegt in einer Veränderung der Untersetzung. Wird beispielsweise die Untersetzung verringert, steigt das Drehzahlniveau an und das Lastniveau, sprich das zu übertragene Drehmoment bzw. die Vorspannkraft kann reduziert werden. Um das Potential und die Effekte dieser Untersetzungsänderung zu untersuchen, werden zwei unterschiedliche Getriebeuntersetzungen getestet. Das Untersetzungsverhältnis kann jedoch nicht zu stark reduziert werden, da die anschließende zweite verzahnte Getriebestufe geometrisch ebenfalls eingeschränkt ist und hier eine Erhöhung der Untersetzung nur im geringen Maß möglich ist.

Um vergleichbare Tests mit beiden Untersetzungsvarianten $i_{\text{theo}}=7$ und $i_{\text{theo}}=5,6$ durchführen zu können, werden bei beiden Tests dieselben Planetengeometrien eingesetzt. Daher werden die Geometrie der Sonne und des Hohlrades angepasst (vgl. Kap. 4.5). Die Abmessungen ergeben sich zu:

| | $i_{\text{theo}}=7$ | $i_{\text{theo}}=5,6$ |
|-------------------------------|---------------------|-----------------------|
| Wirkradius Hohlrad R_h (mm) | 15 | 16 |
| Wirkradius Sonne R_s (mm) | 2,5 | 3,5 |
| Wirkradius Planet R_p (mm) | 6,25 | 6,25 |

Dadurch kann theoretisch mit der Untersetzung $i_{\text{theo}}=5,6$ im Vergleich zu $i_{\text{theo}}=7$ eine Reduktion der erforderlichen Normalkraft F_N um 28% erreicht werden (von $F_N=67\text{N}$ auf $F_N=48\text{N}$, vgl. Gl. 4-3 mit $\mu=0,6$).

- g) **Dauerlauf:** Der Getriebeprüfstand verfügt über keine Steuerung, die eine automatische Prüfung über einen längeren Prüfzyklus zulässt. Es ist möglich, von Hand Dauerläufe abzufahren. Diese wichtigen Tests geben Aufschluss über das Verhalten des Getriebes. Über einen längeren Betriebszeitraum von 120 Sekunden wird ein konstantes Abtriebsdrehmoment übertragen, so wie dies auch im realen Betrieb bei einer Arbeitsplatzverstellung vorkommt.

In der Abb. 6-1 sind die Variationen in einer Versuchsmatrix zusammengefasst:

| | A | B | C | D | E | F | G | H |
|---------------------------|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Vorspannkraft | A | X | | | | | | |
| Planetenbreite | B | X | | | | | | |
| Elastomerbelagsdicke | C | X | | | | | | |
| Elastomerhärte | D | | | X | | | | |
| Elastomerflächenrauigkeit | E | X | | X | | | | |
| Drehzahlvariation | F | X | | | | X | | |
| Übersetzungsänderung | G | X | | | | | | |
| Dauerlauf | H | | | | | | | X |

Abb. 6-1 Versuchsmatrix

Hierbei wird nicht nur die klassifizierte Variation für sich getestet, sondern auch Kombinationen der einzelnen Variationen. Die Vorspannung als kombinierte Variation ist wegen der, bereits in Kap. 4.5.2 erwähnten, fertigungsbedingten geometrischen Abweichungen des Planetenreibbelags meist enthalten.

6.3 Auswertung der Versuchsreihen

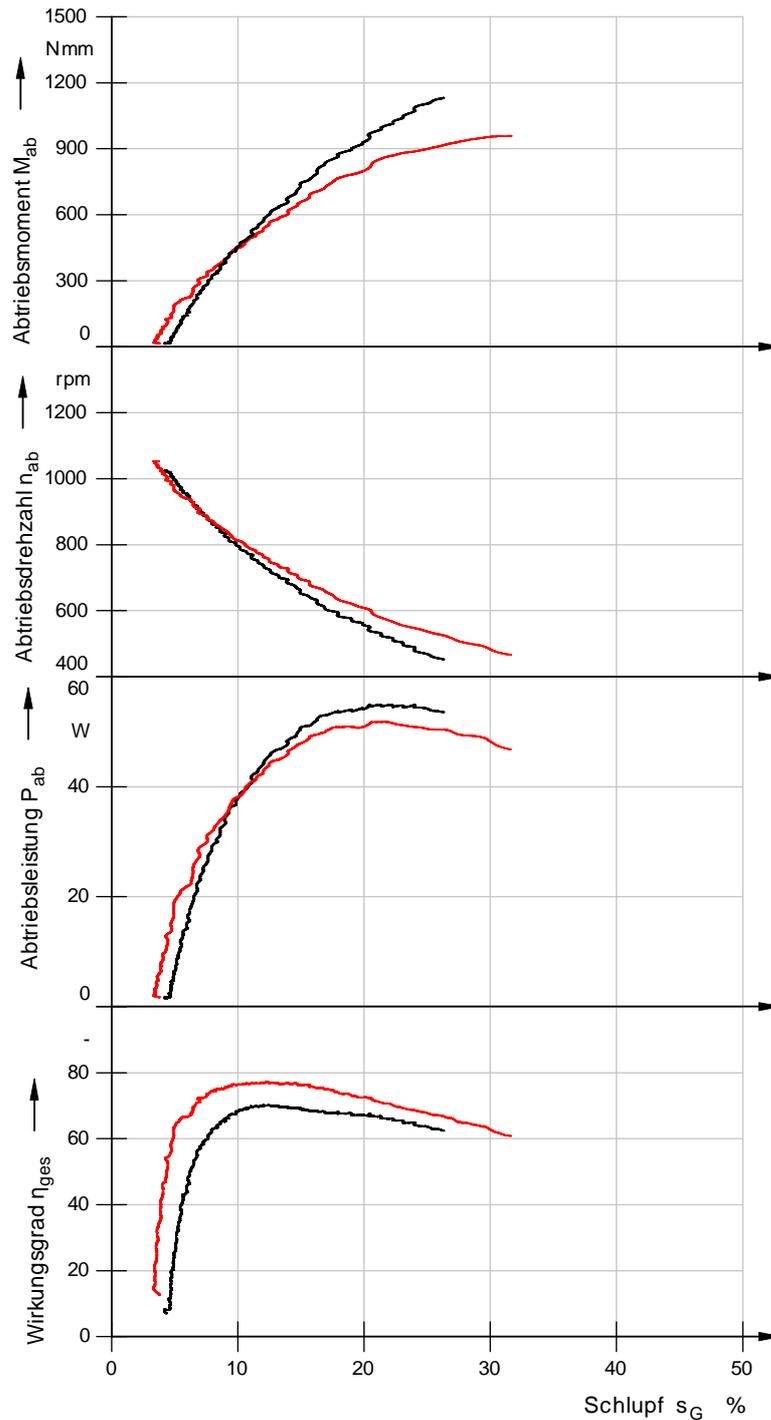
Angelehnt an die im vorhergehenden Kapitel erarbeitete Versuchsmatrix wird eine Vielzahl an Versuchen am Getriebeprüfstand durchgeführt. Die ausgewerteten Messungen werden folgend beschrieben und interpretiert.

6.3.1 Planetenvorspannkraft

In Abb. 6-2 sind die Messergebnisse von zwei unterschiedliche Planetenvorspannungen über dem Schlupf s_G dargestellt. Die Abtriebsmomente M_{ab} steigen mit zunehmender Vorspannung an. Auffällig ist, dass die niedrigere Vorspannung von Messung 1, bis zu einem Schlupf von ca. 10% ein höheres Abtriebsmoment überträgt und erst danach erst die Vorteile einer höheren Vorspannung zu tragen kommen. Die Abnahme der Abtriebsdrehzahl n_{ab} bei Belastung ist einerseits durch den antreibenden Gleichstrommotor bedingt (vgl. Abb. 1-3) und andererseits durch den auftretenden Schlupf. Die schnellere Absenkung der Drehzahl bei Messung 2 kann durch den höheren Rollwiderstand der Elastomerplaneten begründet werden. Ein höheres Abtriebsmoment kompensiert die Drehzahlabnahme bei Messung 2 und bewirkt resultierend eine höhere Abtriebsleistung P_{ab} . Die Vorspannkraft hat einen großen Einfluss auf den Wirkungsgrad η_{ges} . Wird bei geringer Vorspannung ein Wirkungsgrad von bis zu 77% erzielt, so sinkt hingegen der Wirkungsgrad bei größeren Vorspannungen auf 70%. Dies kann den höheren Walkarbeiten zugeschrieben werden. Die Geräuschentwicklung ist bei beiden Vorspannungen sehr zufrieden stellend niedrig. Auch bei hohen Belastungen ist das Geräuschverhalten sehr gut.

Eigenschaften der Planetenvorspannkraft:

- Ein höheres übertragbares Abtriebsmoment bei größerer Planetenvorspannkraft
- Bedingt durch höhere Walkarbeiten bei größerer Planetenvorspannung ist eine Abtriebsdrehzahl- und Wirkungsgradabnahme zu erkennen
- Geräuschverhalten ist bei geringer wie auch bei hoher Planetenvorspannkraft sehr zufrieden stellend



| | Messung | 1 | 2 |
|--|---------|------------|------------|
| Übermaß (mm) | | 0,1 | 0,15 |
| Planetenvorspannung je Planet bei 60°C (N) | | 24, 19, 21 | 47, 46, 31 |
| Elastomerinnendurchmesser d_i (mm) | | 10 | 10 |
| Elastomerbreite B (mm) | | 14 | 14 |
| Härte (Shore A) | | 80 | 80 |
| Antriebsmotor Versorgungsspannung (V) | | 32 | 32 |
| theoretische Untersetzung i_{theo} (-) | | 7 | 7 |
| Oberflächenrauigkeit Elastomerplanet (-) | | normal | normal |

Abb. 6-2 Vergleich unterschiedlicher Vorspannungen der Planeten

Mittels dem aufgezeichneten Abtriebsmoment und der bekannter Planetenvorspannung wird eine Reibzahl-Schlupfkurve erstellt. Als Planetenvorspannung wird für Messung 1 eine konstante Normalkraft von $F_N=22\text{N}$ gewählt. Geometrisch bedingt (vgl. Abb. 4-16) kann das Abtriebsmoment als

$$M_{ab} = ap \cdot F_{st} \cdot (R_s + R_p) \quad [Nm] \quad \text{Gl. 6-2}$$

angeschrieben werden und mit

$$F_{st} = 2 \cdot F_t \quad \text{und} \quad \mu = \frac{F_t}{F_N} \quad \text{Gl. 6-3}$$

ist der Reibkoeffizient wie folgt zu berechnen:

$$\mu = \frac{M_{ab}}{2 \cdot ap \cdot (R_s + R_p) \cdot F_N} \quad [-] \quad \text{Gl. 6-4}$$

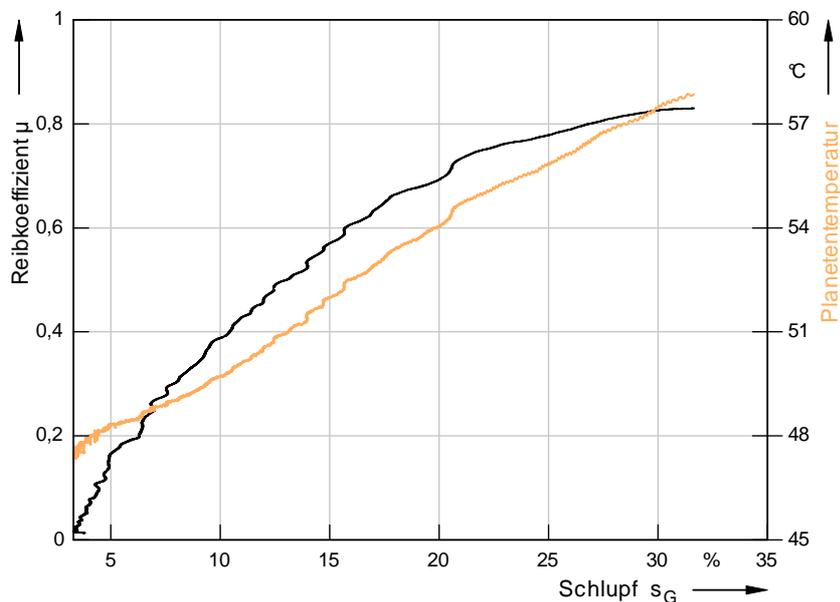


Abb. 6-3 Reibzahl-Schlupfkurve der Messung 1

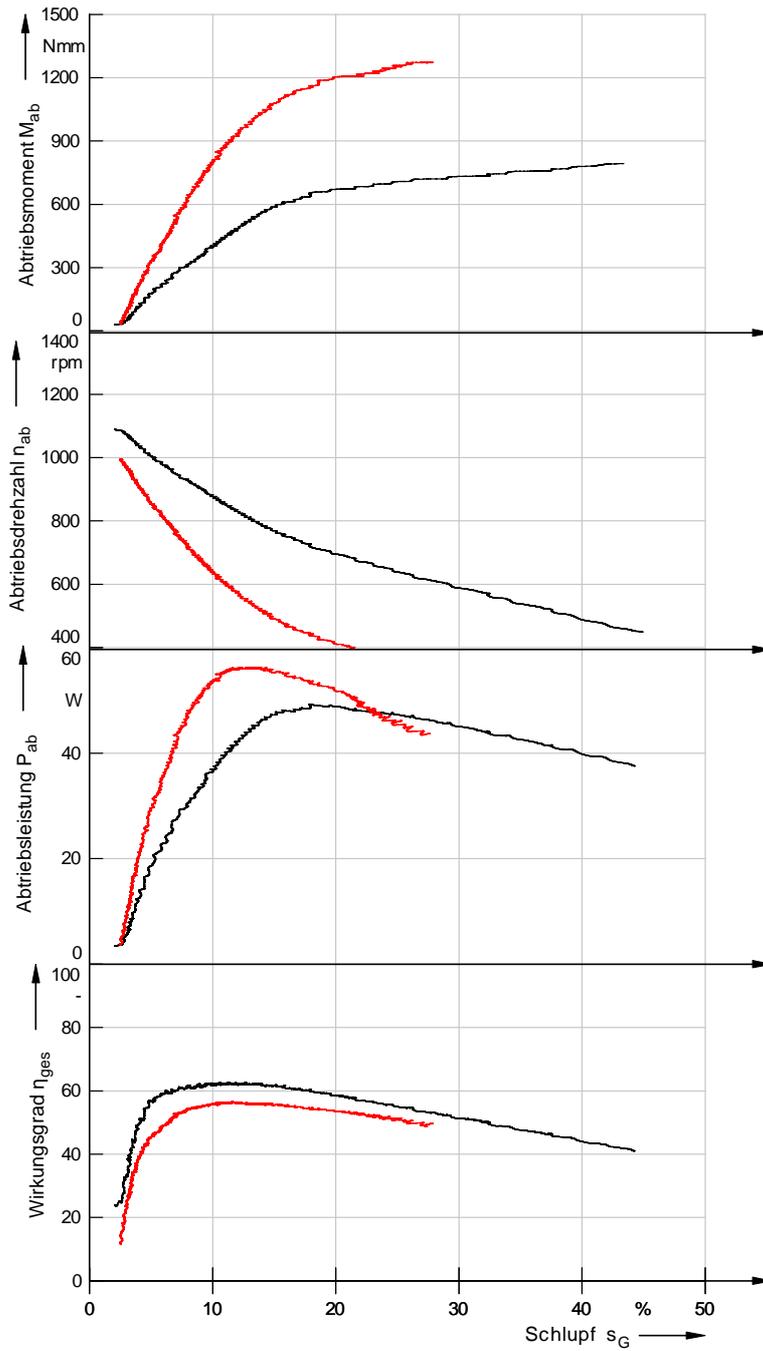
Der Vergleich mit Abb. 2-8 und Abb. 4-14 bestätigt die Plausibilität dieser Messung. Um den Temperatureinfluss so gering als möglich zu halten, wird die Aufzeichnung mit einer bereits erhöhten Anfangstemperatur durchgeführt.

6.3.2 Planetenbreite und Elastomerbelagsdicke

In Abb. 6-4 sind die ausgewerteten Ergebnisse einer Planetenbreitenvariation abgebildet. Wegen der Breitenunterschiede und der gleichen Übermaße der beiden Messungen sind die Vorspannkräfte von der Messung 3 höher (vgl. Abb. 4-22), demnach die erreichbaren maximalen Abtriebsmomente. Im steilen Anstieg des Abtriebsmoments ist der positive Effekt des breiteren Elastomerbelags erkennbar. Der flache Anstieg des Abtriebsmoments von Messung 4 ist bis zu einem Schlupf von circa 45% gegeben. Dieser Verlauf ist jedoch unerwünscht, da der Verschleiß verursachende Schlupf gering gehalten werden soll. Das niedrigere Drehzahlniveau im lastfreien Zustand und der steilere Abfall der Abtriebsdrehzahl der Messung 3 sind auf die hohen Walkverluste durch die angehobene Vorspannkraft zurückzuführen. Das Leistungsmaximum verschiebt sich aufgrund der breiteren Planeten bei Messung 3 zu niedrigeren Schlupfwerten. Die erreichten Wirkungsgrade sind im Vergleich zu den Messungen 1 und 2 deutlich niedriger als in Messung 3. Hieraus ist deutlich der Einfluss der Belagsdicke auf den erreichbaren Wirkungsgrad ersichtlich. Mit zunehmender Belagsdicke muss das Übermaß erhöht werden (vgl. Abb. 4-22), um die geforderten Normalkräfte zu erzeugen. Aufgrund dessen erhöht sich der Rollwiderstand der Planeten und der Wirkungsgrad wird dadurch gesenkt. Die Geräuschemission wird weder durch eine Belagsverbreiterung noch durch eine Erhöhung der Belagsdicke im Vergleich zu Messung 1 bzw. 2 verändert. Die Betriebsgeräusche sind auch bei diesen Versuchen sehr zufrieden stellend niedrig.

Eigenschaften der Planetenbreite und der Belagsdicke:

- Breitere Planeten benötigen weniger Übermaß um die geforderten Normalkräfte aufzubringen
- Breitere Planeten erreichen bei niedrigerem Schlupfniveau ihr übertragbares Leistungsmaximum und höhere Abtriebsmomente
- Eine geringere Belagsdicke hat einen positiven Effekt auf den Wirkungsgrad, ohne das Geräuschverhalten negativ zu beeinflussen



| | Messung | 3 | 4 |
|--|---------|------------|------------|
| Übermaß (mm) | | 0,2 | 0,2 |
| Planetenvorspannung je Planet bei 60°C (N) | | 50, 39, 51 | 33, 22, 35 |
| Elastomerinnendurchmesser d_i (mm) | | 7 | 7 |
| Elastomerbreite B (mm) | | 14 | 10 |
| Härte (Shore A) | | 80 | 80 |
| Antriebsmotor Versorgungsspannung (V) | | 32 | 32 |
| theoretische Untersetzung i_{theo} (-) | | 7 | 7 |
| Oberflächenrauigkeit Elastomerplanet (-) | | normal | normal |

Abb. 6-4 Vergleich unterschiedlicher Breiten der Planeten

6.3.3 Oberflächenrauigkeit des Elastomerbelags

Um den Einfluss der Oberflächenrauigkeit des Elastomerbelags zu testen werden drei unterschiedliche Planetenrauigkeiten am Prüfstand untersucht. Die gefertigten „sehr rauhen“ Planeten sowie die am Planetenträger montierten „normalen“ Planeten sind in Abb. 6-5 dargestellt.

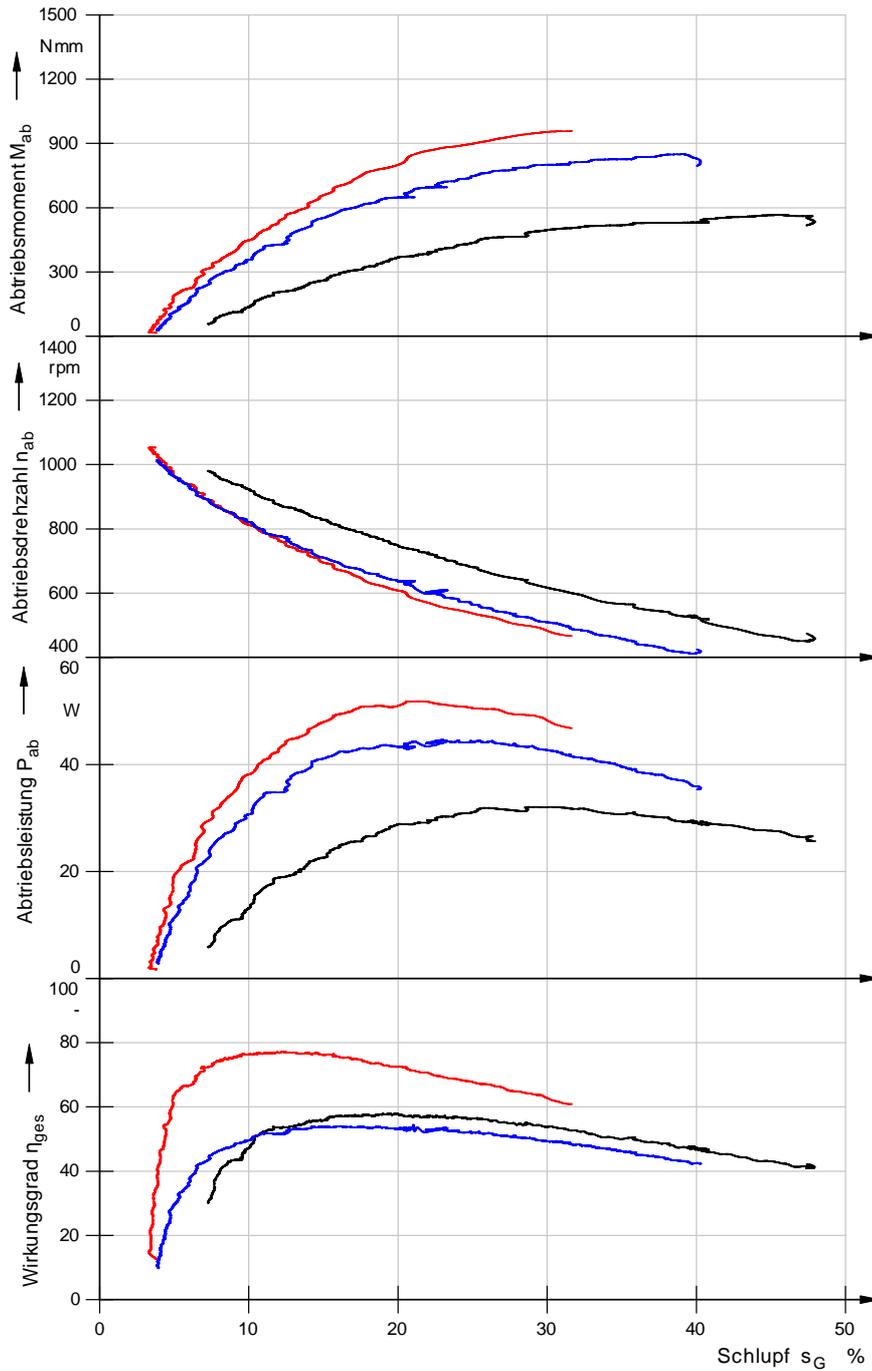


Abb. 6-5 Sehr raue Planetenoberfläche (links) im Vergleich zur normalen Oberfläche (rechts)

Die Auswertung der drei verschiedenen Oberflächenrauigkeiten der Planeten ist in Abb. 6-6 zu sehen. Die Abtriebsmomente nehmen mit zunehmender Rauigkeit ab. Dies kann durch die Abnahme des Reibkoeffizienten begründet werden, der unter anderem durch Adhäsion gebildet wird [42]. Nimmt die Elastomeroberflächenrauigkeit zu, sinkt dieser Adhäsions-Anteil. Dieser Effekt kann auch durch eine höhere Planetenvorspannkraft von Messung 6 nicht kompensiert werden. Die Abtriebsleistungen sind dem übertragbaren Drehmoment dementsprechend hoch. Es ist auffällig, dass die sehr raue Oberfläche ab einem Schlupf von circa 11% einen höheren Wirkungsgrad als die raue Elastomeroberfläche aufweist. Die Begründung hierfür liegt in der höheren Abtriebsdrehzahl. Die raue Oberfläche verursacht ein minimal auffälligeres Betriebsgeräusch. Die sehr raue Oberfläche hingegen erzeugt im Betrieb ein nicht akzeptables Geräusch und verursacht hohe Vibrationen.

Eigenschaften der Elastomeroberflächenrauigkeit:

- Senkung des übertragbaren Drehmoments bzw. der Abtriebsleistung
- Senkung des Wirkungsgrades
- Erhöhung des Abrollgeräusches



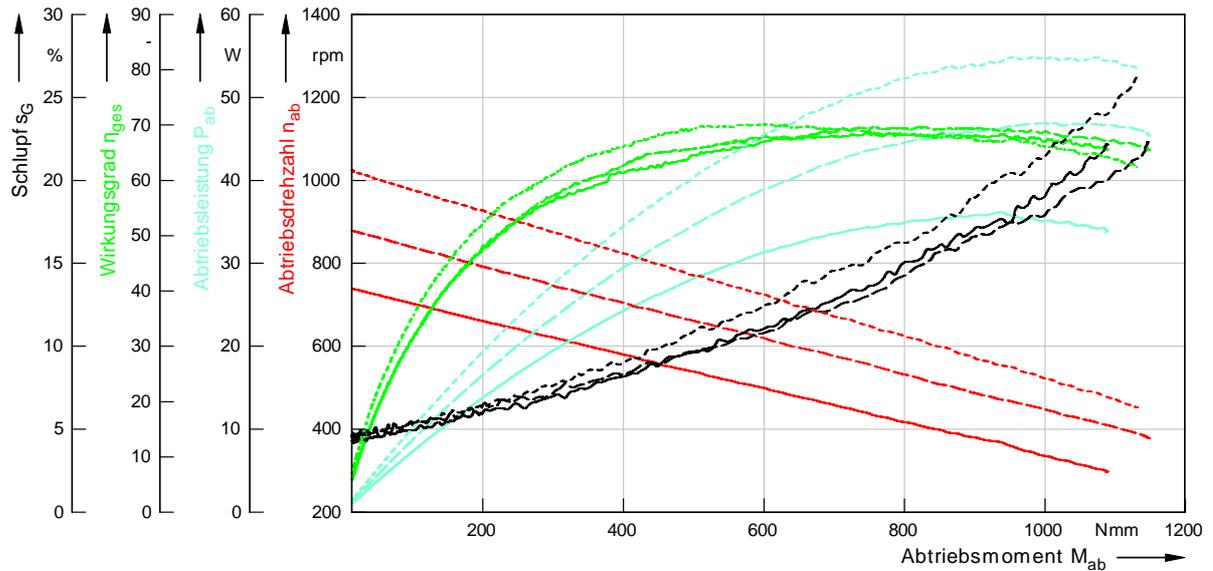
| | Messung | 5 | 6 | 7 |
|--|---------|------------|------------|------------|
| Übermaß (mm) | | 0,1 | 0,2 | 0,1 |
| Planetenvorspannung je Planet bei 60°C (N) | | 24, 19, 21 | 43, 26, 43 | 20, 23, 16 |
| Elastomerinnendurchmesser d_i (mm) | | 10 | 8 | 11 |
| Elastomerbreite B (mm) | | 14 | 14 | 14 |
| Härte (° Shore A) | | 80 | 80 | 80 |
| Antriebsmotor Versorgungsspannung (V) | | 32 | 32 | 32 |
| theoretische Untersetzung i_{theo} (-) | | 7 | 7 | 7 |
| Oberflächenrauigkeit Elastomerplanet (-) | | normal | rau | sehr rau |

Abb. 6-6 Vergleich unterschiedlicher Oberflächenrauigkeiten der Planeten

6.3.4 Übersetzungsänderung und Drehzahlvariation

Durch eine Übersetzungsänderung wird die Möglichkeit einer Lastpunktverschiebung untersucht, siehe Kap. 6.2 c). Die dadurch resultierenden Veränderungen von dem Schlupf, der übertragbaren Leistung und Wirkungsgrad werden dabei betrachtet. Fertigungsungenauigkeiten der Bauteile für die geringere Übersetzung von $i=5,6$, bedingen bei Einbau der Planeten eine erhöhte Vorspannkraft gegenüber der Übersetzungsvariante $i=7$. Deshalb kann die Drehzahländerung nur in Kombination mit einer Vorspannkraftänderung getestet werden.

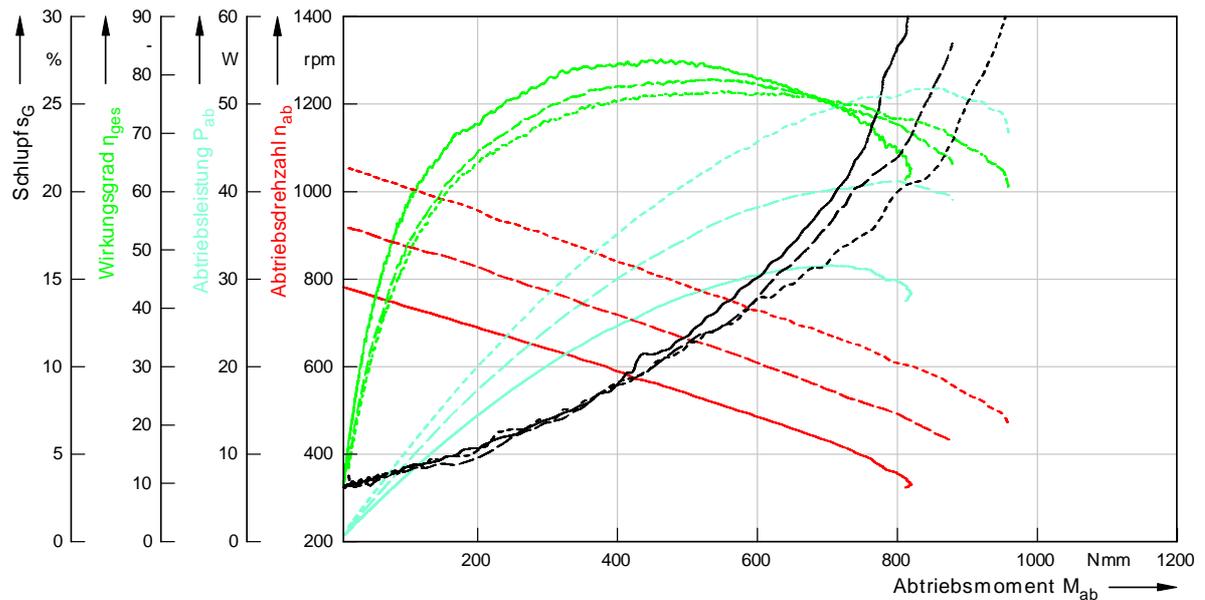
Um dennoch Aussagen über die Auswirkungen einer Veränderung der Drehzahl treffen zu können, ohne die Vorspannkraft dabei zu variieren, wird das Getriebe in den folgenden Tests mit unterschiedlicher Versorgungsspannung des Antriebsmotors, sprich mit unterschiedlichen Leerlaufdrehzahlen, betrieben. Diese Versuche geben Aufschluss über die Drehzahlabhängigkeit von Schlupf, Abtriebsdrehmoment und Wirkungsgrad. Das Getriebekennfeld in Abb. 6-7 zeigt die Messung des gleichen Versuchsaufbaus mit 24V, 28V und 32V Versorgungsspannung. Die unterschiedlichen Abtriebsleistungen folgen aus der Variation der Drehzahlen, wobei sich das Leistungsmaximum bei höheren Drehzahlen zu größeren Abtriebsdrehmomenten verschiebt. Der Wirkungsgrad der drei Messungen ist über den gesamten Lastbereich annähernd konstant. Lediglich bei niedriger Last und hoher Drehzahl ist er etwas erhöht.



| | Messung | 8 | 9 | 10 |
|--|---------|------------|------------|------------|
| Übermaß (mm) | | 0,15 | 0,15 | 0,15 |
| Planetenvorspannung je Planet bei 60°C (N) | | 47, 46, 31 | 47, 46, 31 | 47, 46, 31 |
| Elastomerinnendurchmesser d_i (mm) | | 10 | 10 | 10 |
| Elastomerbreite B (mm) | | 14 | 14 | 14 |
| Härte (° Shore A) | | 80 | 80 | 80 |
| Antriebsmotor Versorgungsspannung (V) | | 24 | 28 | 32 |
| theoretische Untersetzung i_{theo} (-) | | 7 | 7 | 7 |
| Oberflächenrauigkeit Elastomerplanet (-) | | normal | normal | normal |

Abb. 6-7 Variation der Getriebeeingangsdrehzahl bei hoher Vorspannung

Vergleicht man Abb. 6-7 und Abb. 6-8, die sich durch die Vorspannung unterscheiden, ist der Schlupf bei niedrigen Lasten annähernd Drehzahlunabhängig, bei höheren Lasten wird eine gewisse Drehzahlabhängigkeit erkennbar. Das Schlupfniveau ist in Abb. 6-8 etwas höher. Die Ursache hierfür liegt in der geringeren Planetenvorspannung, im Vergleich zu Abb. 6-7. Diese geringeren Vorspannungskräfte begünstigen auch den Wirkungsgrad, der bei niedriger Drehzahl sein Maximum aufweist. Weiters auffällig ist die Verschiebung von Wirkungsgrad- und Leistungsmaxima in Richtung niedrigere Last, bedingt durch die niedrigere Vorspannkraft. Wie schon in Kap. 6.3.1 festgestellt, hat auch bei diesen Tests die Vorspannkraft keinen Einfluss auf die Geräusentwicklung. Bei der Variation der Drehzahlen ist ebenfalls keine Geräuscherhöhung des Getriebes festzustellen.

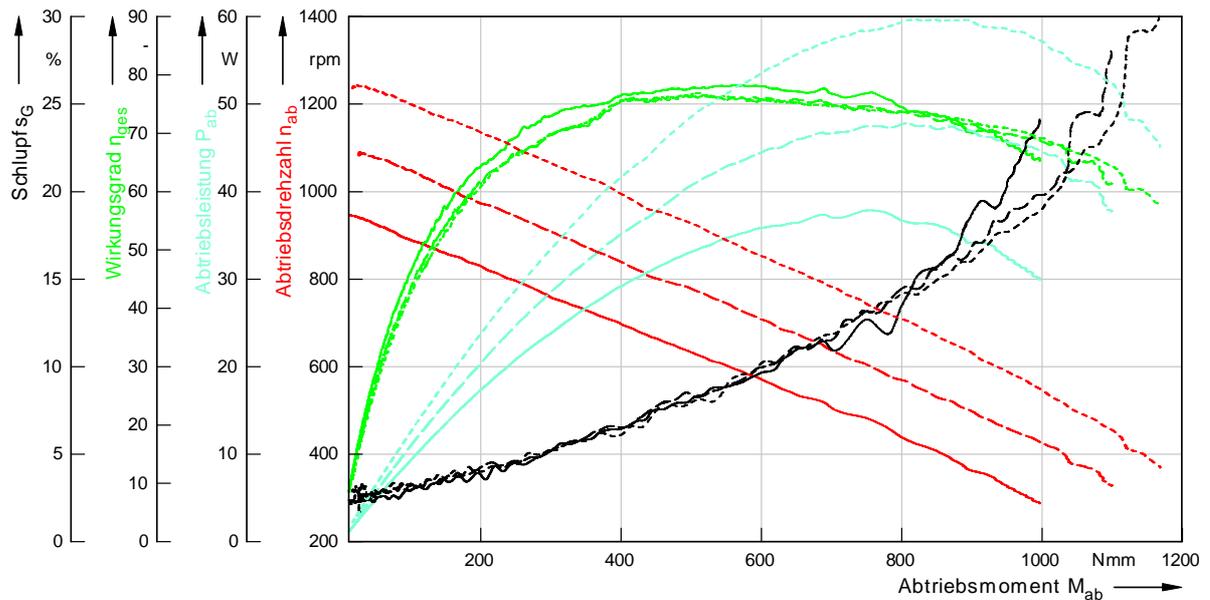


| | Messung | 11 | 12 | 13 |
|--|---------|------------|------------|------------|
| Übermaß (mm) | | 0,1 | 0,1 | 0,1 |
| Planetenvorspannung je Planet bei 60°C (N) | | 24, 19, 21 | 24, 19, 21 | 24, 19, 21 |
| Elastomerinnendurchmesser d_i (mm) | | 10 | 10 | 10 |
| Elastomerbreite B (mm) | | 14 | 14 | 14 |
| Härte (° Shore A) | | 80 | 80 | 80 |
| Antriebsmotor Versorgungsspannung (V) | | 24 | 28 | 32 |
| theoretische Untersetzung i_{theo} (-) | | 7 | 7 | 7 |
| Oberflächenrauigkeit Elastomerplanet (-) | | normal | normal | normal |

Abb. 6-8 Variation der Getriebeeingangsdrehzahl bei niedriger Vorspannung

Abb. 6-9 zeigt das Kennfeld der gleichen Planeten wie in Abb. 6-8 getestet, mit der reduzierten Untersetzung von $i=5,6$ und einer fertigungsbedingten erhöhten Vorspannkraft der Planeten. Betrachtet man wieder den Wirkungsgrad und den Schlupf, sinken beide aufgrund der höheren Vorspannung. Die Drehzahlabhängigkeit des Wirkungsgrads nimmt mit erhöhter Vorspannung ab. Dies gilt ebenfalls, bis zu einem Abtriebsmoment von circa 0,7Nm, für den Schlupf.

Die Anhebung des Drehzahlniveaus und das, durch die größere Vorspannung, höhere Drehmoment bringt eine äußerst hohe Leistungsübertragung bei akzeptablen Werten von Wirkungsgrad und Schlupf (vgl. Pflichtenheft Abb. 1-6).



| | Messung | 14 | 15 | 16 |
|--|---------|----------------------|--------|--------|
| Übermaß (mm) | | 0,1 | 0,1 | 0,1 |
| Planetenvorspannung je Planet bei 60°C (N) | | höher als Messung 15 | | |
| Elastomerinnendurchmesser d_i (mm) | | 10 | 10 | 10 |
| Elastomerbreite B (mm) | | 14 | 14 | 14 |
| Härte (° Shore A) | | 80 | 80 | 80 |
| Antriebsmotor Versorgungsspannung (V) | | 24 | 28 | 32 |
| theoretische Untersetzung i_{theo} (-) | | 5,6 | 5,6 | 5,6 |
| Oberflächenrauigkeit Elastomerplanet (-) | | normal | normal | normal |

Abb. 6-9 Variation der Getriebeeingangsdrehzahl bei hoher Vorspannung

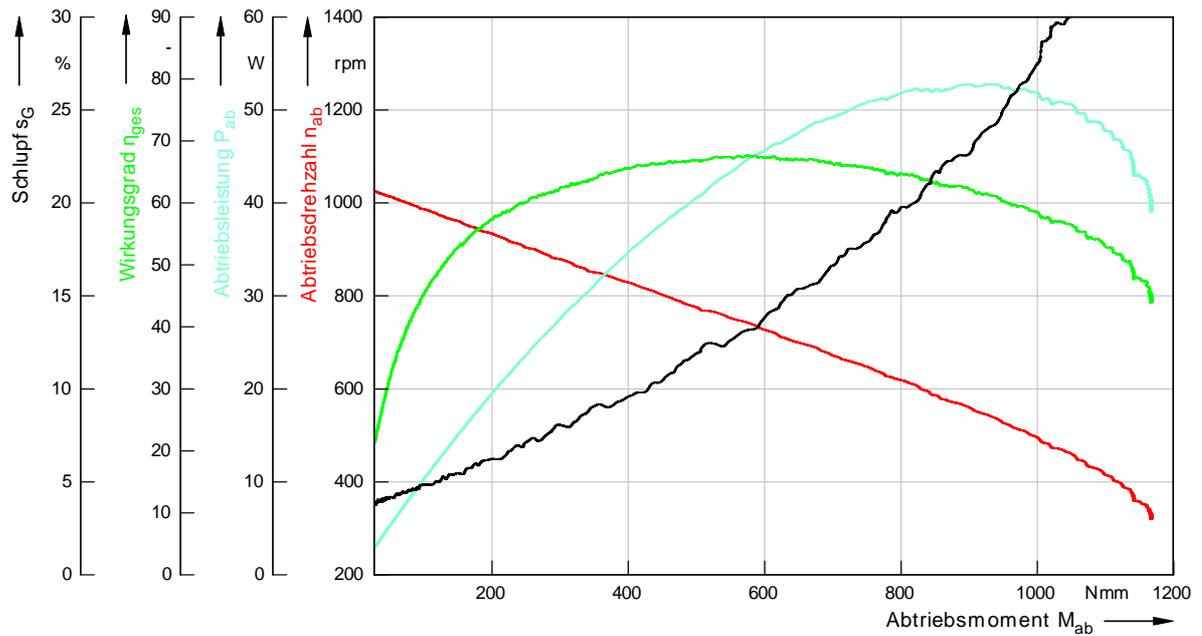
Eigenschaften der Variation von Drehzahl und Vorspannungskraft:

- Der Wirkungsgrad ist bei niedriger Planetenvorspannung geringfügig von der Drehzahl abhängig; diese Abhängigkeit sinkt mit steigender Planetenvorspannung (vgl. Abb. 6-8 und Abb. 6-9)
- Für den niedrigen Lastbereich ist der Schlupf drehzahlunabhängig; bei Schlupfwerten über 10 - 15% wird eine Abhängigkeit der Drehzahl sichtbar
- Der Schlupf ist primär lastabhängig; durch Anhebung des Drehzahllevels lässt sich bis zu einer gewissen Last die übertragbare Leistung erhöhen, ohne Schlupf und Wirkungsgrad negativ zu beeinflussen (siehe Abb. 6-9)

- Das Schlupfniveau sinkt mit steigender Planetenvorspannkraft (vgl. Abb. 6-8 und Abb. 6-9)
- Bei erhöhter Vorspannkraft der Planeten bleibt das hohe Wirkungsgradniveau über einen größeren Lastbereich erhalten
- Das Geräuschverhalten bleibt unverändert gut

6.3.5 Elastomerhärte

Weiters wird ein Planetensatz mit einem weicherem Elastomerbelag, der eine Shore A Härte von 70 aufweist, erprobt. Die Vorteile sind eine höhere Reibzahl (vgl. Abb. 4-13 und Abb. 4-14) und somit ein höheres übertragbares Drehmoment bei kleinerem Schlupf. Die Messung 17 in Abb. 6-10 zeigt jedoch einen starken Anstieg des Schlupfes, unter verhältnismäßig großer Vorspannkraft, bei steigender Last (vgl. Abb. 6-8 Messung 17 mit Abb. 6-10 Messung 13). Das maximale Abtriebsmoment ist den Vorspannkraften entsprechend hoch. Der Wirkungsgrad ist trotz geringerer Vorspannungen etwa gleich wie in Abb. 6-7 Messung 10. Daher bringt die Verwendung eines weicheren Elastomerbelags keine Vorteile mit sich. Die Geräuschentwicklung war vergleichbar mit einem Elastomer mit 80 Shore A Härte und ist akzeptabel.



| Messung | 17 |
|--|------------|
| Übermaß (mm) | 0,15 |
| Planetenvorspannung je Planet bei 60°C (N) | 35, 38, 34 |
| Elastomerinnendurchmesser d_i (mm) | 10 |
| Elastomerbreite B (mm) | 14 |
| Härte (° Shore A) | 70 |
| Antriebsmotor Versorgungsspannung (V) | 32 |
| theoretische Untersetzung i_{theo} (-) | 7 |
| Oberflächenrauigkeit Elastomerplanet (-) | normal |

Abb. 6-10 Kennfeld zum Einsatz eines weicheren Elastomers

Eigenschaften der Elastomerhärte:

- Das Schlupfniveau steigt bei einem weicheren Elastomer, im Vergleich zu einem härteren Elastomer mit ähnlicher Vorspannkraft, stark an
- Der Wirkungsgrad, Abtriebsleistung und Geräuschverhalten bleiben, im Vergleich zu einem härteren Elastomer, beinahe unverändert

6.3.6 Dauerlauf

Im realen Betrieb, als Teil eines mechatronischen Antriebs, wird das Getriebe nicht kontinuierlich mit einer Lastzunahme betrieben. Die geforderte Abtriebsleistung wird von Betriebsbeginn an übertragen und dann über einen gewissen Zeitraum konstant gehalten.

Bei den folgenden Versuchen wird ein Dauerlauf über rund zwei Minuten bei konstantem Abtriebsmoment durchgeführt, siehe Abb. 6-11. Anschließend ist eine Pause von 18 Minuten vorgesehen. Nach diesem Testzyklus werden mehrere Versuche per Hand abgefahren. Die Getriebekonfiguration entspricht jener von Abb. 6-7 Messung 10.

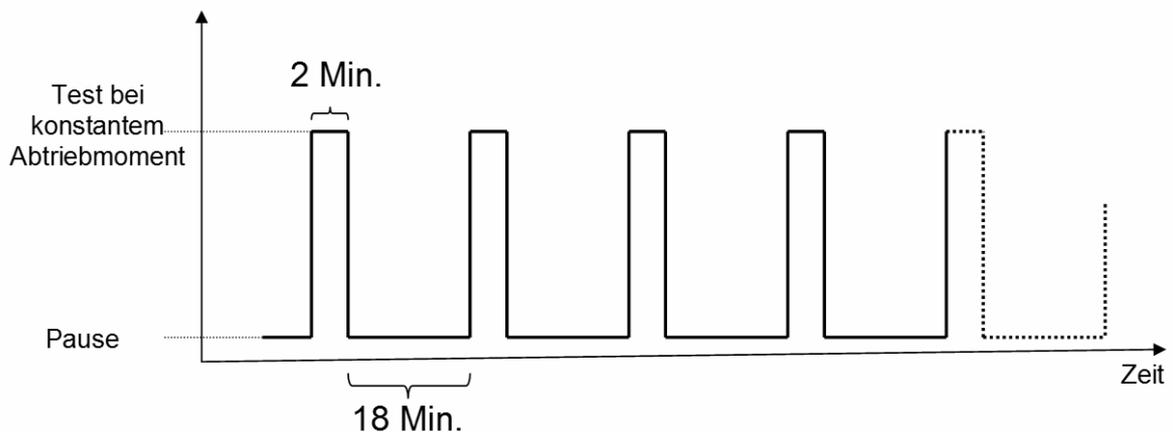


Abb. 6-11 Testzyklus für Dauerlaufversuch

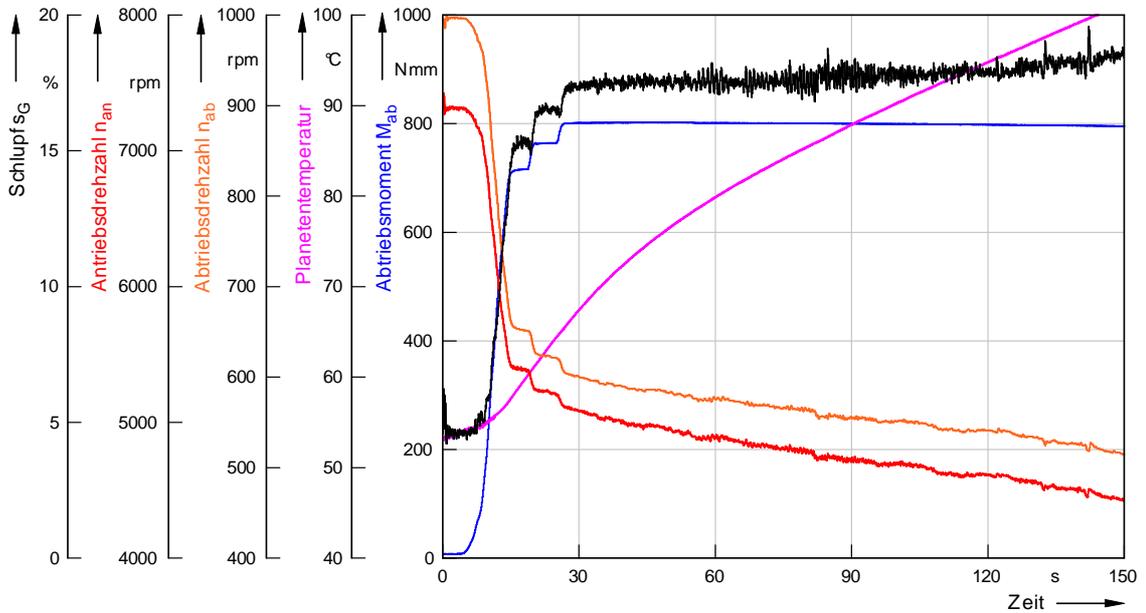
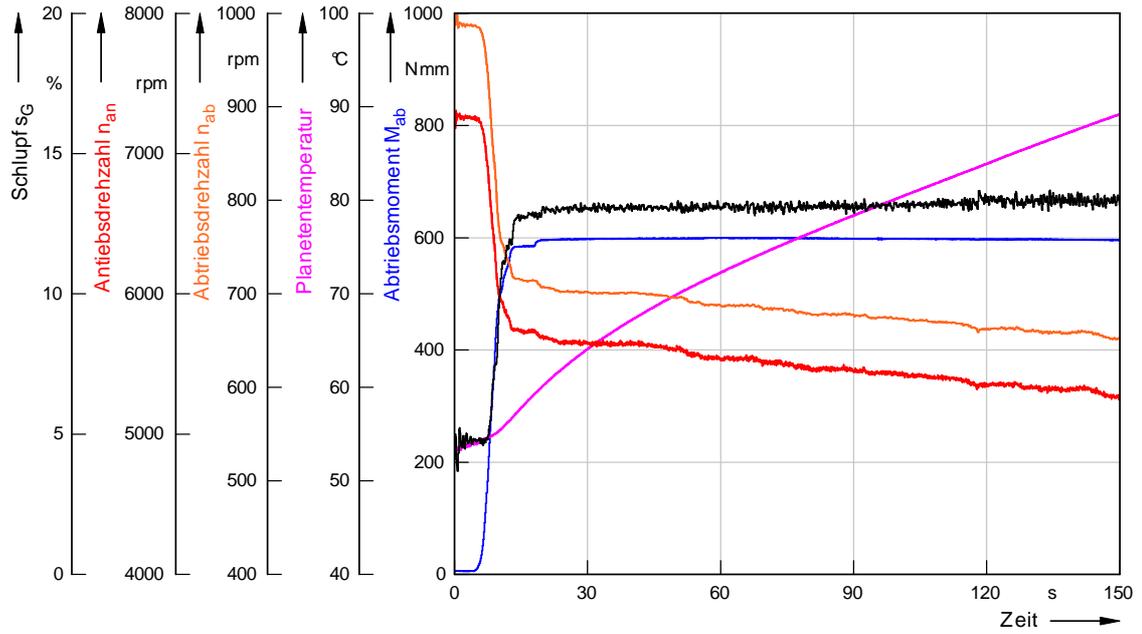
Die Anfangstemperatur liegt bei den folgend dargestellten Messergebnissen in Abb. 6-12 über Raumtemperatur, da zuvor bereits Tests durchgeführt wurden. Da in der ersten Messung eine Abtriebsleistung von 600Nmm bei einem gleichzeitig besseren Wirkungsgrad übertragen wird (siehe Kennfeld Abb. 6-7 Messung 10), erklärt sich auch der unterschiedliche Anstieg der Temperaturen verglichen zum Betriebspunkt bei 800Nmm. Bedingt durch das höhere Abtriebsdrehmoment steigt der Schlupf bei 800Nmm dementsprechend an.

Die interessanteste Erkenntnis liegt in dem konstanten Verhalten des Schlupfes. Wider Erwarten steigt der Schlupf mit zunehmender Temperatur nicht an, wie es die Senkung des Reibkoeffizienten erwarten ließe (siehe Abb. 4-13 bzw. Abb. 4-14). Le-

diglich bei der Messung mit 800Nmm Abtriebsmoment ist bei sehr hohen Temperaturen von über 95°C eine geringe Schlupfzunahme zu verzeichnen. Die Ursache des konstant bleibenden Schlupfes findet sich in den Drehzahlen. Auffallend ist die beinahe synchrone Abnahme der An- und Abtriebsdrehzahl, bei beiden Messungen, während des Versuchs. Dies wiederum ist mit einer Lasterhöhung zu begründen. Durch die Erwärmung der Planeten steigt deren Vorspannkraft, was eine Zunahme des Rollwiderstands mit sich bringt und gleichzeitig einen schlupfniveausenkenden Effekt hat. Diese Zunahme der Vorspannkraft mit steigender Temperatur deckt sich mit den Erkenntnissen aus dem Kapitel 4.5.2.

Erkenntnisse des Dauerlaufs:

- Die Temperaturerhöhung der Planeten ist primär Lastabhängig
- Der Schlupf bleibt, aufgrund von thermischen Materialausdehnung, über die Prüfzeit konstant
- Die An- und Abtriebsdrehzahlen sinken aufgrund von thermisch bedingter Erhöhung der Planetenvorspannkraft



| | Messung | 18 / 19 |
|--|---------|------------|
| Übermaß (mm) | | 0,15 |
| Planetenvorspannung je Planet bei 60°C (N) | | 47, 46, 31 |
| Elastomerinnendurchmesser d_i (mm) | | 10 |
| Elastomerbreite B (mm) | | 14 |
| Härte (° Shore A) | | 80 |
| Antriebsmotor Versorgungsspannung (V) | | 32 |
| theoretische Untersetzung i_{theo} (-) | | 7 |
| Oberflächenrauigkeit Elastomerplanet (-) | | normal |

Abb. 6-12 Dauerlauf bei konstantem Abtriebsdrehmoment von 600Nmm und 800Nmm

7 Zusammenfassung

Im Zuge dieser Diplomarbeit wird ein Getriebe für eine bestehende Antriebseinheit zur Höhenverstellung eines Arbeitsplatzes neu entwickelt. Den Ausgangspunkt stellt ein bereits in Serie produziertes zweistufiges Planetengetriebe, das Teil dieser Antriebseinheit ist, dar. Die Geräuschentwicklung des Planetengetriebes ist deutlich wahrnehmbar. Das Ergebnis einer Akustikuntersuchung zeigt, dass die erste verzahnte Planetengetriebestufe schwerpunktmäßig für die als unangenehm empfundene Geräuschentwicklung verantwortlich ist. Da die Akustik während der Höhenverstellung ein sehr wichtiges Verkaufsargument darstellt, ist das Ziel klar definiert. Es wird eine Neuentwicklung der ersten Getriebestufe durchgeführt, mit dem Fokus auf ein geräuschminimiertes Betriebsverhalten.

Um die Eingriffsstöße und Abwälzgeräusche der Verzahnung, welche für die Geräuschentwicklung verantwortlich sind, grundsätzlich zu vermeiden, wird ein Planetengetriebe in Reibradausführung, ein so genanntes Reibplanetengetriebe, entwickelt.

Eine Patent- und Literaturrecherche ermöglicht eine systematische Gliederung von wählbaren Parametern für das Reibplanetengetriebe. Aus der Vielzahl von Auswahlmöglichkeiten, angefangen von der Werkstoffpaarung über die Art der Normalkraftvorspannung bis hin zur Planetengeometrie, werden verschiedene Konzepte entwickelt. Auf Basis einer gewichteten objektiven Bewertung dieser Konzepte, wird ein technisch sehr einfaches, aber unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten hoch interessantes, Konzept zur Weiterentwicklung ausgewählt. Das Getriebe besteht dabei aus zylindrischen Reibplaneten mit einem Elastomerbelag. Die Reibplaneten werden mit Übermaß gefertigt und erzeugen dadurch im eingebauten Zustand die, für die Drehmomentübertragung erforderliche, Normalkraft.

An einem eigens entwickelten Getriebeprüfstand für Reibplanetengetriebe werden Versuche durchgeführt, um den Einfluss von Parameterveränderungen der Planeten sowie die Effekte von Drehzahlvariationen und Dauerläufen der Reibplanetenstufe verifizieren zu können. Es werden damit wichtige Aussagen über das Getriebeverhalten messtechnisch aufgezeichnet, wie übertragbares Drehmoment und Leistung sowie Schlupfverhalten, Planetenoberflächentemperatur und Wirkungsgrad. In mehre-

ren Iterationsschritten werden die erhaltenen Ergebnisse zur ständigen Verbesserung der Getriebeperformance umgesetzt.

Unter anderem wird die Variation der Planetenvorspannkraft untersucht. Eine hohe Vorspannkraft von circa 50N hat Vorteile in Form eines hohen übertragbaren Drehmoments von über 1,2Nm und einer grundlegenden Senkung des Schlupfniveaus. Jedoch liegt der maximal erreichbare Wirkungsgrad, durch die hohen Walkverluste, bei lediglich 57%. Bei niedrigeren Vorspannkraften von circa 22N liegt der Wirkungsgrad dagegen bei beachtlichen 77% und das übertragbare Drehmoment bei circa 0,8Nm. Laut Pflichtenheft (siehe Abb. 1-6) ist ein Wirkungsgrad $> 60\%$ zu realisieren was somit erfolgreich umgesetzt wird. Auch die erreichten Drehmomente liegen im Bereich der Forderungen.

Eine Untersuchung des Einflusses der Reibbelagsstärke wird ebenfalls vorgenommen. Damit kann der niedrige Wirkungsgrad ausgehend von knapp 60%, durch eine Verringerung der Reibbelagsdicke, auf über 70% gesteigert werden. Durch die Belagsstärkenverringerng ist ein geringeres Übermaß notwendig, um die Normalkraft zu erzeugen. Daher wird der Rollwiderstand gesenkt und der Wirkungsgrad verbessert.

Was die Erreichbarkeit der übertragbaren Leistung betrifft, sind die Erkenntnisse aus den Versuchen der Drehzahlvariation grundlegend. Es kann eine geringe Drehzahlabhängigkeit von Schlupf und Wirkungsgrad festgestellt werden. Primär sind diese beiden Parameter jedoch von der Last abhängig. Dies ermöglicht, durch Anhebung der Drehzahl, eine Steigerung der Leistung bei gleich bleibender Last, mit geringen Auswirkungen auf den Wirkungsgrad und den Schlupf. Mit dieser Maßnahme kann eine Abtriebsleistung von 60W erreicht werden (siehe Abb. 6-9 Messung 16), welche die Anforderungen des Pflichtenhefts erfolgreich abbildet.

Ein Dauerlaufversuch über zwei Minuten bei konstantem Abtriebsmoment zeigt die Entwicklung der Planetenoberflächentemperatur. Sie erreicht Höchstwerte von 85°C bis 95°C, je nach Höhe des Abtriebsmoments, welches bei den Versuchen zwischen 0,6 und 0,8Nm liegt, siehe Abb. 6-12. Die maximale Einsatztemperatur des verwendeten Elastomers beträgt circa 100°C. Dies spricht für den Erfolg dieses Tests.

Weiters untersucht werden die Oberflächenrauigkeit des Elastomers, der Einfluss der Elastomerhärte und die Variation der Breite der Planeten. Eine glatte Elastomeroberfläche bringt, basierend auf den größeren Adhäsionseffekten, die besten Ergebnisse, siehe Abb. 6-6. Die Versuche eines weicheren Elastomers (70 Shore A) können die Vorteile einer theoretischen Reibkoeffizientenzunahme nicht bestätigen. Die Erkenntnis dieses Tests ist eine Schlupfniveaunahme im Vergleich zu einem härteren Elastomer (80 Shore A), siehe Abb. 6-10. Die breiteren Planeten ergeben eine Erhöhung des maximalen Drehmoments und die Senkung des Schlupfniveaus, siehe Abb. 6-4.

Der wichtigste Bestandteil der Aufgabenstellung, das Geräuschverhalten der ersten Getriebestufe zu verbessern, wird mit dem Einsatz eines Reibplanetengetriebes erfolgreich umgesetzt. Bei sämtlichen Versuchsreihen werden sehr zufrieden stellende Ergebnisse der Geräuschemission verzeichnet. Nur bei rauher Oberfläche der Planeten, welche aufgrund der negativen Ergebnisse nicht zum Einsatz kommt, ist ein deutliches Betriebsgeräusch wahrnehmbar. Die im Zuge dieser Diplomarbeit erarbeiteten Erkenntnisse aus den Prüfstandsversuchen und deren Zusammenhänge führen zu einer erfolgreichen Entwicklung des Reibplanetengetriebes, welches schließlich die spezifizierten Leistungsdaten von 60W Abtriebsleistung und 0,8Nm Abtriebsmoment erfüllt und dies bei Wirkungsgraden von bis zu 77%.

Aufgrund dieses erfolgreichen Abschlusses wird eine Weiterentwicklung seitens des Industriepartners bereits durchgeführt. Sie beschäftigt sich mit einer Reihe von Punkten wie Betriebspunktanpassung, Materialauswahl für die Serienproduktion und weitgehenden Dauerlaufversuchen. Des Weiteren wird ein Getriebeprototyp mit der ersten Getriebestufe als Reibplanetenstufe und einer zweiten verzahnten Planetenstufe entwickelt, um somit die gesamte Antriebseinheit unter realen Einsatzbedingungen zu prüfen.

Literaturverzeichnis

- [1] NAUNHEIMER H., BERTSCHE B., LECHNER G. (2007): Fahrzeuggetriebe. 2. Auflage, Berlin: Springer-Verlag
- [2] MEHLAN V. (2002): Experimentelle Verschleißuntersuchungen von angetriebenen Polyurethan-Rädern unter Einwirkung von Zwischenstoffen. TU Dortmund, Dissertation
- [3] NIEMANN G., WINTER H., HÖHN B.-R. (2005): Maschinenelemente. 4. Auflage, Band 1, Berlin: Springer-Verlag
- [4] NIEMANN G., WINTER H. (2004): Maschinenelemente. 2. Auflage, Band 3, Berlin: Springer-Verlag
- [5] GROTE K.-H., FELDHUSEN J. (2005): Dubbel. 23. Auflage, Berlin: Springer-Verlag
- [6] STEINHILPER W., SAUER B. (2008): Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. 6. Auflage, Berlin: Springer-Verlag
- [7] NISSAN MOTOR CO. (ohne Datum): Extroid CVT. Online im Internet:
URL: http://www.nissan-global.com/PDF/tcvt_e.pdf, (Stand: 25.06.2012)
- [8] YONES (2009): Extroid CVT. Online im Internet:
URL: http://en.wikipedia.org/wiki/File:Extroid_CVT.jpg, (Stand: 13.03.2012)
- [9] Vital-Office GmbH (ohne Datum): Produktfotos. Online im Internet:
URL: http://www.vital-office.net/download/Vital-Office-Katalog2012-office_fotos_sra3h-lr.pdf (Stand: 22.05.2012)
- [10] IMDb (2010): Academy Awards USA. Online im Internet:
URL: <http://www.imdb.com/event/ev0000003/2010> (Stand: 28.05.2012)
- [11] Hedèn Engineering Co. (2012): Hedèn company history. Online im Internet:
URL: <http://heden-engineering.com/about> (Stand: 03.06.2012)

- [12] Heden B. H. (1975): Mehrstufiges Reibplanetengetriebe. DE-Patent Nr: 2543080
- [13] Anthony W. Fini (1996): Planetary wedge drive. US-Patent Nr: 5584774
- [14] AI X., WILMER M., LAWRENTZ D. (2005): Development of Friction Drive Transmission. Journal of Tribology Vol. 127
- [15] Abts G. (2007): Einführung in die Kautschuktechnologie. München: Hanser-Verlag
- [16] ZuK Stanzteile GmbH (ohne Datum): Beschreibung der technischen Elastomere.
Online im Internet:
URL: <http://www.zuk-stanzteile.de/download/elastomere.pdf> (Stand: 30.11.2011)
- [17] asma GmbH (ohne Datum): Technische Information REIBUNGSKOEFFIZIENT.
Eigene Studie: Rev. Nr. 01-2008 PR
- [18] BASF Polyurethane GmbH (2011): Thermoplastische Polyurethan Elastomere (TPU), Elastollan®-Materialeigenschaften. Online im Internet:
URL:
http://www.polyurethanes.basf.de/pu/elastollan/Elastollan_Materialeigenschaften (Stand: 01.11.2011)
- [19] DANKERT J.(2011): Numerische Methoden. Skriptum, HAW Hamburg. Online im Internet:
URL: <http://www.rzbt.haw-hamburg.de/dankert/numet.html> (Stand: 19.09.2011)
- [20] SCHMIDT S. (2011): CAx - Application of Finite Element Method. Skriptum, IVT TU Graz
- [21] ERNST M. (2012): Entwicklung eines Prüfstandskonzepts für ein Planetenreibradgetriebe. Projekt Fahrzeugtechnik, FTG TU Graz

- [22] GGB Heilbronn GmbH (2011): Datenblatt DU-Gleitwerkstoff. Online im Internet:
URL: http://www.ggbearings.ch/download_literature.php?f=1342 (Stand: 31.07.2012)
- [23] Interfaceforce e.K. (ohne Datum): Datenblatt Kraftaufnehmer Modell SML. Online im Internet:
URL: <http://www.interfaceforce.de/userfiles/downloads/212-D-20121301091348.pdf> (Stand: 31.07.2012)
- [24] ALTHEN GmbH (2012): Datenblatt Kraftaufnehmer Modell AUMM(A). Online im Internet:
URL:
http://www.althen.de/public/media/PDF_Datenblatt/1b_Kraftmesstechnik/de/1b-AUMM-AUMMA-kraftsensor-d.pdf (Stand: 28.04.2012)
- [25] asma GmbH (2012): Produktinformation Eigenschaften ASMAPRENE C-Serie. Online im Internet:
URL: http://www.pur-elastomere.at/media/Asmaprene_C_Beschreibung.pdf (Stand: 31.01.2012)
- [26] asma GmbH (2012): Produktinformation Kennwerte ASMAPRENE C-Serie. Online im Internet:
URL: http://www.pur-elastomere.at/media/Asmaprene_C.pdf (Stand: 31.01.2012)
- [27] TU Graz (ohne Datum): Planetengetriebe. Online im Internet:
URL:
http://portal.tugraz.at/portal/page/portal/Files/i3100/03_Lehre/Daten/Schnittmodelle/Planetengetriebe.pdf (Stand: 06.08.2012)
- [28] LINAK GmbH (2012): DB14 DESKLINE built-in actuator. Online im Internet:
URL:
<http://www.infolink.com.au/c/LINAK-Australia/DB14-DESKLINE-built-in-actuators-from-LINAK-Australia-n872137#contactDetails> (Stand: 29.08.2012)

- [29] SCHLECHT B. (2010): Maschinenelemente 2. München: Pearson Studium
- [30] OTTO BOCK-KG (1990): Planetenreibrädergetriebe. DE-Patent Nr: 284076
- [31] Mitsubishi Jidosha Kogyo K.K. (1979): Planetenrollengetriebe. DE-Patent Nr:
2935088
- [32] asma GmbH (2012): Produktinformation ASMAPRENE. Online im Internet:
URL:
<http://www.pur-elastomere.at/pages/home/werkstoffe/asmaprene.php>
(Stand: 29.08.2012)
- [33] SolidWorks Deutschland GmbH (2012): Homepage – SolidWorks. Online im
Internet:
URL:
<http://www.solidworks.de> (Stand: 29.08.2012)
- [34] Dewetron (2012): Produktinformation DEWE 43. Online im Internet:
URL:
<http://www.dewamerica.com/Products/DEWE-43/index.php> (Stand:
29.08.2012)
- [35] Dewesoft GmbH (2012): Homepage – Dewesoft. Online im Internet:
URL:
<http://www.dewesoft.com> (Stand: 29.08.2012)
- [36] igus GmbH (2012): Gleitlager iglidur J. Online im Internet:
URL:
http://www.igus.de/iPro/iPro_02_0017_0000_DEde.htm?c=DE&l=de (Stand:
03.09.2012)
- [37] INNOTECH (2012): Klebstoff Fast-Glue. Online im Internet:
URL:

<http://www.innotec.at/web/produkte/produkt.php?id=142> (Stand: 03.09.2012)

[38] 3M GmbH (2012): Datenblatt 3M Scotch-Weld RT 300B. Online im Internet:

URL:

http://multimedia.3m.com/mws/mediawebserver?mwsId=SSSSSufSevTsZxtU08_ZNY_9evUqevTSevTSevTSeSSSSSS--&fn=SW_CYRT300B_042010.pdf

(Stand: 03.09.2012)

[39] Henkel Loctite-KID GmbH (2012): Datenblatt Loctite 438. Online im Internet:

URL:

<http://tds.loctite.com/tds5/docs/438-DE.PDF> (Stand: 03.09.2012)

[40] REMA TIP TOP GmbH (2012): Datenblatt SC 2000. Online im Internet:

URL:

http://www.rema-tiptop.de/portal/Cement_SC_2000,1002037138,117219.rtt

(Stand: 03.09.2012)

[41] KUNZ J., STUDER M. (2006): Druck-Elastizitätsmodul über Shore-A-Härte ermitteln. Online im Internet:

URL:

<http://www.kunststoffe.de/ku/default.asp> (Stand: 03.09.2012)

[42] SCHRAMM E. (2002): Reibung von Elastomeren auf rauen Oberflächen und Beschreibung von Nassbremseigenschaften von PKW-Reifen. Dissertation, Universität Regensburg

Abbildungsverzeichnis

| | |
|---|----|
| Abb. 1-1 Elektrisch höhenverstellbarer Arbeitsplatz [9] | 1 |
| Abb. 1-2 Antriebseinheit eines höhenverstellbaren Arbeitsplatzes [28] | 2 |
| Abb. 1-3 Motorkennfeld des Gleichstrommotors | 2 |
| Abb. 1-4 Aktuelles zweistufiges verzahntes Planetengetriebe | 3 |
| Abb. 1-5 Frequenzanalyse der Antriebseinheit | 5 |
| Abb. 1-6 Pflichtenheft für das Reibplanetengetriebe..... | 7 |
| Abb. 2-1 Erzeugung der Tangentialkraft [6] | 8 |
| Abb. 2-2 Vor- und Nachteile von Reibradgetrieben [4] | 10 |
| Abb. 2-3 a) Punktberührung und b) Linienberührung zweier Reibpartner [3] | 11 |
| Abb. 2-4 Schnitt durch ein Reibplanetengetriebe [4] | 12 |
| Abb. 2-5 Extroid-CVT-Getriebe von Nissan [8] | 14 |
| Abb. 2-6 Eigenschaften üblicher Werkstoffpaarungen [6] | 15 |
| Abb. 2-7 Schädigung eines Elastomer-Belags durch innere Überhitzung [2] | 17 |
| Abb. 2-8 Reibzahl – Längsschlupf-Kurve von Reibradgetrieben für verschiedene Werkstoffpaarungen [4]..... | 18 |
| Abb. 3-1 3-stufiges Reibplanetengetriebe mit geteiltem Hohlrad [12] | 19 |
| Abb. 3-2 Reibplanetengetriebe mit Keilprinzip [13] | 20 |
| Abb. 3-3 Reibplanetengetriebe mit exzentrischer Anordnung [14] | 21 |
| Abb. 3-4 Normalkraftaufbringung durch Keilwirkung [14] | 21 |
| Abb. 3-5 Wirkungsgrad über Ausgangsmoment bei unterschiedlichen Eingangsdrehzahlen [14]..... | 22 |
| Abb. 4-1 Vergleich verschiedener Werkstoffpaarungen bei Reibradgetrieben | 23 |
| Abb. 4-2 Wälzkörperformen mit Linienberührung | 25 |
| Abb. 4-3 Normalkraftregelung im Reibplanetengetriebe | 26 |
| Abb. 4-4 Normalkraftaufbringung im Reibplanetengetriebe | 27 |
| Abb. 4-5 Konzept 1 mit kegelförmigen Planeten und externer Axialkraft | 29 |
| Abb. 4-6 Konzept 2 mit Doppelkegel-Planeten | 30 |
| Abb. 4-7 Konzept 3 mit kegelförmigen Planeten mit interner Axialkraft..... | 31 |
| Abb. 4-8 Konzept 4 mit axialer Quetschung des elastischen Planeten | 32 |
| Abb. 4-9 Konzept 5 mit Übermaß des elastischen Planeten | 33 |
| Abb. 4-10 Konzept 6 mit radialer Aufweitung des elastischen Planeten..... | 33 |

| | |
|---|----|
| Abb. 4-11 Nutzwertanalyse für die Bewertung der Konzepte | 34 |
| Abb. 4-12 Übersicht relevanter Eigenschaften von Elastomeren [16] | 36 |
| Abb. 4-13 Reibkoeffizient von Polyurethan 70 Shore A in Abhängigkeit der Temperatur [17]..... | 38 |
| Abb. 4-14 Reibkoeffizient von Polyurethan 80 Shore A in Abhängigkeit der Temperatur [17]..... | 38 |
| Abb. 4-15 Spannungs-Dehnungs-Diagramm von Polyurethan 80 Shore A [18] | 39 |
| Abb. 4-16 Reibplanetengetriebe im Freischnitt mit auftretenden Planetenkräften ... | 40 |
| Abb. 4-17 Aufbau einer FE-Analyse [20] | 42 |
| Abb. 4-18 Reale Geometriedaten des Viertelmodells | 43 |
| Abb. 4-19 Vernetzte vereinfachte Struktur des Viertelmodells | 44 |
| Abb. 4-20 Resultierende Normalkraft des Viertelmodells | 45 |
| Abb. 4-21 Spannungen im Elastomerplaneten des Viertelmodells..... | 45 |
| Abb. 4-22 Ergebnisse von Reaktionskräften in Abhängigkeit von variablen Parametern..... | 46 |
| Abb. 4-23 Prüfeinrichtung für die Normalkraftbestimmung..... | 47 |
| Abb. 4-24 Gegenüberstellung der realen zur berechneten Normalkraft | 47 |
| Abb. 4-25 Schnitt durch das detaillierte Reibplanetengetriebe | 49 |
| Abb. 5-1 Schnitt durch den gesamten Getriebeprüfstand [21] | 51 |
| Abb. 6-1 Versuchsmatrix..... | 59 |
| Abb. 6-2 Vergleich unterschiedlicher Vorspannungen der Planeten | 61 |
| Abb. 6-3 Reibzahl-Schlupfkurve der Messung 1..... | 62 |
| Abb. 6-4 Vergleich unterschiedlicher Breiten der Planeten | 64 |
| Abb. 6-5 Sehr raue Planetenoberfläche (links) im Vergleich zur normalen Oberfläche (rechts) | 65 |
| Abb. 6-6 Vergleich unterschiedlicher Oberflächenrauigkeiten der Planeten | 66 |
| Abb. 6-7 Variation der Getriebeeingangsdrehzahl bei hoher Vorspannung | 68 |
| Abb. 6-8 Variation der Getriebeeingangsdrehzahl bei niedriger Vorspannung..... | 69 |
| Abb. 6-9 Variation der Getriebeeingangsdrehzahl bei hoher Vorspannung | 70 |
| Abb. 6-10 Kennfeld zum Einsatz eines weicheren Elastomers..... | 72 |
| Abb. 6-11 Testzyklus für Dauerlaufversuch..... | 73 |
| Abb. 6-12 Dauerlauf bei konstantem Abtriebsdrehmoment von 600Nmm und 800Nmm..... | 75 |

Abb. 0-1 Metall-Polymer Gleitbuchse [22]..... I
Abb. 0-2 Kraftaufnehmer für statische Normalkraftaufnahme der Planeten [23]..... II
Abb. 0-3 Kraftaufnehmer für die Drehmomentabstützung [24] III
Abb. 0-4 Beschreibung des verwendeten Elastomers [25] IV
Abb. 0-5 Mechanische Eigenschaften des verwendet Elastomers [26] V
Abb. 0-6 Benutzeroberfläche Dewesoft® [35] VI

Anhang

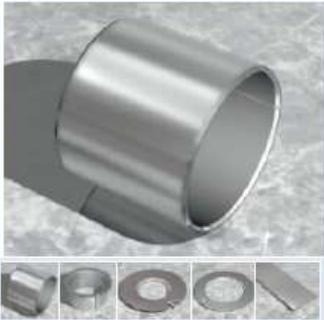
| DU® Gleitwerkstoff | | GGB BEARING TECHNOLOGY | | | | | | | | | | | |
|---|--|---|--|--------------|-----|----------------|-------------|------------------|-------------|------------------|-------------|---|--|
| <small>an EnPro Industries company</small> | | | | | | | | | | | | | |
| DU® Gleitwerkstoff | Typische Merkmale | Anwendungen | | | | | | | | | | | |
|  | <ul style="list-style-type: none"> Trockengleitmaterial mit guten Verschleiß- und Reibungseigenschaften über einen großen Bereich unterschiedlicher Belastungen Gleitgeschwindigkeiten und Temperaturen Gute Leistungsfähigkeit auch mit Schmierung Großer Abmessungsbereich ab Lager lieferbar | Industrie Luft- und Raumfahrt, landwirtschaftliche Ausrüstungen, Baumaschinen, Fördergeräte, Umformanlagen; Metall, Kunststoff und Gummi; Büroeinrichtungen, medizinische und wissenschaftliche Einrichtungen, Verpackungsindustrie, pneumatische und hydraulische Zylinder, Pumpen und Motoren, Bahn und Straßenbahnen, Textilindustrie, Ventile, usw. | | | | | | | | | | | |
| Materialaufbau | Betriebsbedingungen | Verfügbarkeit | | | | | | | | | | | |
| Metall-Kunststoff-Verbundmaterial St + Sinterbronze + PTFE + Pb | <table border="1"> <tr> <td>trocken</td> <td>sehr gut</td> </tr> <tr> <td>ölgeschmiert</td> <td>gut</td> </tr> <tr> <td>fettgeschmiert</td> <td>weniger gut</td> </tr> <tr> <td>wassergeschmiert</td> <td>weniger gut</td> </tr> <tr> <td>mediengeschmiert</td> <td>weniger gut</td> </tr> </table> | trocken | sehr gut | ölgeschmiert | gut | fettgeschmiert | weniger gut | wassergeschmiert | weniger gut | mediengeschmiert | weniger gut | Ab Lager <ul style="list-style-type: none"> zylindrische Standardbuchsen, zylindrische Großbuchsen, Bundbuchsen, Anlaufscheiben, Bundscheiben, Standardstreifen Auftragsbezogene Herstellung <ul style="list-style-type: none"> Sonderteile | |
| trocken | sehr gut | | | | | | | | | | | | |
| ölgeschmiert | gut | | | | | | | | | | | | |
| fettgeschmiert | weniger gut | | | | | | | | | | | | |
| wassergeschmiert | weniger gut | | | | | | | | | | | | |
| mediengeschmiert | weniger gut | | | | | | | | | | | | |
| Mikroschliffbild | Werkstoffeigenschaften | Einheit | Wert | | | | | | | | | | |
|  <p>Laufschicht PTFE + Pb</p> <p>Sinterbronze</p> <p>Stahlrücken</p> | Trocken maximale Gleitgeschwindigkeit v maximaler pv-Wert - Dauerbetrieb - Aussetzbetrieb Reibungszahl f Ölgeschmiert maximale Gleitgeschwindigkeit v maximaler pv-Wert Reibungszahl f Allgemein maximale Temperatur T _{max} minimale Temperatur T _{min} zulässige Flächenbelastung p statisch zulässige Flächenbelastung p dynamisch erforderliche Oberflächenrauheit des Gleitpartners, geschliffen R _a - Trockenlauf Härte des Gleitpartners | m/s MPa x m/s – m/s MPa x m/s – °C °C MPa MPa µm HB | 2.5 1.8 3.5 0.02-0.25 - - 0.02-0.12 +280 -200 250 140 0.4±0.1 gehärtet und ungehärtet einsetzbar | | | | | | | | | | |

Abb. 0-1 Metall-Polymer Gleitbuchse [22]

Modell SML

- Messbereiche von 20 N bis 4500 Newton
- geringe Empfindlichkeit gegen exzentrische Lasten
- sehr flache Bauform
- +/- 0,05% Linearität
- Zug- und Druckkräfte
- kleine Messwege
- bis zu 800% Überlastschutz

STANDARD KONFIGURATION

- 1,5 Meter Kabel

*OPTIONEN

- längeres Kabel
- Gewintheadapter, Aussengewinde***

*ZUBEHÖR

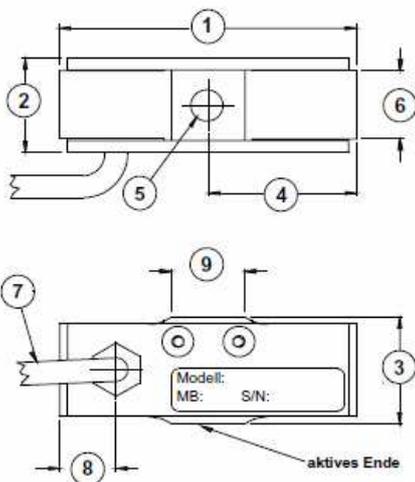
- Anzeigen und Verstärker

* bitte fordern Sie weitere Informationen an



SPECIFICATIONS

| | | |
|-----------------------------------|---------------|--------------------|
| ACCURACY - (max Fehler) | 22-1300 | 2,2+4,5KN |
| Linearität-% Nennlast | ± 0,05 | ± 0,10 |
| Hysteresis-% Nennlast | ± 0,05 | ± 0,10 |
| Reproduzierbarkeit-% Ausgang | ± 0,03 | |
| Kriechen, in 20 min.-% | ± 0,05 | |
| TEMPERATUR | | |
| komp. Temperaturbereich-°F | 0 bis 150 | |
| komp. Temperaturbereich-°C | -15 bis 65 | |
| Arbeitstemperaturbereich-°F | -65 bis 200 | |
| Arbeitstemperaturbereich-°C | -55 bis 90 | |
| Effekt > Ausgang-%/°C - MAX | ± 0,001 | |
| Effect > Null-% Ausgang/°C-MAX | ± 0,009 | |
| ELEKTRISCH | | |
| Ausgangssignal-mV/V (nominal) | 2,0 | |
| Nullpunkt-Balance-% Ausgang | ± 1,0 | |
| Brückenwiderstand-Ohm (nominal) | 350 | |
| Versorgungsspannung-MAX | 15 VDC | |
| Isolationswiderstand-Megohm | 5000 | |
| MECHANISCH | | |
| Kalibrierung | Zug | |
| Überlastschutz-% Nennlast: | | |
| 22N 45N (5,10 lbf) | 800 | |
| 110N -4500N (25-1000 lbf) | 150 | |
| Kabellänge-mt | 1,5 | |
| Eigenfrequenz / Messweg@Nennlast: | | |
| N | Nennlast (mm) | Eigenfrequenz (Hz) |
| 22,45 | 0,13 | 3000 |
| 110 | 0,10 | 2500 |
| 220 | 0,07 | 3300 |
| 450 | 0,07 | 5000 |
| 890,1300 | 0,07 | 4500 |
| 2200,4500 | 0,07 | 1800 |



DIMENSIONEN

| siehe Zeichnung | Messbereiche N (lbf) | | | | | |
|-----------------|----------------------|------|----------------------|------|---------------------|------|
| | 22,45 (5, 10) | | 110,220,450 (25-100) | | 900+1300 (200, 300) | |
| | inch | mm | inch | mm | inch | mm |
| ① | 1.80 | 45.7 | 2.00 | 50.8 | 2.12 | 53.8 |
| ② | 0.52 | 13.2 | 0.64 | 16.4 | 0.90 | 22.9 |
| ③ | 0.73 | 18.6 | 0.73 | 18.6 | 0.98 | 24.9 |
| ④ | 0.90 | 22.9 | 1.00 | 25.4 | 1.06 | 26.9 |
| ⑤ | (10-32 UNF-2B) M5 | | (1/4-28 UNF-2B) M6 | | (3/8-24 UNF-2B) M8 | |
| ⑥ | 0.34 | 8.6 | 0.46 | 11.8 | 0.72 | 18.3 |
| ⑦ | 0.13 | 3.3 | 0.13 | 3.3 | 0.13 | 3.3 |
| ⑧ | 0.29 | 7.4 | 0.38 | 9.7 | .46 | 11.7 |
| ⑨ | 0.50 | 12.7 | 0.50 | 12.7 | 0.57 | 14.5 |

Abb. 0-2 Kraftaufnehmer für statische Normkraftaufnahme der Planeten [23]

Miniatur-Kraftaufnehmer Modelle AUMM, AUMMA

- Messbereiche von 1 kgf bis 200 kgf (10 N bis 2 kN)
- Für Zug- und Druckbelastung
- Kompakte, leichte Bauform
- Schutzklasse IP67



Kompakter DMS-Aufnehmer in Miniaturbauform für Druck oder Zug-/Druck-Anwendungen bei geringeren Anforderungen an die Messgenauigkeit; besonders geeignet für einfache, unkritische Anwendungen, die preissensitiv sind! Leichter Einbau in die Anwendung durch Gewindebolzen!

| Technische Daten | | |
|--|--|--|
| Modell | AUMMA | AUMM |
| Nennmessbereich: | 1 kgf (9,81 N), 2 kgf (19,61 N), 5 kgf (49,03 N), 10 kgf (98,07 N), 20 kgf (196,1 N), 50 kgf (490,3 N), 100 kgf (980,7 N), 200 kgf (1,96 kN) | |
| Nenn-Empfindlichkeit: | 0,7...1,2 mV/V | 0,7...1,2 mV/V |
| Linearitätsfehler: | 1% v.E. | 1% v.E. |
| Hysterese: | 1% v.E. | 1% v.E. |
| Reproduzierbarkeit: | 0,2% v.E. | 0,2% v.E. |
| Brückenunsymmetrie: | ±2% v.E. | ±2% v.E. |
| Temperatureffekt Spanne | 0,1% v.M./10 K | 0,1% v.M./10 K |
| Temperatureffekt Nullpunkt | 0,05% v.E./10 K | 0,05% v.E./10 K |
| Nenntemperaturbereich | -10...+70°C | -10...+70°C |
| Gebrauchstemperaturbereich | -10...+80°C | -10...+80°C |
| Eingangswiderstand: | 350 Ω ±30 Ω | 350 Ω ±30 Ω |
| Ausgangswiderstand: | 350 Ω ±2 Ω | 350 Ω ±2 Ω |
| Isolationswiderstand Brücke/Gehäuse | 2000 MΩ | 2000 MΩ |
| Speisespannung: | 5 V (empf.) | 5 V (empf.) |
| zulässige Überlast: | 120% Nennmessbereich | 120% Nennmessbereich |
| Elektr. Anschluss: | Ø3 mm x 2 m 4-adriges Kabel, geschirmt | Ø3 mm x 2 m 4-adriges Kabel, geschirmt |

Abb. 0-3 Kraftaufnehmer für die Drehmomentabstützung [24]

| | |
|----------------------------------|---|
| Chemische Basis | Spezial-Gießpolyurethansystem |
| Charakteristik | Hochwertiges Gießpolyurethansystem mit ausgezeichneten physikalischen Eigenschaften, sehr guter dynamischer Tragfähigkeit und höchster Abriebfestigkeit über den gesamten Härtebereich. |
| Einsatzgebiete | <p>Beschichtungen von Walzen, Rollen und Rädern für <u>höchst verschleißbeanspruchte Anwendungen hinsichtlich Abrieb- und Schnittfestigkeit</u> (Stahlverarbeitung, chemisch-physikalische Prozesse).</p> <p>Beschichtungen von Walzen, Rollen und Rädern für <u>dynamisch hoch beanspruchte Anwendungen hinsichtlich Last und Geschwindigkeit</u> (Schwerlastrollen, Textilindustrie).</p> <p>Beschichtungen und Formteile für hoch beanspruchte Anwendungen hinsichtlich <u>Verschleiß und Dynamik</u> (Federn, Siebe, Lamellenräder, Kettenplatten).</p> <p><u>Spezielle Anwendungen</u> für den Maschinen- und Anlagebau.</p> |
| Besondere Vorteile | <p>Ausgezeichnete Abriebfestigkeit, sehr gute Schnitt- und Weiterreißfestigkeit, sehr hohe dynamische Belastbarkeit, sehr hohe Elastizität und Flexibilität, sehr gute Beständigkeit gegenüber UV-Einwirkung sehr gute Haftung auf Metallen, CFK, GFK, sehr geringer Druckverformungsrest (DVR), gute Beständigkeit gegenüber Hydrolyse .</p> |
| Besondere Beständigkeiten | <p>Allgemein sehr gute Beständigkeit gegenüber mineralische Öle und Fette, Lösemittel (wie Heptan, Toluol, Ethylacetat), Schalöle (in der Betonindustrie), UV-Einwirkung (sehr geringer Farbumschlag). Sonderausführung mit verbesserte Mikrobenbeständigkeit lieferbar. Für spezielle Anwendungen nehmen Sie bitte bezüglich Beständigkeit Kontakt mit unseren technischen Vertriebsmitarbeitern auf!</p> |
| Einsatztemperatur | Im Dauergebrauch bis -35 bis +60°C (feucht), bis +80°C (trocken), kurzfristig bis +100°C. |
| Härtebereich | 50 bis 95° Shore A |
| Farben | Maisgelb, rot, schwarz, signalblau, natur (transparent bis weiß) |
| Alternatives | <p><u>Asmaprene L</u> (für verbesserte Hydrolysebeständigkeit). <u>Asmaprene A</u> (für höchste Schnitt- und Weiterreißfestigkeit). <u>Vulkollan</u> (für höchste dynamische Tragfähigkeit) <u>Asmaprene CPP</u> (für reduzierten elektrischen Oberflächen- und Volumenswiderstand).</p> |
| Bemerkungen | Für den Kurzzeitkontakt mit trockenen und feuchten Lebensmitteln geeignet. |

Abb. 0-4 Beschreibung des verwendeten Elastomers [25]

| Eigenschaft | Prüfvorschrift | Maßeinheit | Asmaprene C | | | | | |
|--|----------------|--------------------|-------------|------|------|------|------|------|
| | | | 65 | 70 | 75 | 80 | 85 | 92 |
| Härte, Shore A/D | DIN 53 505 | Shore A Shore D | | | | | 37 | 45 |
| Reißfestigkeit | DIN 53 504 | N/mm ² | 35 | 44 | 53 | 53 | 53 | 55 |
| Spannung bei 100% Dehnung | DIN 53 504 | N/mm ² | 3,5 | 5,0 | 5,0 | 6,5 | 8,5 | 11 |
| Spannung bei 300% Dehnung | DIN 53 504 | N/mm ² | 10 | 13 | 17 | 19,5 | 23 | 27 |
| Reißdehnung | DIN 53 504 | % | 570 | 540 | 530 | 520 | 510 | 490 |
| Weiterreißwiderstand (Graves) | DIN 53 515 | N/mm ² | 45 | 50 | 59 | 70 | 81 | 94 |
| Abrieb | DIN 53 516 | mm ³ | 28 | 28 | 27 | 27 | 28 | 30 |
| Rückprallelastizität | DIN 53 512 | % | 70 | 67 | 65 | 61 | 58 | 53 |
| Druckverformungsrest 70h/23°C 24h/70°C | DIN 53 517 | % | | | | | | |
| Dichte | | g/cm ³ | 1,16 | 1,16 | 1,16 | 1,16 | 1,16 | 1,16 |

Abb. 0-5 Mechanische Eigenschaften des verwendet Elastomers [26]

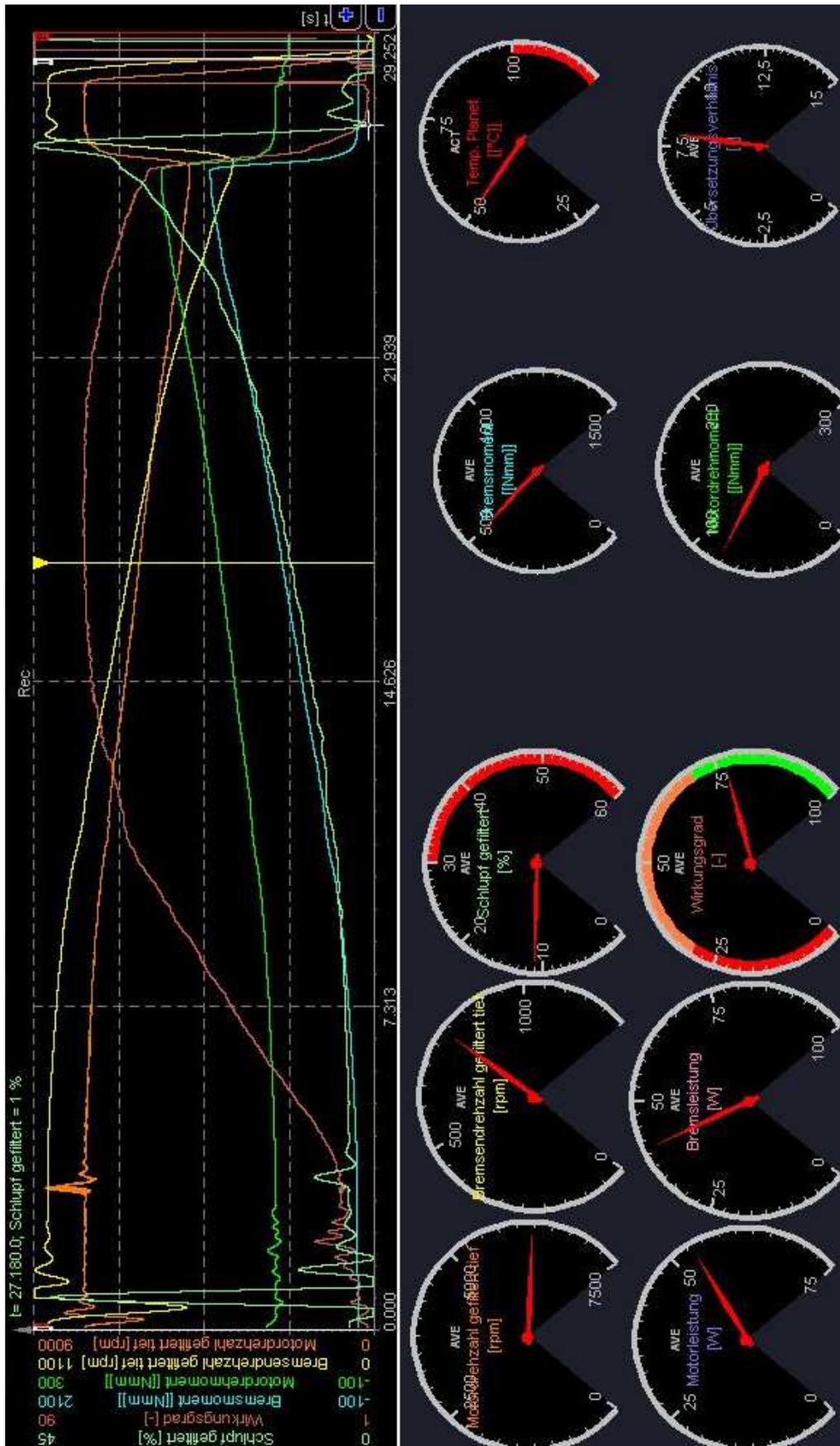


Abb. 0-6 Benutzeroberfläche Dewesoft® [35]