



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN  
Vienna University of Technology



## Diplomarbeit

# Entwicklung und Konstruktion eines Getriebes zur variablen Lenkübersetzung für die Prototypenphase eines zweispurigen Kraftfahrzeugs

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

## Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

**A.o. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Manfred Grafinger**

(E307 Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik,  
Bereich: Maschinenbauinformatik und Virtuelle Produktentwicklung)

und

**Ing. Wolfgang Binder**

(Magna Steyr Fahrzeugtechnik AG & CO KG,  
Bereich: Chassis - Vehicle Dynamics)

eingereicht an der technischen Universität Wien

**Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften**

von

**Lukas Gren**

01025536 (066 482)



Wien, im Dezember 2018

---

Lukas Gren



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN  
Vienna University of Technology

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

## Diplomarbeit

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre weiters Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch Ausland (einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, im Dezember 2018

---

Lukas Gren

## Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all denjenigen bedanken, die mich während der Anfertigung dieser Diplomarbeit unterstützt haben.

Mein größter Dank gebührt Prof. Manfred Grafinger, der meine Diplomarbeit betreut und begutachtet hat. Für die Zeit, die er sich immer genommen hat, um hilfreiche Anregungen und konstruktive Kritik bei der Erstellung dieser Arbeit zu leisten.

Ebenfalls möchte ich mich bei meinen Arbeitskollegen bedanken, die mir mit ihrer hilfsbereiten Art zur Seite standen.

Lukas Gren,

Wien, 18.12.2018

## Kurzfassung

Ziel der Arbeit ist die Entwicklung und Konstruktion eines Getriebes zur Erprobung verschiedener Lenkübersetzungen in der Prototypenphase eines zweispurigen Kraftfahrzeugs. Aktuell sind die Erprobungsfahrten, in denen unterschiedliche Lenkgetriebe in dasselbe Fahrzeugmodell eingebaut werden, sehr kosten- und zeitintensiv. Durch den Einsatz eines variablen Lenkgetriebes würde dieser Aufwand wegfallen.

Das besagte Getriebe ist für den Einbau zwischen Lenkrad und Lenkspindel im Fahrzeuginnenraum vorgesehen. Zu den Forderungen gehören unter anderem ein Regelbereich von  $\pm 30\%$  und eine feine Gangabstufung (1 – 2%). Ein überschaubarer Entwicklungsaufwand und niedrige Kosten geben die Rahmenbedingungen vor.

Zu Beginn erforderte die Arbeit eine genügende Internet- und Literaturrecherche zu bestehenden Produkten bzw. ähnlichen Lösungsansätzen. Im Falle potentieller Konstruktionen (Fahrradgetriebe von *Fallbrook Technologies* oder *Pinion*) entstand eine Kontaktaufnahme mit dem Hersteller. Für die konstruktive Umsetzung des Problems wurde das CAD-Programm CATIA verwendet und für Office Anwendungen, beispielsweise zum Anfertigen von Konzepten und Bewerten dieser, das Office-Paket von Microsoft (Outlook, Word, Power Point, Excel). Die Entwicklung wurde durch die Expertise von Professor Grafinger maßgeblich unterstützt. Firmenintern wurden die nötigen Mittel (relevante CAD-Daten, Informationen, Werkzeuge, Räumlichkeiten, Fertigungsmöglichkeit etc.) zur Verfügung gestellt.

Aus einer ausführlichen Analyse ging das Riemenverstellgetriebe als geeignetes Konzept hervor. Die Konstruktion berücksichtigt den Wunsch nach geringem Entwicklungsaufwand, niedrigen Kosten und hoher Nutzerfreundlichkeit. Zudem ist das Getriebe für den universellen Gebrauch in den verschiedensten Fahrzeugmodellen ausgelegt und deckt den geforderten Regelbereich fein ab. Als nachteilig erweist sich das eingeschränkt übertragbare Drehmoment, welches den gesetzlichen Forderungen der Economic Commission for Europe (ECE R79) im Falle eines schadhafte Lenksystems nicht genügt. Unter gewöhnlichen Umständen ist ein Einsatz jedoch möglich. Nichtsdestotrotz sind die Erprobungen auf abgesperrter Strecke durchzuführen.

Aus Versuchen ging außerdem hervor, dass ein Betätigungsmoment von 2Nm nötig ist. Dies ist dem suboptimalen Wirkungsgrad des Variators zu verschulden und kann mit der Servolenkung kompensiert werden.

## Abstract

The aim of the work is the development of a gearbox for testing different steering ratios in the prototype phase of a vehicle. Currently, the test drives, in which different steering gears are installed in the same vehicle model, are very costly and time-consuming. Through the use of a variable steering gear this effort would be eliminated.

The said transmission is intended for installation between the steering wheel and the steering shaft in the vehicle interior. The requirements include a control range of  $\pm 30\%$  and a fine gear ratio (1-2%). A manageable development effort and low costs also dictate the framework conditions.

The work required a sufficient Internet and literature research on old products or similar solutions. In the case of potential constructions (bicycle gearboxes from *Fallbrook Technologies* or *Pinion*), contact was made with the manufacturer. For the constructive implementation of the problem the CAD program CATIA was used and for the preparation of concepts and the evaluation of this office package of Microsoft (Outlook, Word, Power Point, Excel). The development was significantly supported by the expertise of professor Grafinger. In-house the necessary resources (available CAD data, information, tools, premises, manufacturing facilities, etc.) were made available.

From a detailed analysis, the adjustable belt drive went out as a suitable concept. The design considers the desire for low development effort, low costs and high user friendliness. In addition, the gearbox for universal use in a variety of vehicle models and the required control range fine. As a disadvantage proves the applicable transferable torque (ECE R79) in the case of a defective steering system is not enough. Under normal circumstances, however, use is possible. Nevertheless, the tests are to be carried out on closed tracks.

Experiments also showed that an actuation torque of 2Nm is necessary. This is due to the suboptimal efficiency of the variator and can be compensated with the power steering

# Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung .....	4
1.1	Problembeschreibung.....	4
1.2	Lösungsansatz .....	5
1.3	Aufbau und Struktur der Arbeit .....	6
2	Stand der Technik.....	8
2.1	Grundlagen der Lenkung.....	8
2.1.1	Bauformen .....	9
2.1.2	Lenkübersetzung .....	10
2.1.2.1	Variable Lenkübersetzung.....	14
2.1.3	Hilfskraftsysteme.....	14
2.1.3.1	Zahnstangen-Hydraulenklung .....	15
2.1.3.2	Servotronic.....	15
2.1.4	Anforderungen .....	16
2.2	Überlagerungs- oder Aktivlenkung .....	17
2.2.1	Aufbau .....	18
2.2.2	Funktionsprinzip.....	19
2.2.3	Audi/ZFLS-Dynamiklenkung .....	20
2.2.4	BMW/ZFLS-Aktivlenkung .....	23
2.2.5	Lexus/JTEKT VGRS .....	25
2.3	Stufenlosgetriebe.....	27
2.3.1	Funktionsprinzip.....	28
2.3.2	Umschlingungsgetriebe .....	30
2.3.2.1	Stufenloses Keilscheiben-Verstellgetriebe.....	31
2.3.2.2	P. I. V. Getriebe.....	35
2.3.2.3	Kegelscheibengetriebe.....	37
2.3.3	Reibradgetriebe .....	37
2.3.3.1	Kegelringgetriebe .....	39
2.3.3.2	Kopp-Tourator .....	40
2.3.3.3	Toroidgetriebe .....	43
2.4	Zahnradgetriebe .....	45
2.4.1	Pinion P1.18.....	46

3	Methodik .....	48
4	Entwicklung des Getriebes.....	49
4.1	Forderungen und Wünsche .....	49
4.1.1	Forderungen .....	49
4.1.2	Wünsche .....	51
4.2	Konzipierung .....	52
4.2.1	3-stufiges Stirn-Schieberadgetriebe .....	52
4.2.2	7-Gang Planetenradgetriebe.....	53
4.2.3	Modifizierte Pinion P1.18 .....	55
4.2.4	Kegelscheibengetriebe .....	57
4.2.5	Kegelringgetriebe.....	57
4.2.6	Stufenloses Riemenverstellgetriebe.....	58
4.2.7	Kugelgetriebe (Kopp-Tourator) .....	59
4.2.8	Parallelgeschalteter NuVinci .....	61
4.3	Konzeptvergleich und Auswahl .....	61
4.4	Funktionsanalyse und Variantenbewertung.....	64
4.4.1	Antriebseinheit .....	66
4.4.2	Übertragungsmittel bzw. Zwischenglied.....	68
4.4.3	Vorgelegeeinheit – links .....	68
4.4.4	Vorgelegeeinheit – rechts .....	69
4.4.5	Verstelleinheit .....	70
4.4.6	CVT-Umschlingungsmittel .....	71
4.4.7	Abtriebseinheit .....	71
4.5	Riemenauslegung.....	72
4.5.1	Maßgebende Berechnungsleistung $P_B$ .....	73
4.5.2	Festlegung der Riemenausführung bzw. des Riemenprofils .....	74
4.5.3	Festlegen der Scheibendurchmesser .....	76
4.5.4	Ermittlung des vorläufigen Wellenabstandes .....	77
4.5.5	Ermittlung und Festlegung der Riemenlänge .....	77
4.5.6	Festlegung des endgültigen Wellenabstandes .....	79
4.6	Berges-Riemenverstellscheiben.....	80
4.7	Wellenauslegung.....	84

4.7.1	Tragfähigkeitsberechnung .....	84
4.8	Passfederauslegung nach DIN 6892 .....	86
4.8.1	Berechnung für die Verstellscheiben .....	86
4.8.1.1	Wirksame Flächenpressungen .....	87
4.8.1.2	Zulässige Flächenpressungen.....	89
4.8.1.3	Überprüfen der Festigkeitskriterien.....	90
4.8.2	Berechnung für die Zahnriemenräder .....	91
4.8.2.1	Wirksame Flächenpressungen .....	91
4.8.2.2	Zulässige Flächenpressungen.....	92
4.8.2.3	Überprüfen der Festigkeitskriterien.....	92
4.9	Prüfstand .....	94
4.9.1	Ergebnisse .....	96
4.10	iglidur - Kunststofflager.....	99
4.11	Bauteilanordnung und Kollisionsprüfung .....	100
4.12	Integration des Getriebes .....	101
4.12.1	Verbindung Getriebeausgangswelle - Lenkspindel.....	101
4.12.2	Verbindung Getriebeeingangswelle - Lenkrad .....	102
4.12.3	Polygonprofil P3G nach DIN 32711-1.....	103
4.13	Zahnriemenrad .....	105
4.13.1	Auswahl des Zahnriemenantriebs .....	106
4.13.2	Nachweis der erforderlichen Riemenbreite und Länge .....	108
4.13.3	Spannvorrichtung .....	109
4.14	Konstruktion vom Gehäuse .....	113
4.14.1	Anbindung vom Gehäuse .....	114
4.15	Einsatzvorbereitungen.....	115
4.16	Montageablauf .....	116
5	Ergebnis der Arbeit .....	118
6	Resümee und Ausblick .....	121
7	Literaturverzeichnis .....	123
8	Abbildungsverzeichnis .....	125
9	Tabellenverzeichnis .....	128
10	Abkürzungsverzeichnis .....	129

# 1 Einleitung

Zu den Aufgaben eines Fahrzeuglenkgetriebes gehören in erster Linie die Umwandlung der Lenkraddrehbewegung in einen Radeinschlagwinkel, aber genauso die Gewährleistung einer präzisen Lenkung in allen Fahrzuständen. Früher musste die Lenkübersetzung noch relativ hoch (=indirekt) gewählt werden, um die Lenkkräfte möglichst gering zu halten und die Zulassungsvorschriften (ECE R79) zu erfüllen. Eine hohe Lenkübersetzung wirkt sich jedoch negativ auf den Fahrer beim Parkieren aus. Mehrere Lenkradumdrehungen für einen kleinen Radeinschlagwinkel wirken dem Lenkkomfort entgegen [1, S. 249]. Heute werden zur Verstärkung des vom Fahrer aufgetragenen Lenkmoments Hilfskraftlenksysteme verwendet [2, S. 481]. Sie reduzieren insbesondere bei stehendem Fahrzeug die notwendigen Lenkkräfte und tragen maßgeblich zur Steigerung des Komforts bei [1, S. 249]. Infolgedessen sind auch kleinere Lenkübersetzungen, ohne Einbußen im Lenkkomfort, möglich.

Mit der Einführung von variablen Zahnstangen, die i.d.R. nur in Sonderausstattung inbegriffen sind, wurde ein Kompromiss zwischen einer indirekten und direkten Lenkung geschlossen. Indirekte Übersetzungen sind vor allem bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten, wo Lenkfehler desensibilisiert werden sollen, notwendig. Dennoch ist die optimale Gestaltung der Lenkübersetzung nicht zu pauschalisieren, da viele Faktoren wie z.B. Reifen oder Karosseriebauform einen Einfluss auf das Lenkverhalten haben. Sie bedarf einer subjektiven als auch objektiven Einschätzung und ist Teil des Produktentstehungsprozesses eines Automobils.

## 1.1 Problembeschreibung

Zu Beginn jeder Entwicklung von Fahrzeugkomponenten stimmt der Entwicklungspartner die Zielwerte mit dem Kunden ab. Da die Ziele nicht zu 100% erfüllt werden können, wird ein Korridor angegeben. So ist es bei Fahrdynamikzielen z.B. die Festlegung des Lenkwinkelgradienten. Aus diesen Zielen lassen sich die Subkomponenten ableiten, die den Zielen entsprechend angepasst werden müssen. Der Entwicklungspartner, in dem Fall Magna, bildet das Zielfahrzeug, unter Berücksichtigung der Zielwerte, in der Mehrkörpersimulation ab. Damit die Ziele im Gesamtverbund erreicht werden können, werden die Komponenten im Rahmen dessen spezifiziert. So werden beispielsweise bei der Entwicklung der Lenkkinematik die geforderten Kinematikpunkte und sonstige erforderliche Rahmenbedingungen an den Hersteller weitergeleitet. Der beauftragte Komponenten- bzw. Systemlieferant verantwortet die Beschaffung dieser Teile und hat in vielen Fällen den Anforderungen entsprechende Komponenten. Nur in den seltensten Fällen werden Teile komplett neu entwickelt. Danach wird das Spenderfahrzeug vom

Entwicklungspartner auf das Erprobungs- bzw. auch das sogenannten Mule Fahrzeug umgebaut bzw. umgerüstet. Dabei orientiert sich das Spenderfahrzeug an dem Zielfahrzeug. So dient zum Beispiel ein vorhergehendes Modell als Referenz. Bei Neuentwicklungen sollte das Spenderfahrzeug möglichst viele Komponenten beinhalten, die dem Zielfahrzeug gleichen. Beim Umbau werden Karosserie-, Fahrwerks- und Antriebsstrangkomponenten ausgetauscht. Es folgen die ersten Abstimmungsfahrten. Dort wird das Mule Fahrzeug erprobt, subjektiv als auch objektiv beurteilt und gegebenenfalls abgestimmt. Dabei werden folgende fahrdynamische Tests durchgeführt:

- Standardisierter Auto-Motor-Sport (AMS) Test bei dem 11 Pylonen im 18-Meter-Abstand aufgestellt sind. Getestet wird Spurtreue, Lenkverhalten in Wechselkurven und Fahrstabilität [3],
- Spurwechsel bei maximaler Fahrzeuggeschwindigkeit und
- Bergfahrt bei dem die Fahrdynamik realen Bedingungen ausgesetzt ist.

Im Allgemeinen werden bei den fahrdynamischen Erprobungsfahrten bis zu drei verschiedene Lenkübersetzungen getestet, sprich drei Fahrzeuge desselben Modells mit jeweils unterschiedlichem Lenkgetriebe. Der Unterschied in den Übersetzungen liegt im Normalfall zwischen 5 und 15%. Um dies zu ermöglichen, muss für jede Lenkübersetzung ein Prototypenfahrzeug gefertigt werden. Die Entwicklung, Herstellung und Bereitstellung solcher Fahrzeuge ist demnach sehr zeit- und kostenintensiv. Diesen umfangreichen Prozess gilt es zu verbessern bzw. neu zu gestalten.

## 1.2 Lösungsansatz

Es entstand die Idee des variablen Lenkgetriebes, der die Darstellung verschiedenster Übersetzung in nur einem Fahrzeug eines Modells ermöglicht und somit auf den umfangreichen Umbau weiterer Fahrzeuge verzichtet. Ein weiterer Vorteil liegt in der größeren Anzahl an Übersetzungsdarstellungen. Soweit es die Getriebekonstruktion zulässt, können Feinabstimmungen im 1%igen Bereich durchgeführt werden (Stichwort „Stufenlosgetriebe“). Durch eine möglichst einfache Zwischenschaltung des Getriebes zwischen Lenkrad und Lenkspindel in der Fahrgastzelle, koppelt man die Einheit mit dem Lenksystem. Die Aufbereitung des Systems beschränkt sich im Groben auf den Aus- und Einbau der Lenkräder und Fertigung der Adapter zur formschlüssigen Verbindung der von Fahrzeug zu Fahrzeug unterschiedlichen Spindel Geometrien.

Aus der geschilderten Problemstellung ergibt sich die Forschungsfrage nach einer konstruktiv sinnvollen Darstellung verschiedener Lenkübersetzungen in der Prototypenphase eines zweiseitigen Kraftfahrzeuges zur Bestimmung des optimalen

Lenkübersetzungsverhältnisses, welcher durch den Einbau eines Getriebes und unter Einhaltung der Forderungen und Wünsche erfolgen soll.

### 1.3 Aufbau und Struktur der Arbeit

Zum besseren Verständnis der Problematik werden anfangs die Grundlagen der Lenkung und relevante Getriebearten behandelt. Dabei wird der Schwerpunkt bewusst auf die Themen der Lenkübersetzung und Stufenlosgetriebe gesetzt. Zweiteres geht aus dem Wunsch kleiner Gangabstufungen hervor. Darauf aufbauend wird Recherche zu bestehenden bzw. ähnlichen Lösungsansätzen betrieben. Nach ausführlicher Analyse der Literatur und Marktsituation, wird eine Liste mit den Anforderungen und Wünschen verfasst. Die ersten Konzepte entstehen unter dem Aspekt der zu erfüllenden Kriterien und durch Implementierung bestehender Getriebearten. Im Konzeptvergleich werden die verschiedenen Konzepte gegenübergestellt und bewertet. Nach Auswahl des besten Konzepts erfolgen die eigentlichen Phasen des methodischen Konstruierens. Mittels Funktionsanalyse wird das gewählte Konzept nochmals analysiert, indem es in Subsysteme unterteilt wird. Eine anschließende Variantenbewertung gibt Aufschluss über die optimalste Ausführungsmöglichkeit hinsichtlich Kosten und Funktion. Auf die Ermittlung der auszuführenden Variante folgt die Getriebeauslegung unter Einbindung von relevanten Herstellern, um Zeit und Kosten niedrig zu halten.

Zu Versuchszwecken wird ein Prüfstand konstruiert. Anschließend erfolgt die Bereitstellung der Fertigungszeichnungen und Beschaffung der Materialien sowie Teile. Der Versuchsaufbau dient der Funktionsüberprüfung, bei der primär das übertragbare Moment überprüft werden soll. Nach einem zufriedenstellenden Resultat wird das für die Anwendung vorgesehene Lenkgetriebe konstruiert. Dabei wird die Integration vom Getriebe in die Fahrgastzelle berücksichtigt. Das Gehäuse wird als letztes Element konstruiert. Abschließend wird die Konstruktion an die Fertigung übergeben und das notwendige Material beschafft.

Abbildung 1 zeigt den schematischen Ablauf der Arbeit.

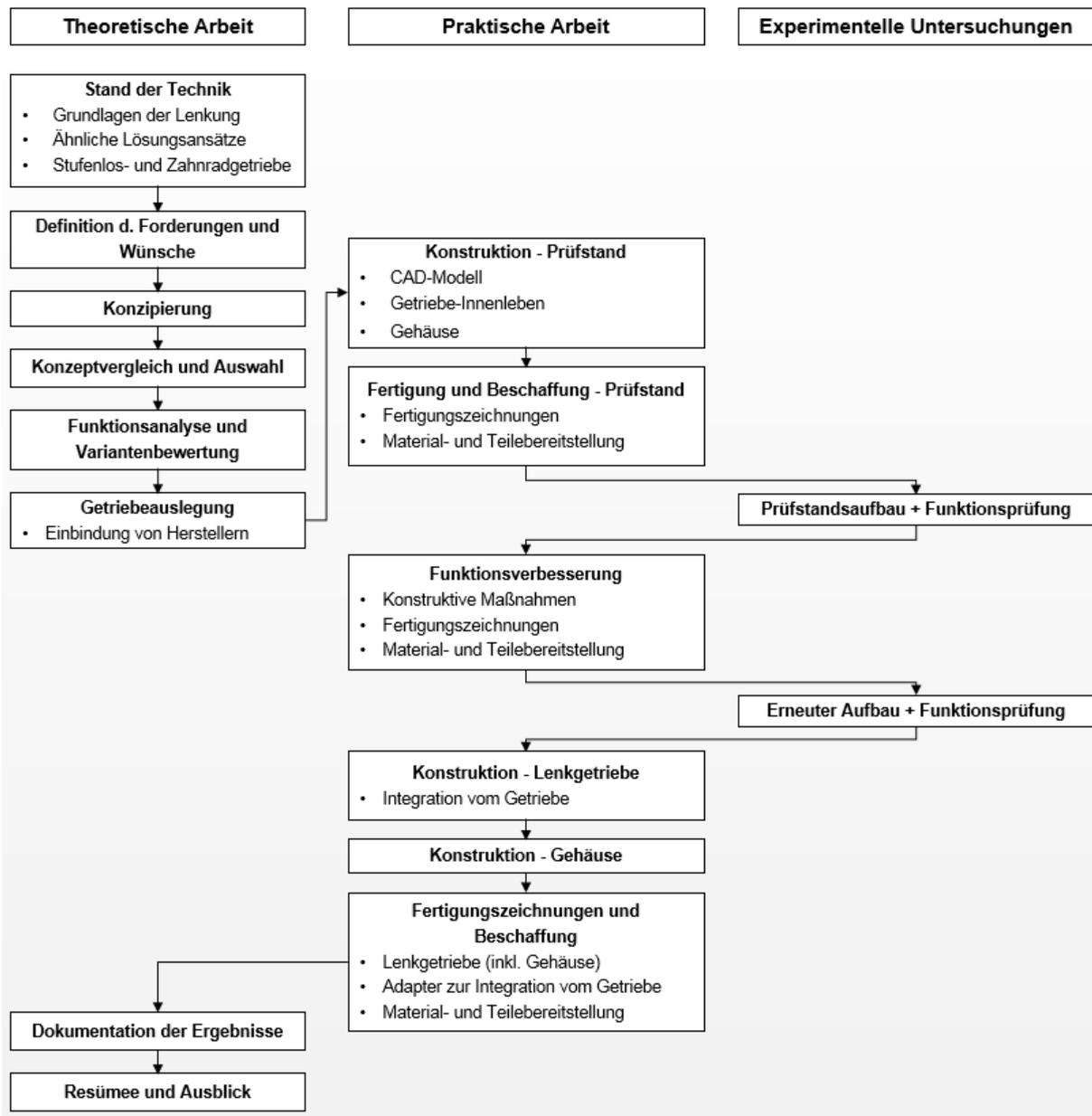


Abbildung 1: Schematischer Ablauf der Arbeit

## 2 Stand der Technik

### 2.1 Grundlagen der Lenkung

Der große Vorteil von Kraftfahrzeugen gegenüber Schienenfahrzeugen ist die spontane Lenkbarkeit [1, S. 1]. Die Lenkung erlaubt das Einschlagen (schwenken) der vorderen Räder mit ungleichem Einschlagwinkel und unterstützt zugleich den Fahrer beim Aufbringen des nötigen Moments [2, S. 480]. Man ordnet sie der Baugruppe Fahrwerk unter, welches die Kräfteübertragung vom Fahrzeugaufbau auf die Straße verantwortet. Die Aufgaben des Fahrwerks werden in Vertikal-, Längs- und Querdynamik eingeteilt, wobei die Lenkung, Radaufhängung als auch Reifen zur Querdynamik zählen. Zu den Bestandteilen einer Lenkung gehören das Lenkrad, die Lenksäule bzw. Lenkspindel, die Spurstangen und das Lenkgetriebe (siehe Abbildung 2) [1, S. 1]:

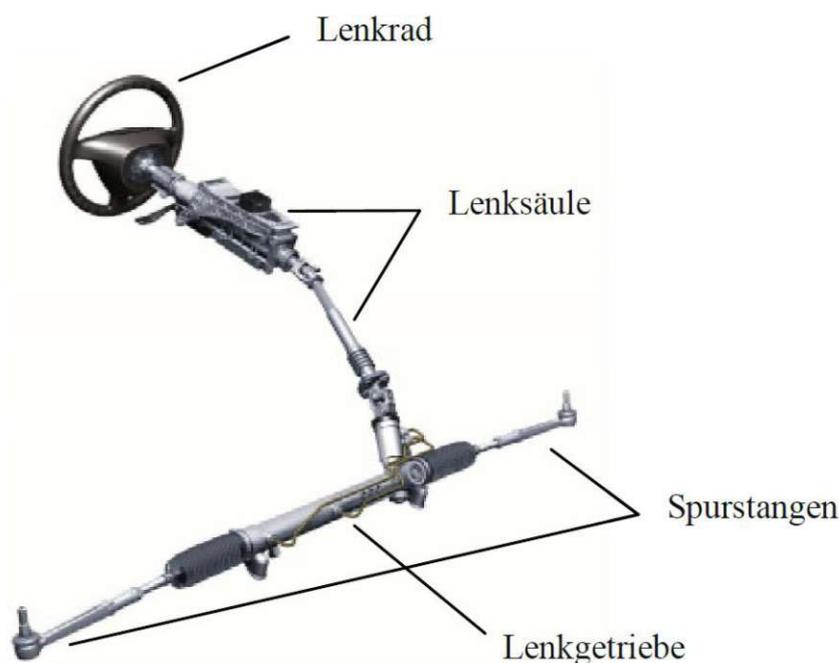
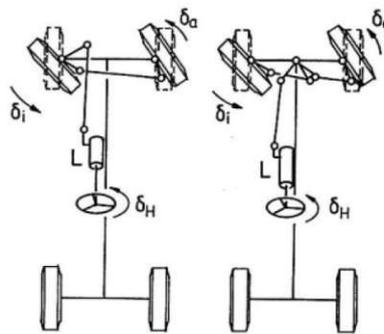


Abbildung 2: Bestandteile einer Lenkung [1, S. 1]

Die vom Fahrer an das Lenkrad abgegebenen Lenkbefehle werden über die Lenksäule an das Lenkgetriebe übertragen. Das Lenkgetriebe, welches für gewöhnlich ein Ritzel-Zahnstangengetriebe ist, übersetzt die Drehbewegung in eine Linearbewegung, die über die Spurstange und Kugelgelenke an die Radträger weitergeleitet wird. Eine Drehbewegung des Rades um die Lenkachse führt schließlich zum Radeinschlag. Die Kurvenfahrt ergibt sich durch die Drehung um die eigene Hochachse (=Gieren), verursacht durch die Seitenkräfte am Rad. Dabei wird der Fahrer durch die sogenannten Hilfskraft- oder Servolenkungen, die im Lenkgetriebe integriert sind, unterstützt (siehe Kapitel 2.1.1) [1, S. 1].

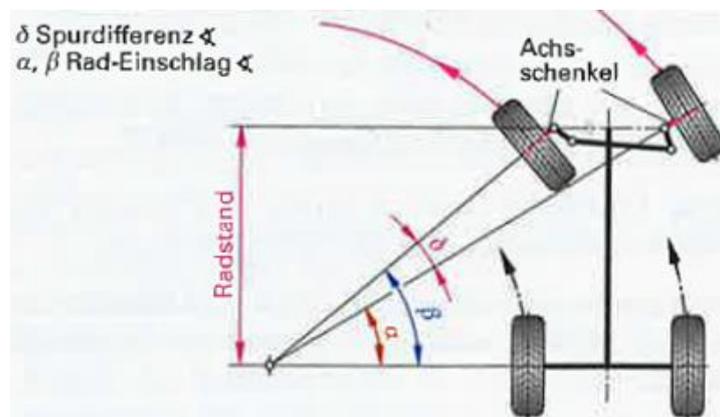
## 2.1.1 Bauformen

Zwei- oder mehrachsige Straßenfahrzeuge werden für gewöhnlich durch Änderung des Winkels zwischen der Fahrzeuglängsachse und den Mittelebenen einiger oder aller Fahrzeugräder gelenkt [1, S. 3]. Hier unterscheidet man zwischen der Drehschemel- und Achsschenkellenkung, wobei letzteres in den heutigen zweispurigen Straßenfahrzeugen verwendet wird [2, S. 480]. Während bei der Drehschemellenkung die komplette Vorderachse um eine Lenkachse geschwenkt wird, hat jedes Rad der Achsschenkellenkung eine jeweils eigene Achse um die es einschlägt. Die Achse entsteht indem man den oberen und unteren Anlenkpunkt verbindet. Alternativ kann sie auch durch die Längsverbinding der Achsschenkelbolzen gebildet werden [2, S. 480]. Sind die Räder über eine Starrachse verbunden, so ist eine durchgehende Spurstange integriert. Bei einer Einzelradaufhängung ist die Spurstange geteilt. (siehe Abbildung 3) [1, S. 3].



**Abbildung 3: Schematische Darstellung einer Achsschenkellenkung bei einer Starrachse (links) und Einzelradaufhängung (rechts) [1, S. 3]**

Aufgrund der unterschiedlichen Kurvenradien der Vorderräder, die sie bei einer Kurvenfahrt haben, müssen die kurveninneren Räder einen größeren Radeinschlag haben. Hierbei besagt das sogenannte Ackermann-Prinzip, dass die verlängerten Mittellinien der Achszapfen des kurveninneren und kurvenäußeren Rades einen gemeinsamen Schnittpunkt mit der verlängerten Linie der Hinterachse haben (siehe Abbildung 4) [2, S. 480].



**Abbildung 4: Ackermann-Prinzip [2, S. 489]**

Die am häufigsten verwendete Standardbauform der mechanischen Lenkung ist die Zahnstangenlenkung [1, S. 3]. Dabei ist das schrägverzahnte Ritzel, welches im Lenkgehäuse gelagert ist, mit der Zahnstange im Zahneingriff. Sie bilden das Lenkgetriebe. Eine Tellerfeder, die sich unter dem Druckstück befindet, vermeidet hierbei das Lenkspiel (siehe Abbildung 5) [2, S. 481].

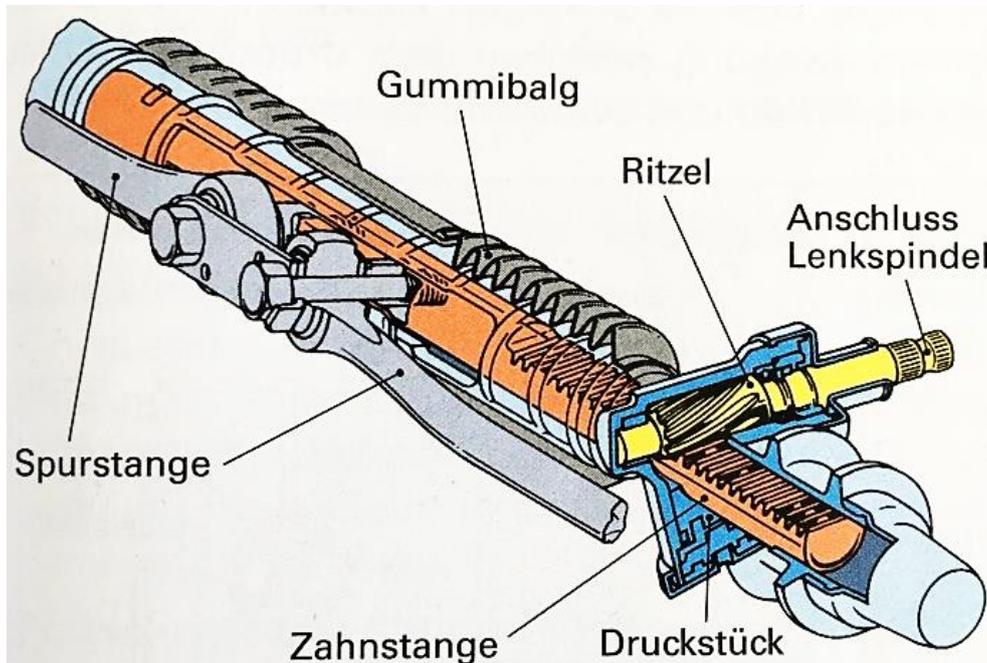


Abbildung 5: Mechanisches Zahnstangen-Lenkgetriebe [2, S. 481]

### 2.1.2 Lenkübersetzung

Zu den Aufgaben des Lenkgetriebes gehören die Umwandlung der Lenkraddrehbewegung in einen Radeinschlagwinkel und die Gewährleistung einer präzisen Lenkung in allen Fahrzuständen [2, S. 481]. Die Lenkbewegung vom Lenkrad (Lenkwinkel  $\delta_H$ ) wird über das Lenkgestänge (Spurstangen, Lenkschubstangen usw.) und das Lenkgetriebe mit der inneren Übersetzung  $i_G$  auf die Fahrzeugräder in die Lenkwinkel  $\delta_o$  bzw.  $\delta_i$  umgesetzt [1, S. 63f]. Im Falle des mechanischen Ritzel-Zahnstangen-Lenkgetriebes wird die Lenkraddrehbewegung in eine axiale Bewegung der Spurstange umgewandelt [2, S. 481]. Das Lenkgestänge selbst besitzt bei einem Lenkeinschlag auch eine allgemein veränderliche Übersetzung zwischen Lenkgetriebe und den Rädern (siehe Abbildung 6). Durch das Lenkgetriebe werden auch die Lenkradkräfte reduziert [1, S. 63f].

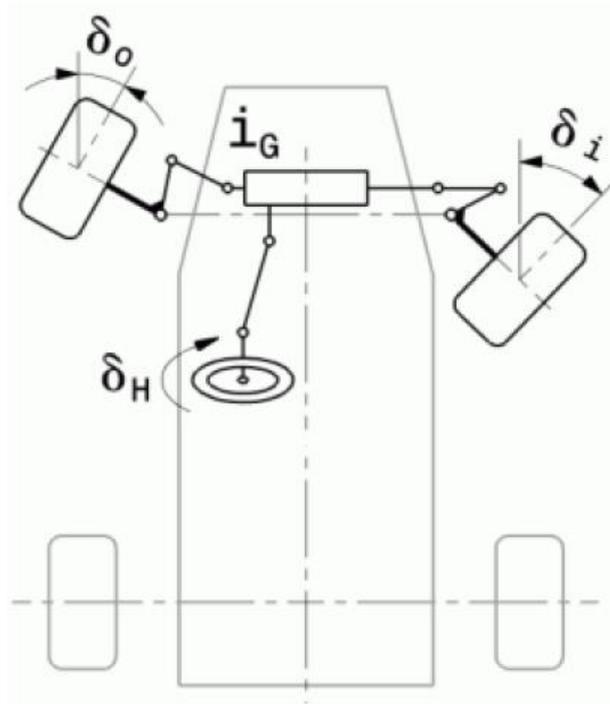


Abbildung 6: Systemübersicht der Achsschenkellenkung [1, S. 64]

Die Berechnung der kinematische Lenkübersetzung  $i_S$  vom Lenkrad zu den Fahrzeigrädern lautet wie folgt [1, S. 63f]:

$$i_S = \frac{\delta_H}{\delta_m}$$

$i_S$  kinematische Lenkübersetzung, -.

$\delta_H$  Lenkradwinkel, °.

$\delta_m$  mittlerer Einschlagwinkel der Räder, °.  $\delta_m = (\delta_o + \delta_i)/2$

Da die Lenkübersetzung im Allgemeinen nicht über den ganzen Lenkbereich konstant ist, bezieht sich die vorangehende Gleichung nur auf einzelne Winkelbereiche von Lenkrad- und Einschlagwinkel [1, S. 64]. Die geometrische Nichtlinearität des Lenktrapezes verursacht eine variable Lenkübersetzung über den gesamten Winkelbereich (siehe Abbildung 7). Mit zunehmenden Lenkradwinkel (=zunehmender Verschiebung der Zahnstange) wird der Radeinschlag verhältnismäßig größer, sprich direkter [4].



Hersteller	Modell	Aufbau/Karosserie	Übersetzung bei 0°	Umdrehungen von Anschlag zu Anschlag
Lexus	RX 450h	Crossover	16	~2,8
Tesla	Model X	SUV	15,1	~2,7
Tesla	Model S	Limousine	14,18	2,41
Porsche	Macan	SUV	14,87	2,65
Porsche	Cayenne	SUV	16,49	2,69
Mercedes	S500	Limousine	15,75	2,36
Mini	Countryman	SUV	~13,75	~2,3
Hyundai	i30	Kombilimousine	~14,2	~2,8
Peugeot	RCZ	Coupé	~16,3	~2,8
Qoros	3	Limousine	~16,2	~2,8
Subaru	Impreza	Sportlimousine	~17,1	~3,5
VW	Golf V	Kombilimousine	~16,2	~2,8

Tabelle 1: Gesamtlenkübersetzung verschiedener Fahrzeugmodelle

Die Elastizitäten und Spiele aller Elemente, die an der Kraftübertragung beteiligt sind, führen zu einem Unterschied der kinematischen und der tatsächlich wirksamen Lenkübersetzung, die der Fahrer beim Fahren feststellt. Dies erklärt auch den Stillstand der Räder bei geringen Lenkbewegungen. Abbildung 8 zeigt das Ergebnis einer Elastizitätsmessung, die dieses Verhalten begründet. Bei dieser Messung werden die Räder festgehalten, während ein Moment am Lenkrad aufgebracht wird. Mit zunehmendem Moment gibt das Lenkrad immer mehr nach, also steigt die Nachgiebigkeit  $\Delta\delta_{H,e}$ , wohingegen die Lenkung immer steifer wird. Das macht sich am Widerstand bemerkbar. Folglich wird die Kurve flacher, was bei einer links und rechts Drehung des Lenkrads zu einer Hysterese führt. Im unbelasteten Zustand stellt sich ein Restwinkel  $\Delta\delta_{H,Re}$  ein [1, S. 64]

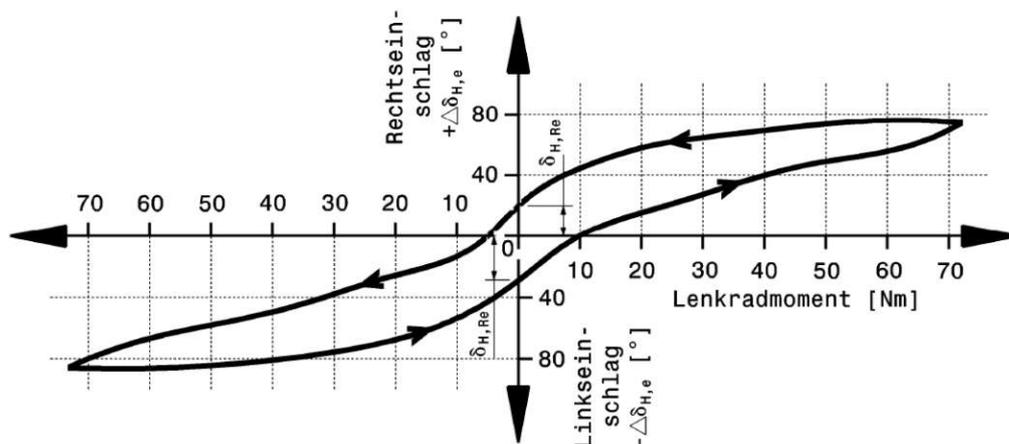


Abbildung 8: Elastizitätsmessung einer Pkw-Lenkung im Stand bei festgehaltenen Rädern [2, S. 64]

Aus der Überlagerung der elastischen Nachgiebigkeit und dem Lenkwinkelbereich am Lenkrad, bei dem  $\Delta\delta_{H,e}$  auftritt, ergibt sich unter Zunahme der kinematischen Übersetzung die dynamische Lenkübersetzung [1, S. 65].

$$i_{dyn} = i_s + \frac{\Delta\delta_{H,e}}{\Delta\delta_H}$$

$i_{dyn}$  dynamische Lenkübersetzung

$\Delta\delta_{H,e}$  elastische Nachgiebigkeit am Lenkrad, °

$\Delta\delta_H$  Lenkwinkelbereich am Lenkrad, bei dem  $\Delta\delta_{H,e}$  auftritt, °

Für den Fahrer bedeutet es, dass er, aufgrund der Elastizitäten in der Lenkanlage, für einen gewünschten Einschlagwinkel der Räder, einen größeren Lenkradwinkel aufbringen muss, als theoretisch vorgesehen [1, S. 65].

### 2.1.2.1 Variable Lenkübersetzung

Ein Kompromiss zwischen direkter und indirekter Übersetzung bieten Getriebe mit variabler Übersetzung, welche eine sportliche Fahrweise unterstützen. Im Vergleich zur konstanten Übersetzung ist die Zahnteilung  $p$  nicht über die volle Länge der Zahnstange gleich groß (siehe Abbildung 9) [2, S. 481]. Dabei hat die Zahnstange eine variable Zahnteilung, sodass die Lenkung mit zunehmenden Lenkradwinkel indirekter wird. Infolgedessen wird die Lenkarbeit beim Rangieren und Parkieren spürbar reduziert. Bei schneller Fahrt auf kurvenreichen Landstraßen ist die Lenkung dynamischer [1, S. 65] [5, S. 319].

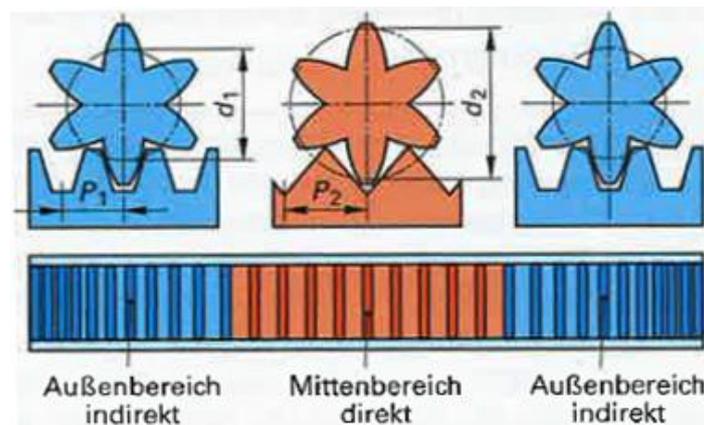


Abbildung 9: Variable Lenkübersetzung bei variabler Verzahnung der Zahnstange [2, S. 481]

### 2.1.3 Hilfskraftsysteme

Früher musste die Lenkübersetzung noch relativ hoch gewählt werden, um die Lenkkräfte möglichst gering zu halten und auch die Zulassungsvorschriften (ECE R79) zu erfüllen. Dies stand aber mit Vorteilen einer direkten Lenkung im Zielkonflikt [1, S. 249]. Heute werden zur Verstärkung des vom Fahrer aufgebracht

Lenkmoments Hilfskraftlenksysteme verwendet. Dabei unterscheidet man zwischen hydraulischen, elektrohydraulischen und elektrischen Unterstützungen [2, S. 481]. Sie reduzieren insbesondere bei stehendem Fahrzeug die notwendigen Lenkkräfte und tragen maßgeblich zur Steigerung des Komforts bei. Aufgrund der stetig wachsenden Vorderachslasten und den sich daraus ergebenden höheren Zahnstangenkräften nahm auch die Bedeutung dieser Systeme zu. Neben einem gesteigerten Lenkkomfort, unterstützen Hilfskraftsysteme auch beispielsweise schnelle Ausweichmanöver im Stadtverkehr und tragen somit zur Fahrsicherheit bei [1, S. 249].

### 2.1.3.1 Zahnstangen-Hydrolenkung

Die Zahnstangen-Hydrolenkung (HPS, hydraulic power steering), ein hydraulisches System, wird durch die Kraft des Öl-Volumenstroms unterstützt. Eine vom Verbrennungsmotor angetriebene Flügelzellenpumpe erzeugt hierbei den Strom [1, S. 4].

Die manuell aufgebrachte Lenkkraft beim Einschlagen des Lenkrades wird über einen Torsionsstab auf das Antriebsritzel übertragen. Durch die Verdrehung vom Torsionsstab dreht sich auch der Drehschieber gegenüber der Steuerbüchse, die ihn umgibt. Der Hydrauliköldruck unterstützt das Ritzel, indem es entweder auf der rechten oder linken Seite des Arbeitskolbens wirkt (siehe Abbildung 10) [2, S. 480].

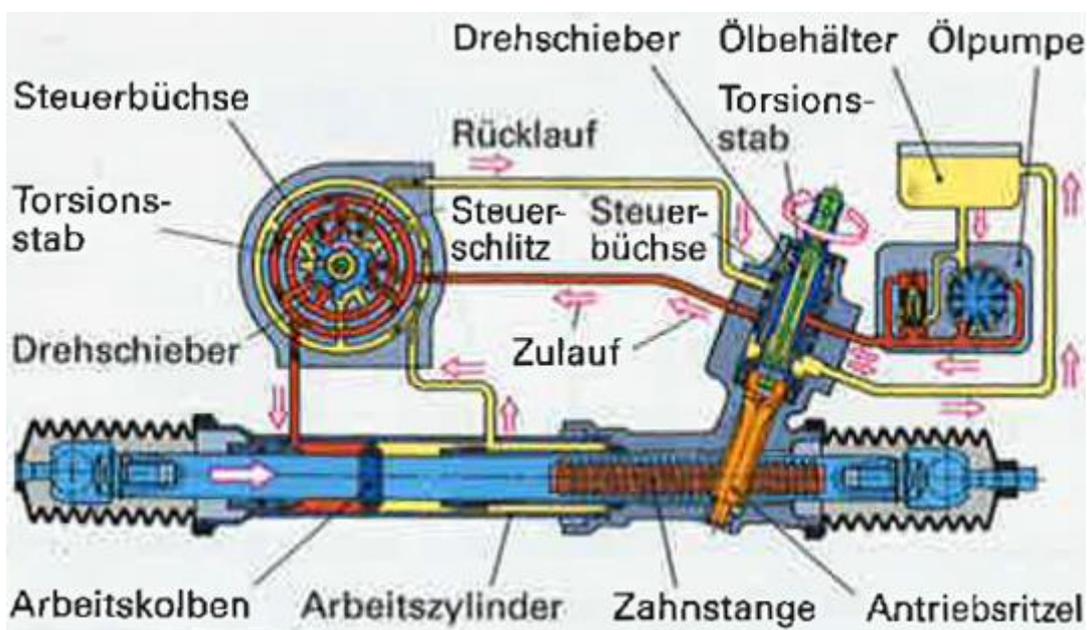


Abbildung 10: Zahnstangen-Hydrolenkung bei einem Rechtseinschlag [2, S. 481]

### 2.1.3.2 Servotronic

Die Servotronic ist eine elektrohydraulische Lenkung (EHPS, electro hydraulic power steering). Sie ist im Prinzip eine elektronisch gesteuerte Zahnstangen-Hydrolenkung,

deren Unterstützungskraft von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängt. Das Steuergerät (ECU) bekommt vom elektronischen Tachometer das ausgehende Geschwindigkeitssignal. Dort wird es ausgewertet und in ein Stromsignal umgewandelt. Dadurch wird der elektro-hydraulische Wandler angesteuert, der bei geringen Geschwindigkeiten ein unterstützendes Moment liefert, um die direkte Lenkung zu erleichtern. [2, S. 482].

Diesen gesteuerten Volumenstrom, mit dem man bei Parkvorgängen eine große Unterstützungskraft freigibt, haben einige EHPS als auch HPS. Mit ansteigender Fahrgeschwindigkeit hat man einen geringeren Volumenstrom zur Verfügung. Das führt zu einem erhöhten Lenkradmoment, was das Fahrzeug stabiler macht [1, S. 4].

Elektrische Lenksysteme (EPS, electric power steering) beziehen ihre unterstützende Kraft von einem elektrisch angesteuerten Elektromotor. Dieser wird im Bedarfsfall zugeschaltet und kann sogar für eigenständige Lenkbewegungen verwendet werden [2, S. 483].

### 2.1.4 Anforderungen

Der Fahrer eines Straßenfahrzeuges kontrolliert die Fahrzeugquerführung beinahe vollständig über das Lenksystem, das einen entscheidenden Teil zur Verkehrssicherheit beiträgt. Das setzt eine zuverlässige und vorhersehbare Reaktion des Systems auf die Lenkeingabe voraus. Somit ist eine entsprechende Qualität, die sich in einer kurzen Reaktionszeit und Vorhersehbarkeit des Systems äußert, wesentlich. Dementsprechend werden viele Anforderungen an die Entwicklung von Lenksystemen gestellt, die insbesondere dem Kunden gerecht werden, Dazu gehören [1, S. 2]:

- kleine Lenkradmomente für komfortable Lenkmanöver bei niedrigem Energiebedarf,
- geringe Lenkradwinkel beim Parkieren,
- Leichtgängigkeit, Feinfühligkeit, Zielgenauigkeit und Direktheit,
- Stabiles Verhalten bei Geradeausfahrt und sonstigen Fahrmanövern,
- ausgebildeter Kontakt zwischen Fahrbahn und Reifen, mit genügender Rückmeldung zum Kraftschluss,
- automatische Rückstellung in die Mittellage als auch gutes Mittengefühl,
- Unterdrückung von Störgrößen (z.B. Fahrbahnunebenheiten, Antrieb, Bremsung, Ungleichförmigkeiten am Reifen, Eigenschwingungen, Geräusche),
- wenig Verschleiß bei geringen Wartungsintervallen und
- Erfüllung der Sicherheitsanforderungen.

## 2.2 Überlagerungs- oder Aktivlenkung

Konventionelle Lenksysteme zeichnen sich durch ein festes Übersetzungsverhältnis aus. Die Auslegung der Lenkübersetzung muss einerseits eine ausreichende Agilität bei kleinen Fahrzeuggeschwindigkeiten berücksichtigen, andererseits auch ein zu nervöses Lenkverhalten bei großen Geschwindigkeiten verhindern können [6, S. 544]. Während man beim Parkieren mit wenigen Lenkradumdrehungen einen großen Radwinkel erreichen möchte, ist dieses Verhalten auf der Autobahn eher unvorteilhaft. Dort gilt es kleine Lenkkorrekturen vorzunehmen, welche mit größeren Lenkradwinkeln feiner zu steuern sind. Deswegen ergibt ein Übersetzungsverhältnis von z.B. 1:18 bei herkömmlichen Lenksystemen einen Kompromiss [6, S. 237]. Eine Abhilfe dazu verschafft die bereits in Kapitel 2.1.2.1 erwähnte variable Lenkübersetzung, die dennoch, insbesondere bei kleinen Lenkradbewegungen, nicht kompromisslos ist [6, S. 544].

Das Problem des Zielkonflikts kann mit der sogenannten „Überlagerungslenkung“ aufgelöst werden indem es in Abhängigkeit von Fahrzeuggeschwindigkeit, Übersetzungsverhältnisse von 1:10 bis 1:20 abdeckt (siehe Abbildung 11) [6, S. 237]. Mittels fahrerunabhängigem Elektromotor ergänzt sie den Lenkradwinkel des Fahrers um einen zusätzlich aufgebrauchten Überlagerungswinkel [1, S. 409]. Dies ermöglicht eine variable Lenkübersetzung und eine aktive Fahrzeugstabilisierung durch Lenkeingriffe [2, S. 485].

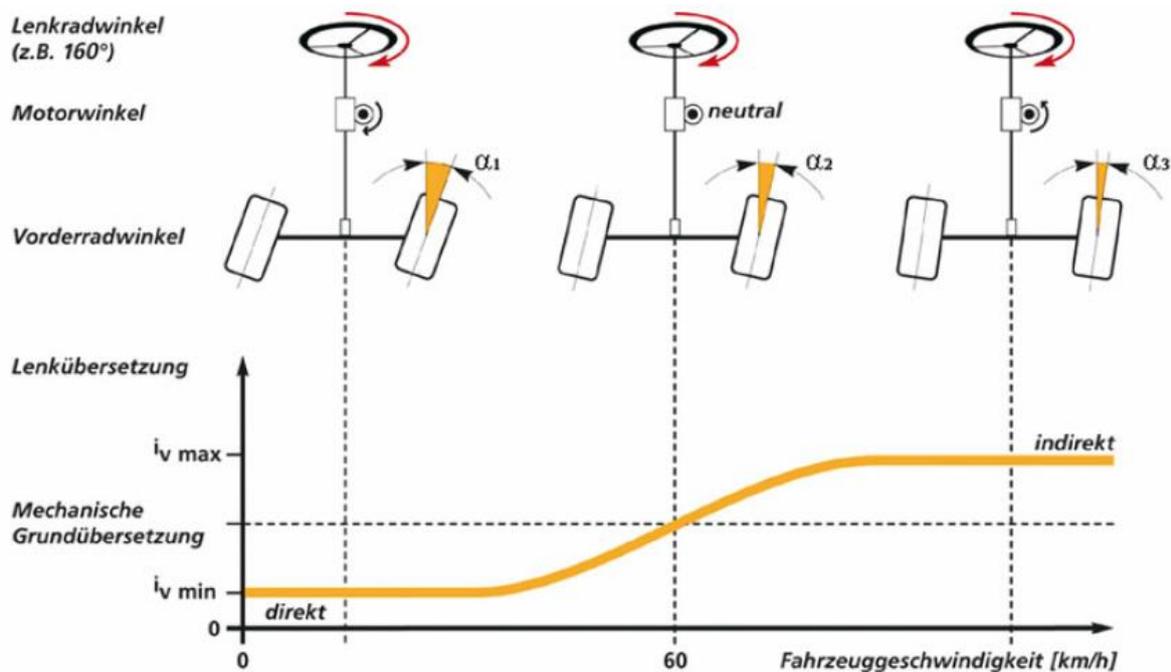


Abbildung 11: Prinzipielle Darstellung einer Aktivlenkung [6, S. 242]

Das Ergebnis ist ein verbesserter Fahr- und Lenkcomfort als auch eine erhöhte Sicherheit durch das Vermeiden von Umgreif-Vorgängen am Lenkrad [2, S. 486].

Aufgrund des aktivierbaren Systems wird die Lenkung auch „Aktivlenkung“ genannt [6, S. 237]. Die Überlagerungslenkung stellt somit beim Parkieren eine direkte Übersetzung ein, die mit wenig Lenkaufwand verbunden ist. Bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten wird die Lenkung indirekter. Dadurch lässt sich das Fahrzeug feinfühlinger steuern [6, S. 544].

Die mit ZF Lenksysteme GmbH gemeinsam entwickelte Überlagerungslenkung wurde erstmals im Jahr 2003 von BMW in Serie produziert (siehe Kapitel 2.2.4) [6, S. 554]

### 2.2.1 Aufbau

Das System setzt ein klassisches hydraulisches oder elektromechanisches Basis-Servolenksystem voraus. Der elektrische Aktuator wird an einer Trennstelle zwischen Lenkrad und Ritzel des Servolenkgetriebes integriert. Dieser besteht aus einem Getriebe und einem elektrisch kommutierten Elektromotor (Brushless-DC), der mit der Steuerelektronik gekoppelt ist [6, S. 238]. Der Motor verfügt auch über eine Sicherheitssperre, die für die Verriegelung im stromlosen Zustand sorgt. Somit wird der zusätzliche Freiheitsgrad im Getriebe gesperrt [1, S. 411].

Es gibt mehrere Möglichkeiten die Funktion der Überlagerungslenkung in das Lenksystem zu integrieren. Eine davon ist die additive Verschiebung des Lenkgetriebes oder eine Relativverschiebung zwischen Zahn- und Spurstange. In der Praxis durchgesetzt, haben sich jedoch nur die Integration eines Winkelüberlagerungsgetriebes in den Lenkstrang oder das Lenkgetriebe [1, S. 410f].

Aktuell bietet der Markt drei verschiedene Überlagerungssysteme an, welche sich in der eingebauten Getriebeart und Positionierung im Lenkstrang unterscheiden (siehe Abbildung 12) [1, S. 411]. Abhängig vom Systemausbau besteht eine vollständige Überlagerungslenkung aus weiteren Komponenten, welche an die Architektur angepasst und vernetzt werden müssen [1, S. 412].

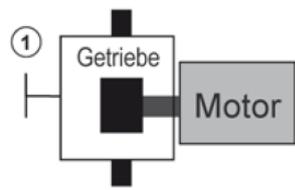
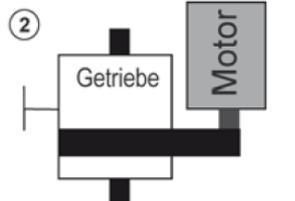
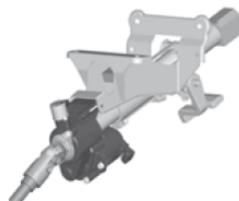
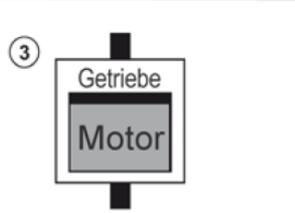
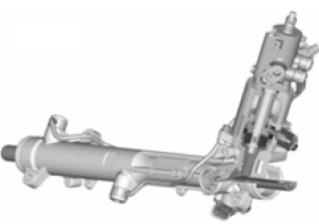
Überlagerungs- variante	Einbauort		
	Lenkgetriebe	Zwischenwelle	Lenksäule
① 	BMW Aktivlenkung 		
② 			
③ 		LEXUS VGR System 	AUDI Dynamiklenkung 

Abbildung 12: Übersicht der verwendeten Überlagerungsvarianten [6, S. 239]

Bei Variante 1 steht der Elektromotor quer zum Überlagerungsgetriebe. Der Vorteil hierbei ist der Einsatz vom Schneckengetriebe, mit dem man die Drehzahl anpassen kann. Im passiven Zustand verhindert das selbsthemmende Getriebe eine unerwünschte Rückdrehung. Die Integration des Lenkgetriebes verlangt einen großen Bauraum und beim Einbau in die Lenksäule sind die Sicherheitsanforderungen nur sehr schwer zu erfüllen [6, S. 238].

Bei Variante 2 ist der Elektromotor parallel zur Achse angeordnet. Mittels Zahnriemen werden die Komponenten mit einander verbunden. Zu den Vorteilen zählen die geringere Motordrehzahl, die eine Verminderung der Lautstärke zur Folge hat [6, S. 238].

Bei Variante 3 sind die Komponenten koaxial positioniert. Das erfordert eine hohle Bauform des Wellenmotors. Als Vorteil gilt die kompakte Bauweise, welche die Integration in die Lenksäule ermöglicht [6, S. 238].

## 2.2.2 Funktionsprinzip

Für die Überlagerung ist ein Getriebe mit ungleicher Übersetzung zwischen Additionswinkel ( $\delta_M$ ) zu Ein- ( $\delta_H$ ) und Ausgangswelle ( $\delta_{H^*}$ ) erforderlich. Damit wird bei Winkelüberlagerung durch den Elektromotor der Differenzwinkel zwischen Ein- und Abtriebswelle gebildet, was für alle weiteren Funktionalitäten vorausgesetzt wird [1, S. 411f]. Der Elektromotor aktiviert und regelt hierbei die Lenkbeeinflussung,

indem es für die Überlagerung eines Lenkmoments oder Lenkwinkels sorgt (siehe Abbildung 13). Im Gegensatz zur hydraulischen Lenkung, benötigt eine elektromechanische Lenkung keinen Zusatzaktor. Diese Aufgabe kann in dem Fall von dem Motor der Servounterstützung übernommen werden [6, S. 237].

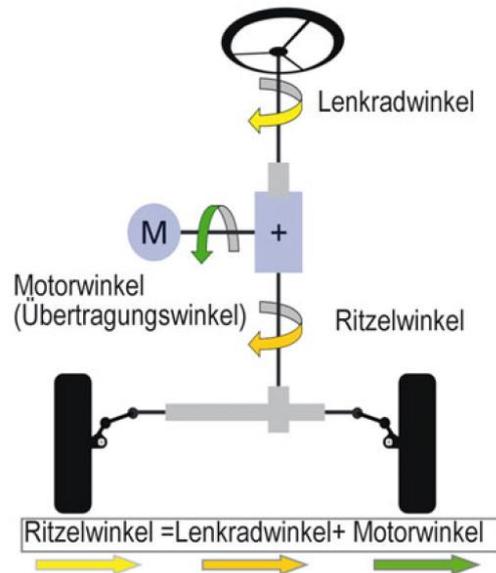


Abbildung 13: Prinzipielle Funktionsweise einer Aktivlenkung [6, S. 238]

Das Überlagerungsgetriebe überlagert einen frei beeinflussbaren Motorwinkel ( $\delta_M$ ) zum Lenkradwinkel ( $\delta_H$ ), welcher einen zusätzlichen Freiheitsgrad im Lenksystem ermöglicht und somit das Prinzip der Überlagerungslenkung abbildet. Die Gleichung, welche dieser Grundfunktion zu Grunde liegt, kann wie folgt ausgedrückt werden [1, S. 411].

$$\delta_{H^*} = \delta_H + \delta_M$$

Falls nötig, wird der Zusatz- bzw. Überlagerungswinkel zu dem Fahrerlenkwinkel addiert oder subtrahiert (siehe Abbildung 13) [6, S. 238]. Beim Ausfall des elektrischen Antriebssystems oder im Falle keines benötigten Überlagerungswinkels befindet sich der Elektromotor im Stillstand. Es stellt sich folglich ein starrer Durchtrieb ein, der einer nicht aufgetrennten Lenkwelle gleicht [6, S. 238].

### 2.2.3 Audi/ZFLS-Dynamiklenkung

Bei der Audi/ZFLS-Dynamiklenkung ist der Aktuator in der oberen Lenksäule integriert und befindet sich hinter der Lenkkonsole [6, S. 240]. Dabei ist der elektronisch kommutierte, permanenterregte Hohlwellen-Synchronmotor (Brushless-DCA) konzentrisch um die Lenkwelle verbaut (siehe Abbildung 14) [1, S. 412]. Die konzentrische Anordnung aller drehenden Komponenten (Wellen, Getriebe, Motor und Sperrenring) ermöglicht die Platzierung in einem feststehenden Gehäuse, oberhalb des Fußraumes im Fahrzeuginnenraum [1, S. 414] [6, S. 240]. Dadurch

muss die Auslegung nicht unter dem begrenzten Bauraum im Motorraum und den damit verbundenen geringeren Umweltaforderungen (z.B. Nässe, Temperatur) leiden [1, S. 414].

Weitere Komponenten sind der Lagesensor und ein Überlagerungswellgetriebe (Harmonic Drive). Die Sensorik erfasst die Position der Hohlwelle und somit die Exzentrizität des Lagers [2, S. 487]. Das Überlagerungswellgetriebe (Harmonic Drive) mit Verriegelungsmechanismus sperrt stromlosen Zustand [1, S. 412] und bietet eine hohe Untersetzung (1:50) [1, S. 414].

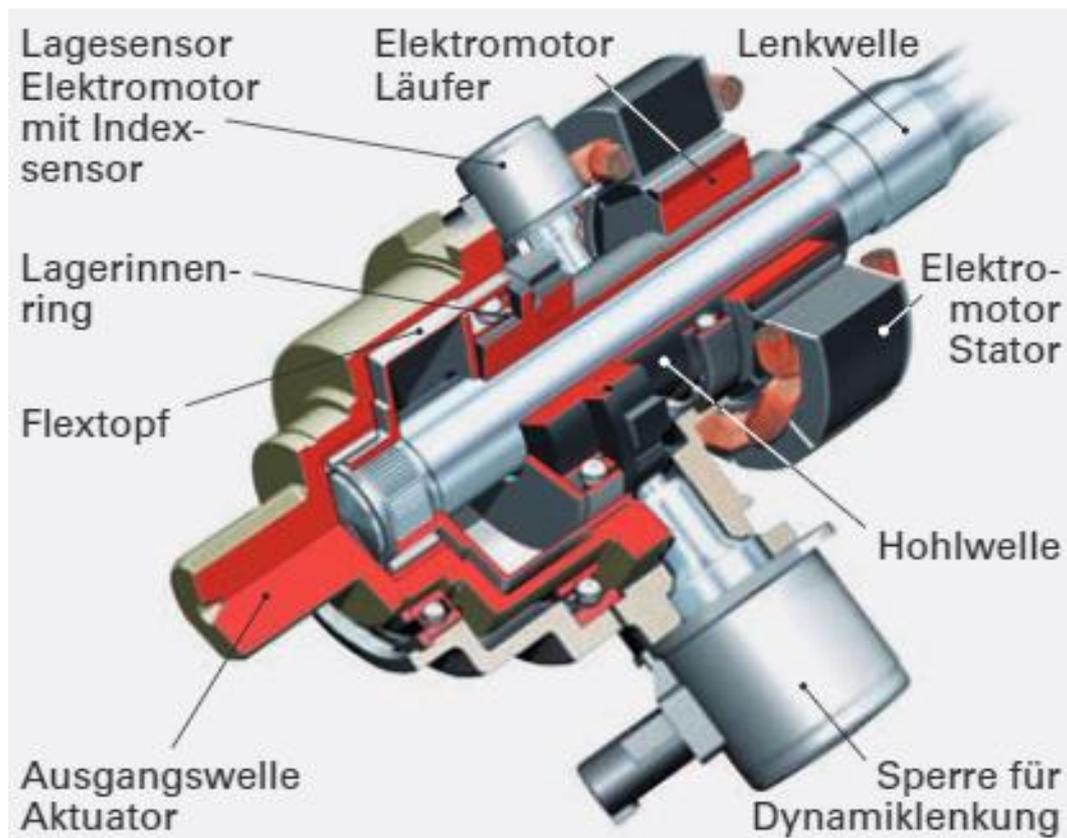


Abbildung 14: Schnittbild eines Dynamiklenkung Aktuators [2, S. 487]

Die Hohlwelle, welche auf der Lenkwelle sitzt, ist drehbar im Gehäuse des Aktuators gelagert. Der Lagerinnenring und Elektromotor Läufer sind fest mit der Hohlwelle verbunden [2, S. 487]. Dieser Motor ist am getriebeseitigen Ende als elliptischer Innenläufer ausgeformt (Wave Generator, WG) [3, S. 241]. Die Positionierung des Lagerinnen- und außenrings ist exzentrisch. Der Außenring ist mit dem elastischen dünnwandigen Flextopf (Flex-Spline, FS), der sich der ovalen Kontur des Lagers anpasst, drehfest verbunden [3, S. 241] [2, S. 487]. Aufgrund der Exzentrizität ist die Außenverzahnung (100 Zähne) des Flextopfes nicht über ihren gesamten Umfang mit der Innenverzahnung (102 Zähne) der runden Hohlwelle (Circular-Spline, CS) im Eingriff. Somit liegen die Zahneingriffsbereiche symmetrisch gegenüber (siehe Abbildung 15) [2, S. 487].

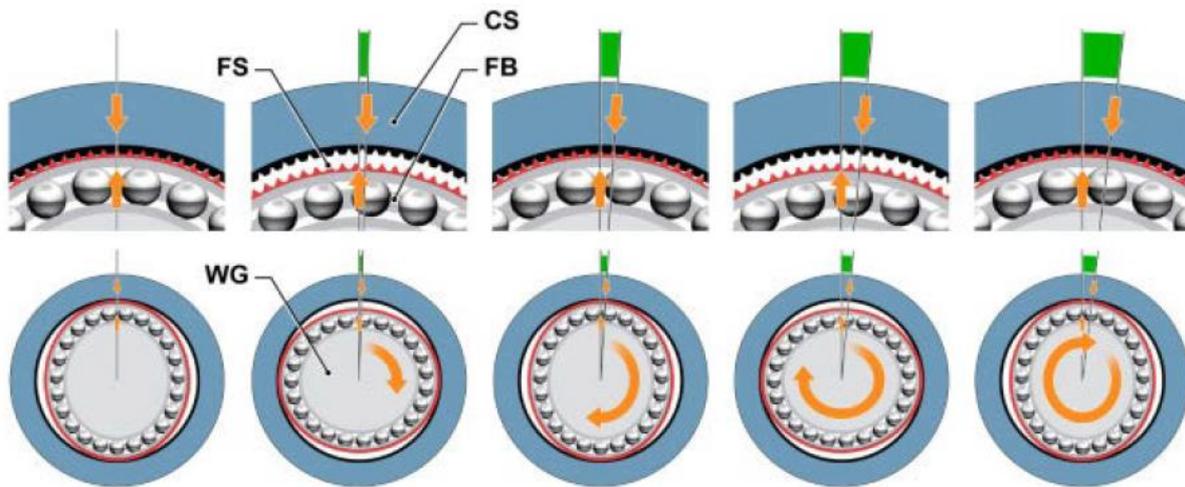


Abbildung 15: Funktionsprinzip des Überlagerungsgetriebes [1, S. 415]

Die Lenkwinkelüberlagerung erfolgt durch Betätigung des Elektromotors, der die Hohlwelle antreibt. Dadurch beginnt sich auch der Innenring des Wälzlagers zu drehen, der diese Bewegung auf den Flextopf überträgt. Aufgrund der Zahndifferenz von Flextopf und Hohlwelle trifft im Eingriff ein Zahn des Flextopfes nicht exakt in eine Zahnücke des Hohlrades. Der Zahn vom Flextopf greift seitlich versetzt auf die Zahnflanke der innenverzahnten Hohlwelle ein. Diese auf die Zahnflanke aufgebrachte Kraft führt zu einer minimalen zusätzlichen Drehbewegung der Hohlwelle. [2, S. 487]. Bei einer vollen Umdrehung der rotierenden Antriebsellipse entsteht eine Zahndifferenz von 100/102 Zähnen. Das entspricht einer Überlagerung von  $7,2^\circ$  [1, S. 414]. Zur Verdeutlichung des konzentrischen Aufbaus soll Abbildung 16 verhelfen.

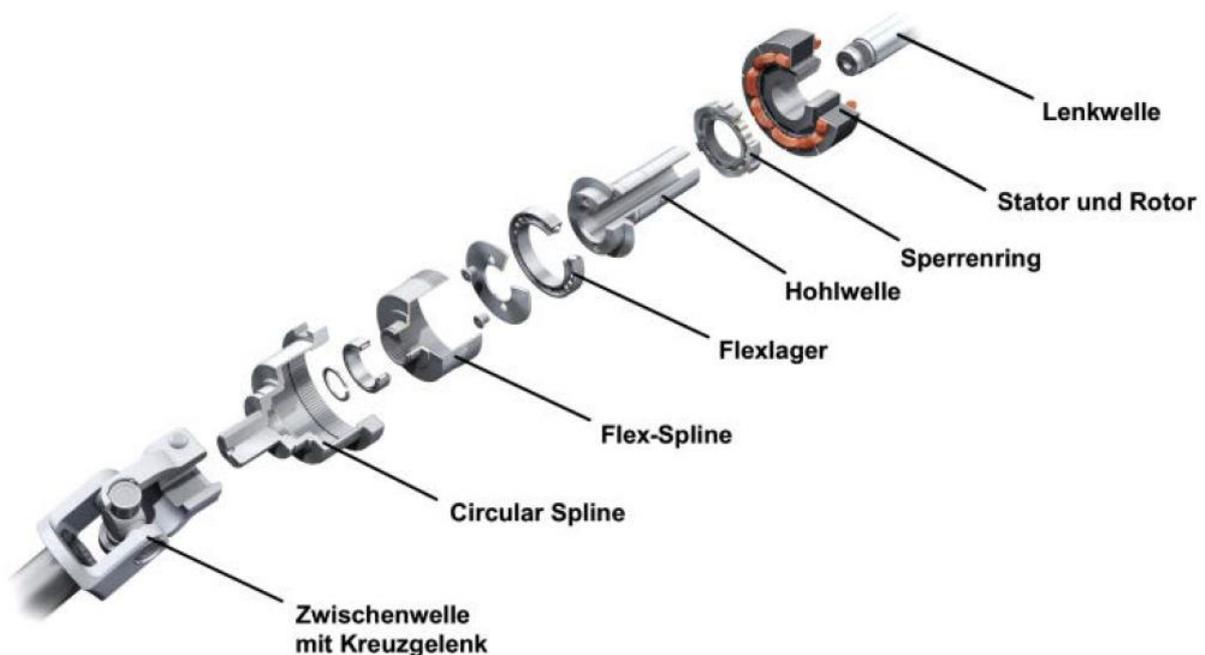


Abbildung 16: Explosionsdarstellung des Aktuators von Audi [1, S. 414]

## 2.2.4 BMW/ZFLS-Aktivlenkung

Das System von BMW basiert auf einem doppelten Planetengetriebe. Bei dieser Variante der Überlagerungslenkung sitzt der Aktuator zwischen Lenkventil und Ritzel (siehe Abbildung 17). Dabei ist der Stellmotor, ein elektronisch kommutierter permanenterregter Synchronmotor, der über einen Schneckentrieb, mit dem Überlagerungsgetriebe verbunden ist. Wird kein Strom zugeführt, so sperrt der Trieb [1, S. 415].

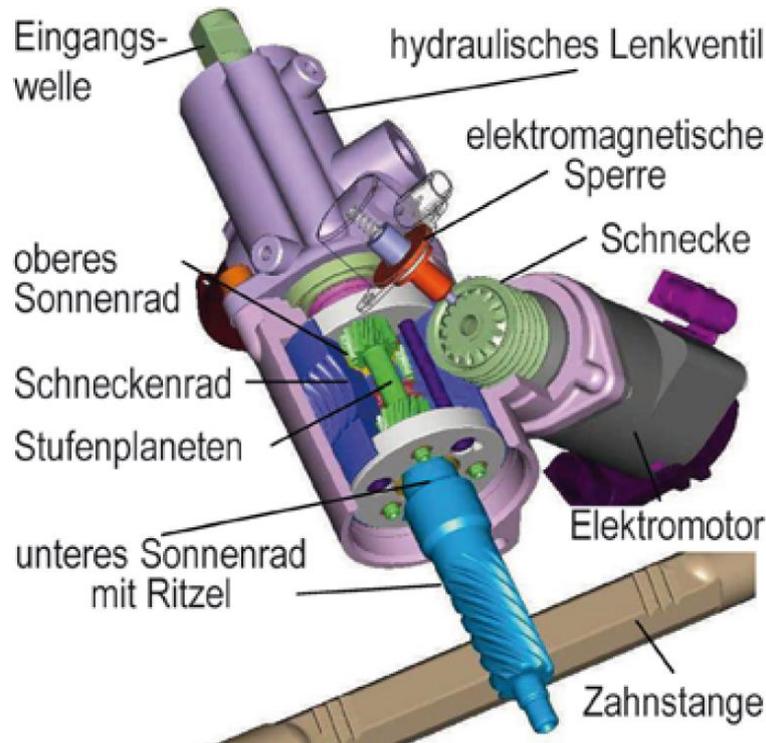


Abbildung 17: Differenzwinkleinheit im Schnittbild [6, S. 240]

Das Getriebe ist ein Planetenradgetriebe, welches zwischen Lenkventil und Zahnstangenlenkung sitzt. Es besteht aus einem Hohlradschneckenrad, zwei Planetenradträgern und jeweils drei Stufenplaneten. Das Hohlradschneckenrad bzw. Schneckenrad ist außenverzahnt und wird über die Schnecke angetrieben. Die Stufenplaneten übertragen die Lenkkraft und das Lenkmoment vom oberen Sonnenrad auf das Untere. Die Welle des Drehschieberventils ist mit dem oberen Sonnenrad verbunden und bildet das Eingangsritzel. Das untere Sonnenrad hat eine Verbindung mit dem Abtriebsritzel, der die Zahnstange bewegt (siehe Abbildung 18). Somit besteht zwischen Lenkspindel und Lenkritzel eine mechanische Verbindung [2, S. 485].

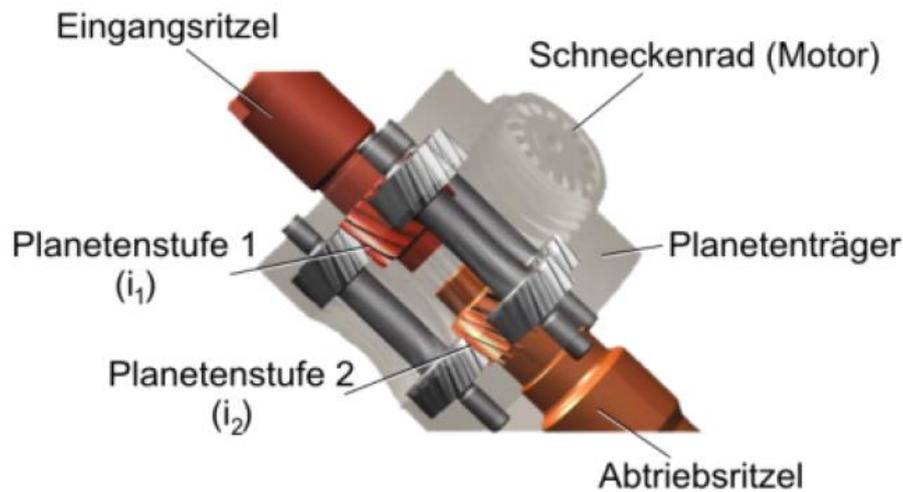


Abbildung 18: Funktionsprinzip des BMW/ZFLS- Überlagerungsgetriebes [1, S. 416]

Die Überlagerung erfolgt auf Basis eines Übersetzungsunterschieds der einzelnen Planetenstufen [1, S. 416]. Das vom Fahrer eingeleitete Lenkmoment bewegt das obere Sonnenrad [6, S. 239]. Situationsabhängig treibt der Schneckentrieb den Planetenträger bzw. das Getriebegehäuse an [1, S. 416]. Bedingt durch die unterschiedlichen Übersetzungen der zwei Planetenstufen stellt sich, abhängig von der Drehrichtung des Schneckenrades, ein entsprechender Zusatzwinkel ein [7, S. 755].

Angenommen Planetensatz 1 rollt mit dem Übersetzungsverhältnis  $i_1 = 15/12$  auf dem Sonnenrad der Eingangswelle ab. Die Drehbewegung wird aufgrund der starren Kopplung direkt an den ritzelseitigen Planetensatz 2 mit dem Übersetzungsverhältnis  $i_2 = 13/14$  weitergeleitet. In diesem Fall bedeutet eine volle Umdrehung des Planetenträgers, 1,34 Umdrehungen des Abtriebsritzels gegenüber der Eingangswelle [1, S. 416]. Bewegt sich das Schneckenrad im gleichen Sinn, wie das obere Sonnenrad, dann kommt es folglich zu einem kleineren wirksamen Lenkwinkel. Laufen Schneckenrad und Sonnenrad gegengleich, dann ist dieser Winkel größer [6, S. 239].

Damit im Sicherheitskonzept die unerwünschte Rückdrehung im passiven Zustand deutlich reduziert wird, ist der Schneckentrieb zwischen Motor und Planetenträger selbsthemmend ausgeführt. Im deaktiviertem Zustand sorgt zudem ein Sperrstift für eine direkte Getriebeübersetzung, welche im Fall eines Fehlers eine angepasste Lenkübersetzung haben sollte [1, S. 416].

Zur Minimierung eines möglichen Spiels im Getriebe, sind beide Planetensätze angefedert. Dies führt jedoch zu einer erhöhten Reibung im Getriebe. Abbildung 19 zeigt die einzelnen Bestandteile des Überlagerungsgetriebes. [1, S. 416].



**Abbildung 19: Übersicht der einzelnen Komponenten der Differenzwinkeleinheit [6, S. 240]**

Die Positionierung der Aktuatorik hinter dem Lenkventil (HPS) bzw. hinter dem Lenkmomentensensor (EPS) hat den Vorteil, dass auftretende Störeinflüsse verringert werden können. Die Servounterstützung der Lenkung wirkt somit der beispielsweise zusätzlichen Reibung dämpfend entgegen. Aufgrund der erhöhten Reibung hat jedoch ein Planetengetriebe mit mehreren Zahneingriffen den Nachteil, dass die Rückstellung der Lenkung und das Feedback von Straße kleiner werden [1, S. 416].

Die Signale der angeschlossenen Lenkungs- und Fahrzeugsensorik werden über das elektronische Steuergerät ausgewertet und zu den Stellwerten der Differenzwinkeleinheit gebildet [6, S. 240].

### 2.2.5 Lexus/JTEKT VGRS

Das Funktionsprinzip des VGRS-Systems (VGRS = Variable Gear Ratio System) basiert ähnlich der Audi/ZFLS-Dynamiklenkung auf einer Winkelübertragung mittels Wellgetriebe (siehe Kapitel 2.2.2). Der Unterschied liegt im Wellgetriebe, welches für die Lenkwinkelüberlagerung ein doppeltes Circular-Spline (CS) aufweist (siehe Abbildung 20).

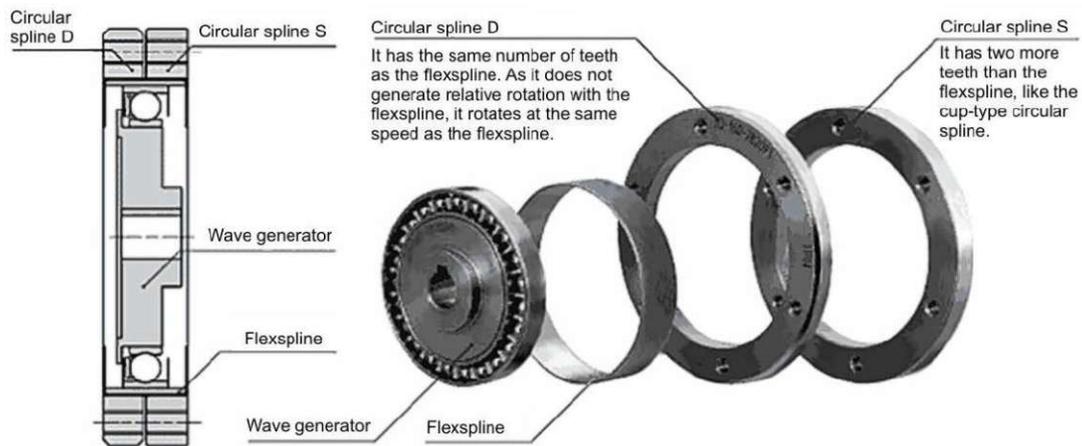


Abbildung 20: Lenkwinkelüberlagerungsgetriebe [1, S. 417]

Weitere Unterschiede zur Audi/ZFLS-Dynamiklenkung liegen in der Bauform des Elektromotors und Verriegelungsmechanismus (siehe Abbildung 21). Diese sind zentral in einem drehenden Gesamtgehäuse positioniert, während diese Komponenten bei der Überlagerungslenkung von Audi eine Hohlwellenbauform aufweisen [6, S. 240]. Außerdem dreht sich bei diesem System mit jeder Lenkbewegung das gesamte Gehäuse mit, da der Kraftfluss über die Gehäusehälften verläuft [1, S. 417].

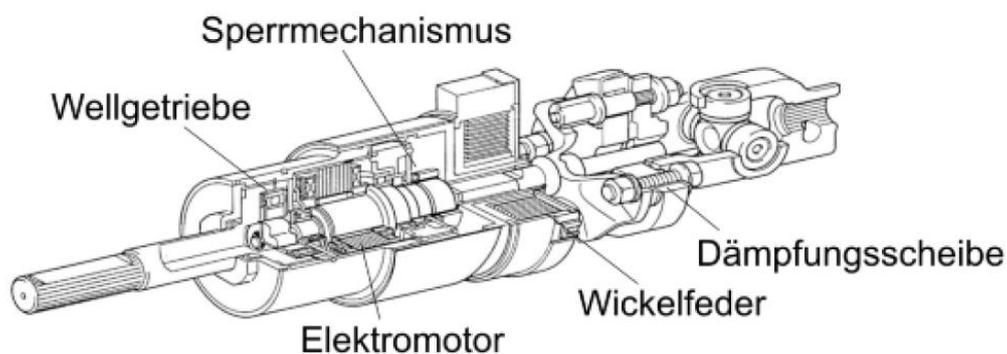


Abbildung 21: Toyotas Aktuator im Schnittbild [1, S. 417]

Der CS-D auf der Fahrerseite hat 100 Zähne, wohingegen der lenkgetriebeseitige CS-S 102 Zähne besitzt. Bei einer vollständigen Rotation des Elektromotors, der mit dem Wavegenerator verbunden ist, entsteht ein Versatz von 2 Zähnen. Dieser Versatz findet zwischen Fahrerseite und Lenkgetriebeseite statt. Dadurch ergibt sich zwischen Motor- und Überlagerungswinkel eine Gesamtübersetzung von 1:50, [1, S. 417]. Abbildung 22 dient zum besseren Verständnis für das Prinzip.

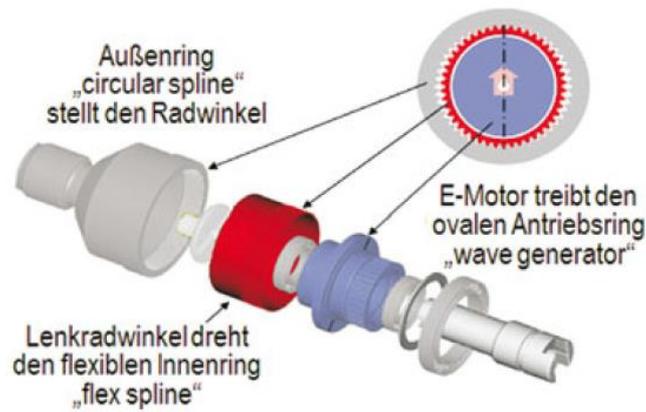


Abbildung 22: VGRS Überlagerungsprinzip [6, S. 241]

Ähnlich wie bei der BMW Aktivlenkung, wirkt man auch hier Störeinflüssen, die das Lenkgefühl beeinträchtigen entgegen. Da sich der Aktuator vor dem Lenkventil bzw. Lenkmomentensensor befindet. Damit nicht nur haptische Rückwirkungen verringert, sondern auch Körperschallübertragungen durch den Lenkstrang gedämpft werden, befindet sich eine zusätzliche Dämpfungsscheibe zwischen dem Aktuator und Lenkrad [1, S. 417].

Der Hersteller hat mittlerweile auch eine weitere Bauform, welche am Lenkgetriebe sitzt, eingeführt. Diese ähnelt der BMW Überlagerungslenkung, mit dem Unterschied, dass sich die Überlagerungseinheit weiterhin vor dem Lenkmomentensensor befindet [1, S. 417].

## 2.3 Stufenlosgetriebe

Getriebe, deren mechanische Übersetzungen stufenlos veränderlich sind nennt man Stufenlosgetriebe. Man kann sie in ihrer Wirkungsart bzw. Lösungsprinzip unterscheiden. Dementsprechend ergibt sich die Unterteilung in

- Umschlingungsgetriebe und
- Wälz- oder auch Reibradgetriebe.

Zusätzlich kann auch eine Einordnung in CVT (Continuously Variable Transmission) und IVT-Getriebe (Infinitely Variable Transmission) erfolgen. Während CVTs einen Drehmomentwandler oder eine Anfahrkupplung benötigen, kommen IVTs ohne einem gesonderten Anfahrlement aus [8, S. 397]. Prinzipiell kann die stufenlose Veränderung der Abtriebsdrehzahl mechanisch, hydraulisch oder durch Verwendung von besonderen elektrischen Schaltungen bzw. Elektromotoren erreicht werden (siehe Abbildung 23) [9, S. 2]. Hydraulische und elektrische Wirkprinzipien werden im Weiteren außer Acht gelassen, da sie aufgrund der definierten Forderung kein potenzielles Wirkprinzip darstellen.

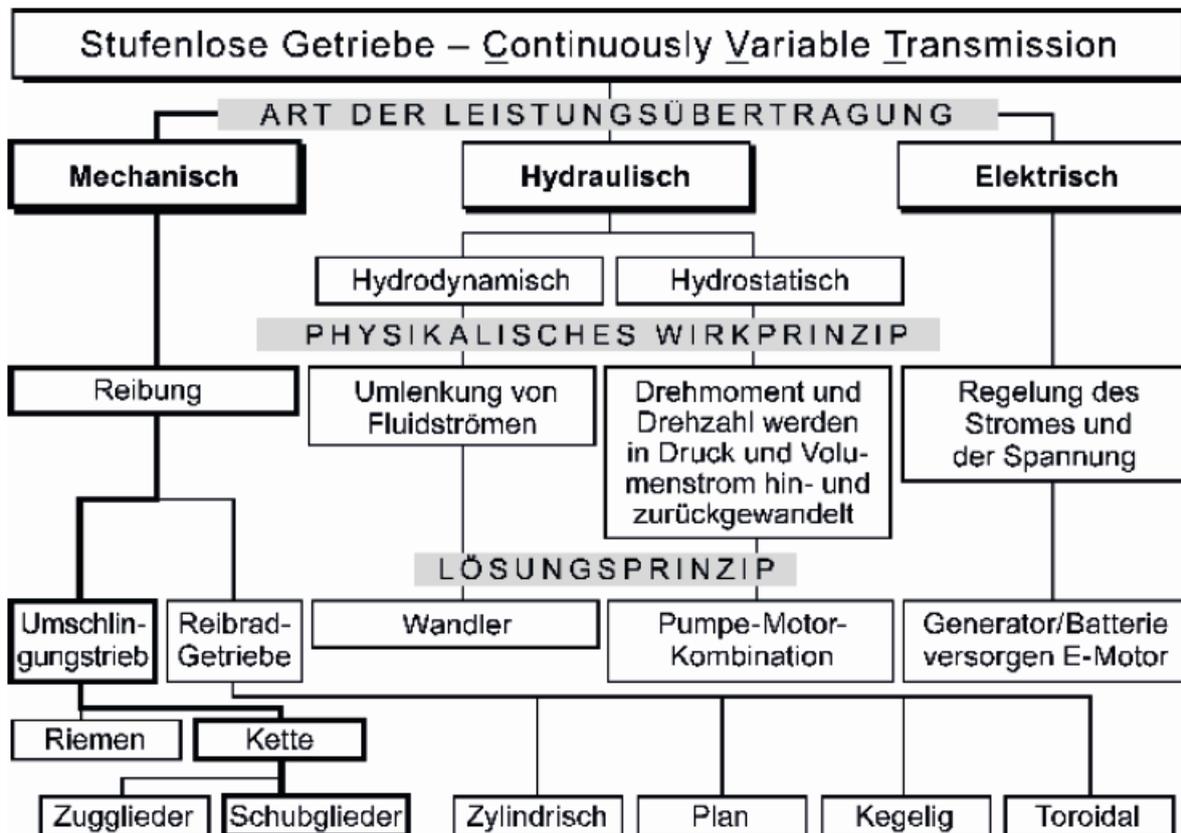


Abbildung 23: Überblick der CVT-Konzepte [10, S. 187]

### 2.3.1 Funktionsprinzip

Die Kraftübertragung vom Antrieb zum Abtrieb erfolgt bei stufenlos mechanischen Getrieben mittels Reibschluss. Daraus ergibt sich der Nachteil, dass man nicht, wie bei festübersetzenden Zahnradgetrieben, große Kräfte auf kleinem Raum durch Formschluss übertragen kann. Stufenlosgetriebe zeichnet die kontinuierliche Veränderung der Übersetzung während des Laufes aus. In anderen Worten bedeutet dies einen kontinuierlich verstellbaren Angriffsradius der Kraft. Dies erreicht man nur durch Ausnutzung der Reibung als kraftübertragendes Prinzip [11, S. 2]. In Abbildung 24 ist das Funktionsprinzip anhand mehrerer Lösungsvarianten zur kontinuierlich stufenlosen Leistungsüberübertragung dargestellt. Die Wirkradien von An- und Abtrieb bleiben während eines Umlaufs konstant und sorgen für eine gleichförmige Übertragung [12, S. 167].

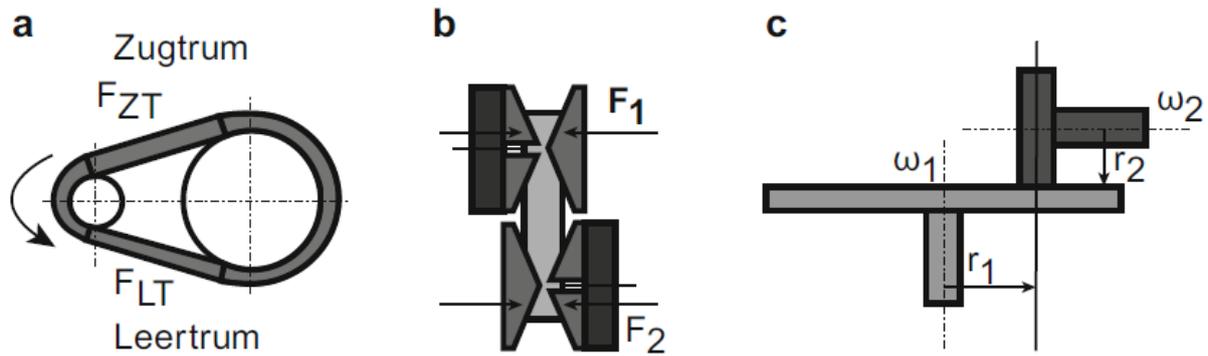


Abbildung 24: Funktionsprinzip kontinuierlicher stufenloser Leistungsübertragung bei Umschlingungs- (a,b) und Reibradgetrieben (c) [12, S. 167]

Der große Nachteil von Stufenlosgetrieben ist der Schlupf, welcher sich durch die Stauchung und Dehnung der Kontaktpartner in der Kraftübertragungsrichtung ergibt. Beim Abwälzen treten Relativbewegungen zwischen den Antriebsscheiben, den Übertragungselementen und Abtriebsscheiben auf. In Abbildung 25 ist ein scheinbarer Reibwertverlauf zu sehen, der sich beispielsweise bei einem Reibradgetriebe mit konstanter Anpresskraft messtechnisch ergibt. Der nutzbare Betriebsbereich umfasst den stabilen, ansteigenden Teil der Kurve. Mit Überschreitung des maximalen Haftreibwertes setzt verstärkt Gleiten ein, bis nur mehr der Gleitreibwert wirkt [12, S. 168].

Der Vorteil von CVT-Getrieben gegenüber Zahnradgetrieben ist, dass die Kraftübertragung bei Übersetzungsänderung nicht unterbrochen wird. Dadurch entfallen die Schaltvorgänge, was einen hohen Komfort bringt [13, S. 246].

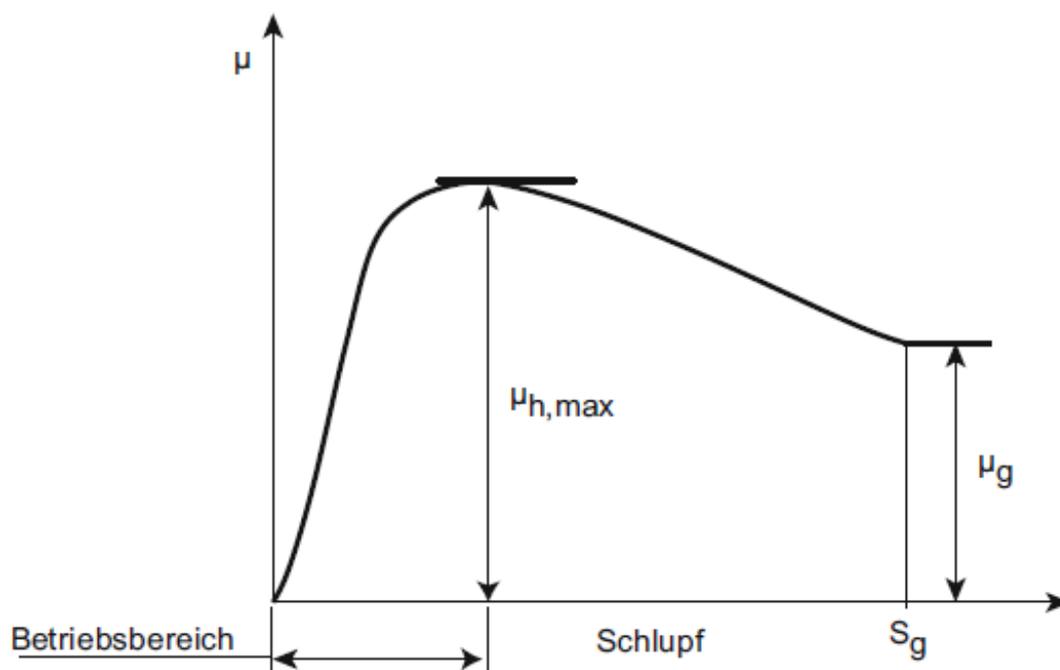


Abbildung 25: fiktiver Reibwertverlauf bei konstanter Anpresskraft [12, S. 168]

Bei einem Umschlingungsgetriebe erfolgt der Anstieg des Riemenzugs nach einem Exponentialgesetz, bei dem der Reibwert im Exponenten steht. Das bedeutet einen hohen Reibwert für eine hohe Kraftübertragung. Weiche Reibmaterialien, wie zum Beispiel Gummi, erweisen sich hier aufgrund ihrer hohen Reibwerte als besonders geeignet. Tabelle 2 zeigt die Werte bei Paarungen mit unterschiedlichen Werkstoffen. Eingesetzt werden sie vor allem bei kleineren zu übertragenden Leistungen. Ein Nachteil weicher Werkstoffe ist die geringe Abriebsfestigkeit, sprich die Widerstandsfähigkeit gegenüber mechanischer Beanspruchung, hier der Reibung. Deswegen werden auch versteifende Materialien in den Gummiriemen eingearbeitet und die Reibflanken mit Gewebe ummantelt. Dies hat wiederum eine negative Auswirkung auf den Reibwert [11, S. 2].

Paarung	Reibwert	$\frac{\text{Anpreßkraft}}{\text{Umfangskraft}}$	Wälzpressung $\left[ \frac{kp}{mm^2} \right]$	Spez. Leistung $= \frac{\text{Umfangskraft}}{\text{Breite} \times \text{Durchm.}}$ $\left[ \frac{kp}{cm^2} \right]$	Spez. Verschleiß $\left[ \frac{mm^3}{PS h} \right]$
Weicher Gummi gegen Stahl	0,9	1,7	0,01	0,7	15
Stahl gegen Stahl, gehärtet, geschliffen und geschmiert	0,06	24	2	8	0,5

**Tabelle 2: Messergebnisse bei Paarungen mit unterschiedlichen Werkstoffen [11, S. 2]**

Niemann untersuchte die Reibung und Verschleiß bei zylindrischen Rollkörpern und stellte fest, dass Stahl gegen Stahl gehärtet, geschliffen und geschmiert nur 1/30 so viel leistungsspezifischen Verschleiß erzeugt wie Gummi gegen Stahl. Jedoch ist der Reibwert bei Stahl nur 1/15 gegenüber Gummi [11, S. 2].

### 2.3.2 Umschlingungsgetriebe

Der wesentliche Vorteil von Umschlingungsgetrieben ist, dass an den Kontaktstellen zwischen Umschlingungsmittel und Kegelscheiben praktisch keine Relativbewegung auftritt. Die im Vergleich zu Reibgetrieben große Berührfläche verlangt nach den Überlegungen und Gesetzen von Hertz keine große Flächenpressung [9, S. 73]

Umschlingungsgetriebe werden für Drehmomente bis zu 400Nm eingesetzt. Aufgrund der nachteiligen Anordnung und Bauraumanforderung, werden Getriebe in Standardbauweise meist nicht als solche ausgeführt, da bei Umschlingungsgetrieben ein Zielkonflikt zwischen kompakter Bauform und hoher Übersetzungsspreizung besteht [12, S. 295].

Das Funktionsprinzip von Umschlingungsgetrieben wurde bereits in Kapitel 2.3.1 grob erklärt. Dieses Lösungsprinzip besteht aus einer treibenden Scheibe bzw. Scheibensatz auf der Primärseite und einer getriebenen Scheibe bzw. Scheibensatz auf der Sekundärseite. Diese Scheiben sind konisch ausgeformt. Das Übertragungsmittel zur Leistungsübertragung erfolgt über geschlossene Bänder oder Ketten, die auf einem Teil des Umschlingungsumfangs reibschlüssig mit den Scheiben verbunden sind [8, S. 401] [2, S. 293]. Die Übersetzungsverstellung kann nur bei drehendem Variator erfolgen [12, S. 295].

Da es sich bei dem Prinzip um eine reibschlüssige Verbindung handelt, benötigt das System einen hohen Anpressdruck. Zu hohe Anpresskräfte führen jedoch zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrads, wohingegen kleine Kräfte ein Durchrutschen des Umschlingungsmittels verursachen [12, S. 295].

Die axial verschiebbaren Kegelscheiben können mechanisch, hydraulisch oder elektrisch betätigt werden. beispielsweise durch den angesteuerten Druck des Getriebeöls bewegt. Infolgedessen kommt es zu einer Lageänderung des Übertragungsmittels zwischen den beiden Scheibenpaaren. Da es sich bei dem Prinzip um eine reibschlüssige Verbindung handelt, benötigt diese Verstellart einen hohen Anpressdruck [13, S. 246]. Alternativ kann die Regelung auch mechanisch oder elektrisch erfolgen.

Bei kraftschlüssig ausgeführten Reibgetrieben ist ein gewisser Schlupf zwischen An- und Abtriebswelle nicht vollständig vermeidbar. Vorteil ist der Schutz vor Überbelastung bzw. zu hohen Drehmomenten [9, S. 3].

Die Ausführung und Fertigung der Riemenscheiben ist für die optimale Auslegung entscheidend. Insbesondere die Oberflächenbearbeitung der Lauffläche ist maßgeblich, da raue Oberflächen aufgrund des Dehnschlupfes die Lebensdauer des Riemens verringern [14, S. 589]

### **2.3.2.1 Stufenloses Keilscheiben-Verstellgetriebe**

Die in der heutigen Pkw-Antriebstechnik verbauten CVT sind größtenteils mechanische Keilscheiben-Verstellgetriebe. Sie bestehen aus zwei Kegelscheibenpaaren, der Primär- und Sekundärscheibe. Beide Paare sitzen auf jeweils einer Welle, und sind mit einem Umschlingungsmittel reibschlüssig miteinander verbunden. Dieses mechanische System wird im Allgemeinen auch als Variator bezeichnet, da die Übersetzungsänderung durch das axiale Variieren je einer diagonal gegenüberliegenden Kegelscheibe oder aller Scheiben zugleich, erreicht wird (siehe Abbildung 26). Bei der Abstandsänderung  $\Delta s$  stellt sich auf beiden Scheibenpaaren folglich ein neuer Kontaktradius für das die Scheiben umschlingende Übertragungsmittel ein. Der Achsabstand bleibt dabei unverändert.

Das wirksame Übersetzungsverhältnis wird durch das Verhältnis der Hebelarme der Sekundärscheibe zur Primärscheibe definiert [15, S. 446] [2, S. 435] [8, S. 401] [14, S. 588f]

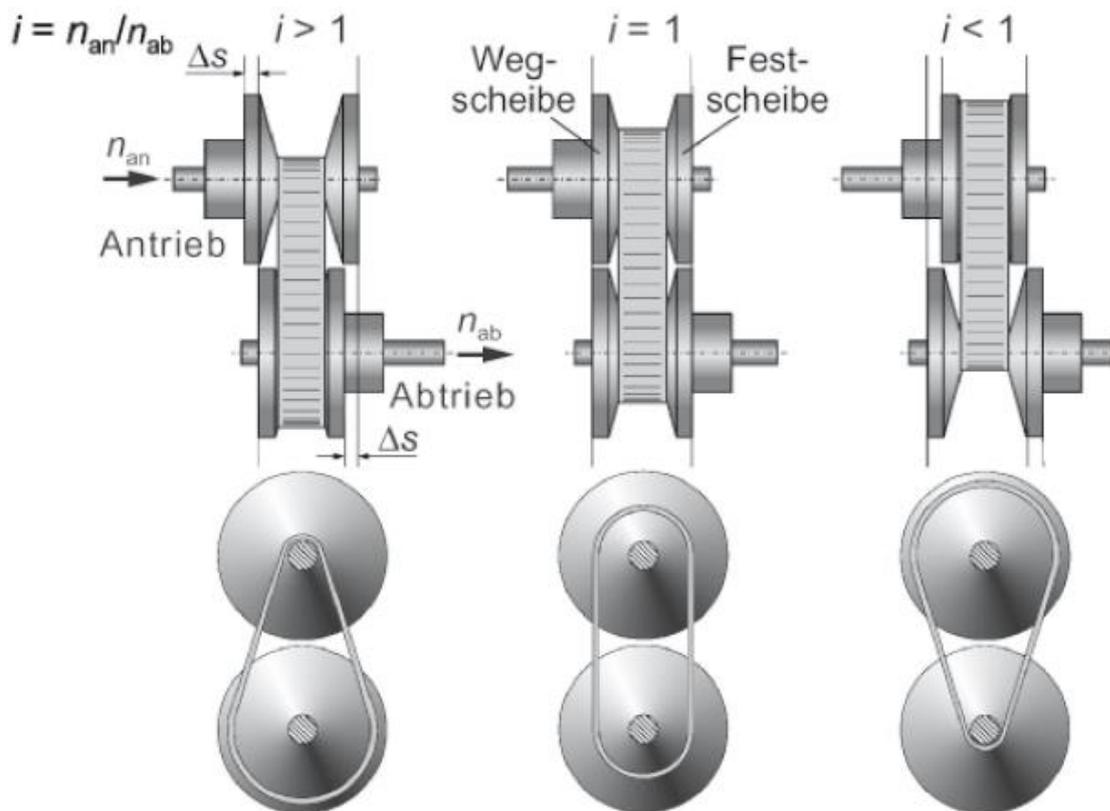


Abbildung 26: Funktionsprinzip eines Variators [8, S. 401]

Im KFZ bewirkt ein hydraulisch-mechanischer Mechanismus die axiale Verstellung, was folglich einen negativen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad hat [2, S. 293]. Zudem sorgt eine Hochdruckhydraulik für den nötigen Anpressdruck bei den Scheibensätzen [13, S. 246]. Aufgrund dessen fällt der Stellenergiebedarf höher als bei einem Reibradgetriebe aus [12, S. 174].

Die Vorteile sind [9, S. 73]:

- Geringe Reibungsverluste,
- hoher Wirkungsgrad,
- geringe Abnutzung an den Kontaktstellen,
- große Auflageflächen des Übertragungsmittels,
- geringe spezifische Flächenpressung und
- hohe Lebensdauer der Scheiben und Übertragungsmittels.

### 2.3.2.1.1 Übertragungsmittel

Als Übertragungsmittel kann ein Riemen, Schubgliederband oder Laschenkette verwendet werden. Im serienmäßigen Pkw-Einsatz haben sich bis heute das Schubgliederband von Van Doorne's Transmissie (VDT) und die Laschenkette von LuK als besonders zuverlässige Übertragungsmittel erwiesen. Ersteres setzt sich aus zwei mehrlagigen Bändern, die aus ca. 0,2mm dicken Endlosringen bestehen und aus hochfestem Stahl gefertigt werden. Sie halten die Klemmstücke aus gestanztem Stahlblech zusammen (siehe Abbildung 27). Wie der Name schon verrät, erfolgt die Kraftübertragung durch Schub über die Klemmstücke. Bei einer Kette hingegen wird die Leistung von der Primär- auf die Sekundärscheibe über Zugkräfte übertragen [15, S. 446]. Das patentierte Schubgliederband von VDT hat einen Reibwert von mindestens 0,9 [13, S. 246].

Abhängig von der geforderten Leistung stehen Schubgliederbänder von 24 und 30mm Breite mit 6, 9, 10 oder 12 Stahlringen zur Auswahl. Bei einer kleinen Leistungsklasse, im Momentenbereich unter 65Nm, verwendet man auch Bänder aus Gummiwerkstoffen [15, S. 446].

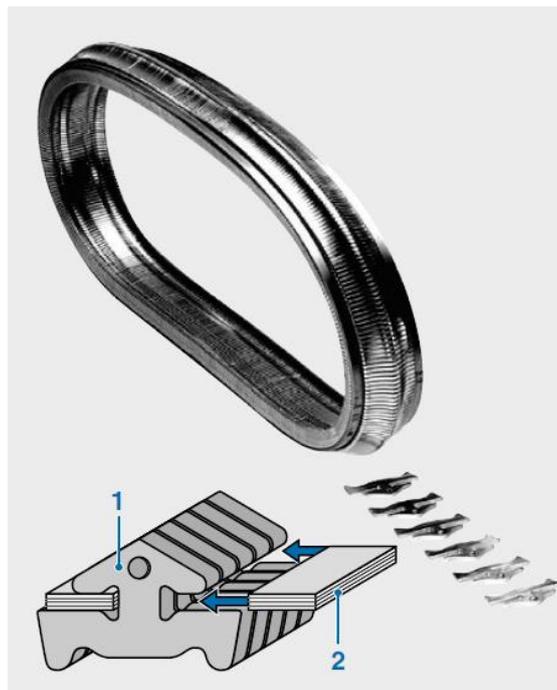
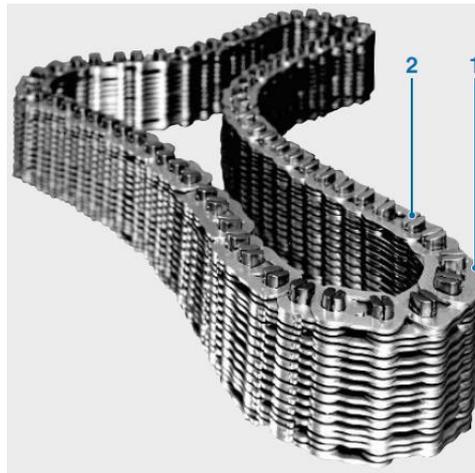


Abbildung 27: Schubgliederband mit (1) Schubglied und (2) Stahlbandpaket [13, S. 246]

Bei der Laschenkette erfolgt die Leistungsübertragung über die Reibung zwischen den ballig ausgeführten Variatorscheiben und den zweiteiligen Stiften in der Kette. Die Laschen verbinden die Stifte miteinander und leiten die Umfangskräfte durch Zug weiter (siehe Abbildung 28) [15, S. 446].



**Abbildung 28: Laschenkette von Audi (Multitronic) mit (1) Laschen und (2) Wiegestück [13, S. 247]**

Bei einem homogenen Festkörper als Umschlingungselement, würde die Kraft vom Einleitungskontakt über das Element durch Schubspannungen erfolgen. In Folge dessen würden Zug- bzw. Druckspannungen im Umschlingungsmittel auftreten. Durch Schubspannungen würde die Kraft dann auch wieder an das Abtriebsselement abgegeben werden. Eine Laschenkette trägt somit nur in der Mitte des Last- bzw. Leerturms gleichmäßig über den Querschnitt. Die Druckstücke übertragen hierbei die Reibkraft, während die zu einer Durchbiegung dieser Druckstücke führen. Innenliegende Laschen können folglich weniger übertragen [12, S. 169].

Aufgrund der Begrenzung des Verstellbereichs, bedingt durch den Keilwinkel und Riemenbreite, werden sogenannte Breitkeilriemen ( $\frac{b_0}{h} = 2 \dots 5$ ) speziell für stufenlos verstellbare Getriebe verwendet. Allgemeinen wählt man hier einen Keilwinkel  $\gamma_S$  von 26 Grad. Breitkeilriemen ermöglichen somit auch ein fast doppelt so hohes Verhältnis der Wirkdurchmesser  $d_{w \max}/d_{w \min}$  als bei Normal- oder Schmallkeilriemen [16, S. 184]. Eine gezahnte und flankenoffene Ausführung ermöglicht zudem 40 bis 50% kleinere Scheibendurchmesser [17, S. 173] Auf dem kleinsten Wirkradius berühren sich nahezu die Zähne [18, S. 41]. Folgende Vorteile haben Breitkeilriemen gegenüber anderen Riemenarten [18, S. 41] [19, S. 20]:

- geringere Anpresskräfte,
- kleinere Wellenbelastung,
- große Leistungsübertragung,
- Widerstandsfähigkeit gegen Abrieb und Schlupf
- hohe Quersteifigkeit,
- geringe Längsdehnung,
- hohe Biegeelastizität im Umschlingungsbogen,
- axial steif (aufgrund der Zähne)
  - extrem hohe Aufnahme der Axialkräfte,

- große Auflagefläche,
- biegeweich (aufgrund der Zahnlücken)
  - Einsatz bei kleinsten Scheibendurchmessern

Die Zugschicht eines Riemens besteht aus einer oder mehreren Lagen von endlos gewickelten Kordfäden (siehe Abbildung 29). Beim Breitkeilriemen werden Polyesterfasern verwendet. Unterhalb und meistens auch oberhalb der Zugschicht befindet sich der Kern, der sich aus hochwertigen Kautschukmischungen zusammensetzt. Ein Deckgewebe aus gummiertem Baumwoll- oder synthetischem Gewebe umhüllt die vorhin angeführten Elemente und sorgt für einen verschleißfesten Reibschluss [16, S. 172].



**Abbildung 29: Aufbau eines Breitkeilriemens [20]**

Aufgrund der Wölbverformung, welche infolge der Zugstrangkkräfte und der Flankennormalkräfte auftreten, sind die Anpresskräfte und somit auch die übertragbaren Leistungen begrenzt. Umso größer das Breiten-Höhen-Verhältnis, desto größer auch die Auswirkung [18, S. 42]. Deshalb gilt es, das Verhältnis möglichst klein zu halten.

### 2.3.2.2 P. I. V. Getriebe

Das Positive Infinitely Variable (kurz P. I. V.) Getriebe ist das einzig bekannte formschlüssige Umschlingungsgetriebe und arbeitet demnach schlupflos. Die Kettenspannung erfolgt über eine Kettenspannspindel, die zwischen den beiden Scheibenpaaren und parallel zu den Achsen der An- und Abtriebswelle sitzt (siehe Abbildung 30). Die treibende Welle kann mit der getriebenen Welle in ihrer Funktion getauscht werden [9, S. 114].

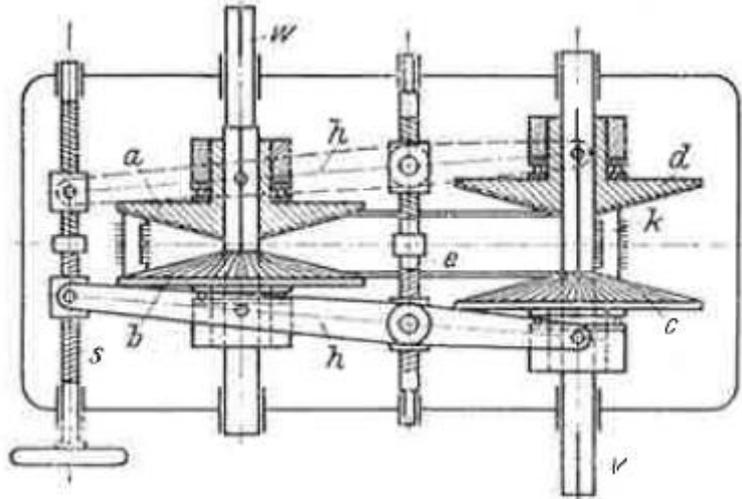


Abbildung 30: P. I. V. Getriebe im Schnittbild [9, S. 114]

Die auf einer Welle aufgesetzten leicht ballig ausgeführten Kegelscheiben sind so positioniert, dass immer ein Zahn auf der einen Kegelscheibe einer Lücke in der anderen gegenüberliegt. Das hierbei verwendete Umschlingungsmittel ist eine Lamellenverzahnungskette mit nebeneinander liegenden und zweckmäßig geformten Gliedern aus hochwertigem Stahl, die in ihrer Längsrichtung verschiebbar sind. Alle Lamellen, die auf einen Zahn einer Kegelscheibe treffen, werden somit in die gegenüberliegende Zahnücke der Gegenscheibe gedrückt. Der Vorteil ist Formschluss und eine veränderliche Zahnteilung der Lamellen. Das eingestellte Übersetzungsverhältnis wird mit einer maximalen Abweichung von 1-2% eingehalten [9, S. 114f].

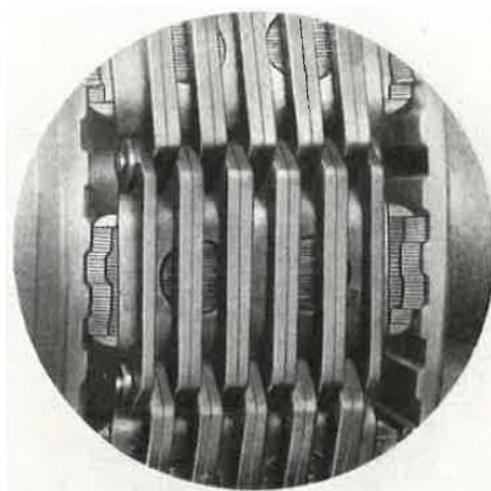
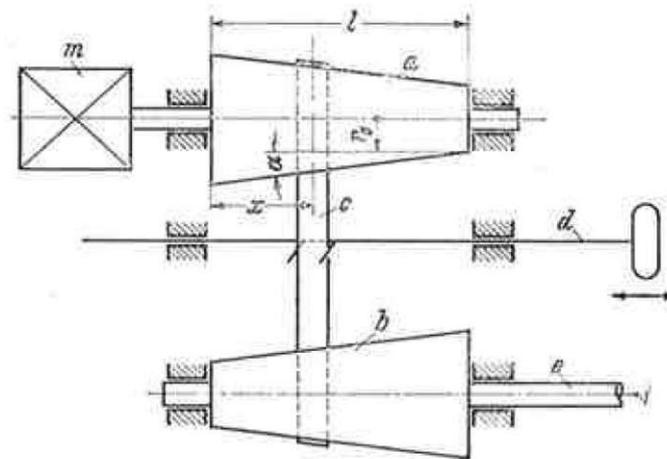


Abbildung 31: Lamellenverzahnungskette im Eingriff zwischen zwei Kegelscheiben [9, S. 116]

Die Kette ist an ihrem äußeren Umfang über alle Glieder geschliffen, da dort zwei pendelnd angeordnete und federnd belastete Spannschuhe angreifen. Dadurch wird eine Verzahnung im losen Trumm beim Einlauf gewährleistet [9, S. 116]

### 2.3.2.3 Kegelscheibengetriebe

Das Kegelscheibengetriebe besteht im Prinzip aus zwei Kegelscheiben und einem mittels Gabel verschiebbarem Riemen (siehe Abbildung 32). Aufgrund der konstanten Riemenlänge in jeder Stellung, müssen die Kegel, bei konstantem Wellenabstand, gleiche Kegelverhältnis aufweisen [14, S. 588].



**Abbildung 32: Kegelscheibengetriebe mit einer (a) Antriebskegelscheibe, (b) Abtriebskegelscheibe, (c) Flachriemen, (d) Verschiebegehänge, (c) Abtriebswelle und Motor m [9, S. 8]**

Das Kegelscheibengetriebe hat den Nachteil, dass es sich nicht nur stark abnützt, sondern auch nur bei kleinen Leistungen unter Inkaufnahme großer Reibungs- und Schlupfverluste verwendbar ist. Da der Riemen in der Mitte schlaff ist, wird auch Spannvorrichtung eingesetzt. Auf diese kann jedoch verzichtet werden indem man die Kegelscheiben ballig ausführt [9, S. 8].

### 2.3.3 Reibradgetriebe

Reibradgetriebe sind gleichförmig übersetzende Reibschlussgetriebe, die im Vergleich zu Umschlingungsgetrieben keine großflächige Berührfläche aufweisen. Stattdessen tritt der Kontakt näherungsweise punkt- oder linienförmig auf. Mit Hilfe der Hertz'schen Pressungstheorie lässt sich die Berührfläche der entstehenden Abplattung als auch die Pressungsverteilung berechnen [21, S. G 114].

Die Reibkraft wird in der Körperberührung zur Übertragung der Umfangskraft ausgenutzt. Durch die wirksamen Normalkräfte an der Berührungsstelle werden die Reibkörper aneinandergespreßt. Dabei sind die Reibkörper rotationssymmetrisch ausgeformt, um eine gleichförmige Bewegungsübertragung zu gewährleisten. Körper mit konvexen Konturen sind mit Körpern, deren Mantellinie konkav, gerade oder ebenfalls konvex ausgeformt ist, gepaart. Eine Paarung zwischen gerader und konvexer Mantellinie wird hierbei bevorzugt. Ist die Konturlinie des Wälzrades gerade, dann ist der Kegel die am häufigsten verwendete Form. Bei den Wälzrädern

mit konvexer Oberflächengestalt werden gerne Kugeln verwendet. Durch die umfangreiche Gestaltung und Anordnung der Reibräder ergeben sich folgende Ausführungsmöglichkeiten [11, S. 6]:

- Reibräder mit festen An- und Abtriebsachsen,
- zwischengeschaltete Reibräder,
- verschiebbare Reibräder,
- Reibräder als Umlauf- oder Planetenräder.

Die Übersetzungseinstellung ist, durch die Relativverschiebung der sich berührenden Wälzkörper senkrecht zu ihrer Abwälzbewegung, in einem gewissen Bereich veränderlich. Folglich wirken andere Übertragungsradien, welche die Übersetzung des Getriebes verändern [11, S. 6].

Abgesehen vom Schlupf in Umfangsrichtung kann, abhängig von der kinematischen Beschaffenheit, auch Bohrreibung auftreten (siehe Abbildung 25). Sie tritt bei unterschiedlich großen Geschwindigkeiten über der gesamten Berührfläche auf. Somit ist die Scheibenstärke maßgeblich für die Geschwindigkeitsunterschiede (siehe Abbildung 33) [12, S. 172].

Um einen guten Wirkungsgrad zu erreichen werden Reibgetriebe für gewöhnlich möglichst weit von der Schlupfgrenze betrieben. Damit steigt bei Ganzmetall-Reibgetrieben auch die Lebensdauer, da der Verschleiß abnimmt. Deswegen sollte Schlupf auch nur dort toleriert werden, wo er keinen wesentlichen Verschleiß hervorruft. Das gilt insbesondere für Umschlingungsgetriebe [9, S. 3].

Aufgrund der Schlüpfte ist ein geräuscharmer Lauf nur bei Schmierung möglich. Die nötigen Reibwerte erreicht man über Traktionsfluide, die zudem den Abrieb verringern [12, S. 174]. Die im Berührungspunkt auftretenden Kräfte werden durch die Scherstabilität des Ölfilms übertragen. Aus diesem Grund spricht man bei Wälzgetrieben oft vom Traktionskoeffizienten und nicht vom Reibkoeffizienten [8, S. 397].

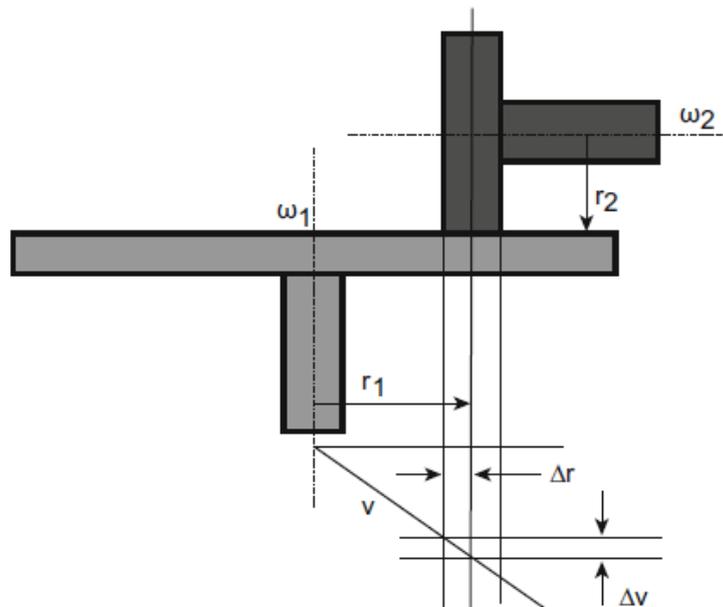


Abbildung 33: Geschwindigkeitsverhältnisse bei Bohrrreibung [12, S. 172]

### 2.3.3.1 Kegelingetriebe

Das Kegelingetriebe besteht aus zwei parallel gegenseitig positionierten Kegeln und einem axial verstellbaren Reibring (siehe Abbildung 34). Die Kegel rotieren gegenläufig und verwenden den Reibring als Übertragungsmittel. Der rotierende Ring ist in einem Stahlrahmen geführt und ist um seine Hochachse drehbar gelagert. Die Kraftübertragung erfolgt über den Ölfilm am Ring [8, S. 397f].

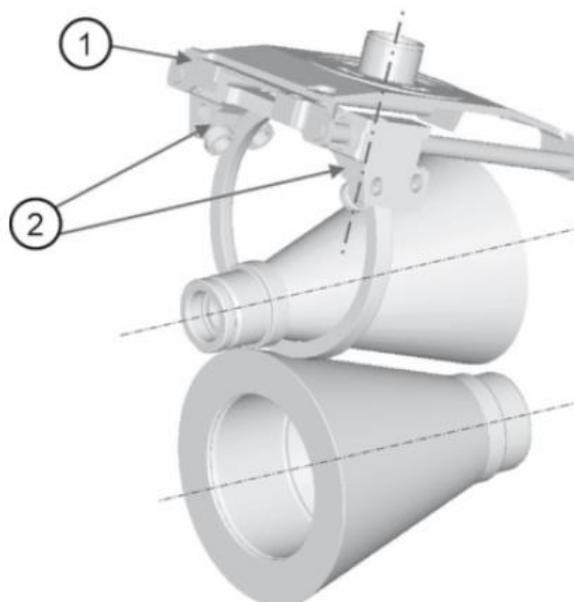


Abbildung 34: Kegelingetriebe mit (1) Schlitzen auf Gleitachsen und (2) Schwenkbrücke mit Rollenführung [8, S. 62]

Eine elektrisch betätigte Schwenkbrücke stellt die gewünschte Übersetzung ein. Das passiert durch kleine Lenkbewegungen am Übertragungsring [8, S. 61]. Dabei wird der Traktionsring nicht verschoben, sondern durch einen minimal erforderlichen Kraftaufwand leicht zur Achse gedreht. Dadurch führt das Übertragungselement so lange eine Seitwärtsbewegung aus, bis die Drehrichtung wieder der der Kegel gleicht. Dreht man den Ring in die andere Richtung, wandert er zurück. Dabei ist die Geschwindigkeit abhängig vom Schräglaufwinkel. Soll der Reibring in einer Stellung verharren, dann darf es keine Winkeldifferenz zwischen der Drehbewegung von Kegel und Ring geben [12, S. 174].

Da der Ring das einzige Übertragungselement ist, fällt auch, im Vergleich zu anderen Reibradgetrieben, die mehrere Zwischenelemente bzw. Scheiben benutzen, die Leistungsfähigkeit deutlich geringer aus [12, S. 174]. Die Leistungsübertragung erfolgt durch elasto-hydrodynamische Reibung. Für eine optimale Gestaltung hinsichtlich der Leistungsübertragung trennt man im Kegelringgetriebe die Ölräume, die für die Lagerung und Reibkraftübertragung dienen, voneinander.

Aufgrund des begrenzten Verstellbereichs ist beim Kegelringgetriebe eine gesonderte Anfahrkupplung von Nöten. Somit zählt diese Variante zu den CVTs [8, S. 397]. Eine Reibkupplung oder ein hydrodynamischer Wandler kann als Anfahrlement verwendet werden. Der Rückwärtsgang zur Drehzahlumkehr erfolgt über einen Planetensatz der von einer Schaltmuffe betätigt wird [8, S. 62]. Ein Vorteil des Kegelringgetriebes ist der hohe Wirkungsgrad und das niedrige Gewicht. Das resultiert aus dem Wegfall einer nötigen Hydraulikanlage zur Leistungsübertragung [8, S. 61].

### 2.3.3.2 Kopp-Tourator

Beim Kopp-Tourator sind die inneren Enden der beiden gleichachsigen Wellen  $f$ , die in der Mitte des Getriebes positioniert sind, formschlüssig mit jeweils einer Kegelscheibe  $e$  verbunden (siehe Abbildung 35). Durch eine selbsttätige Anpressvorrichtung werden diese gegen über den Umfang gleichmäßig verteilten Kugeln  $a$  gepresst. Ein umlaufender Haltering  $d$  dient als Abstützung nach außen und schmiert zudem die Reibkörper. Jede dieser Kugeln hat eine schwenkbare Achse  $b$ . Deren Enden sind in radial verlaufenden Nuten  $g$  der mit dem Gehäuse  $h$  verschraubten Deckel  $i$  geführt. Auf einem Ende der Schwenkachse  $b$  sitzt ein balliger Bund  $j$ , der in einem gekrümmten Schlitz  $k$  des Verstellrings  $l$  eingreift. Der Verstellring  $l$ , der im Gehäuse  $h$  drehbar gelagert ist, wird bei kleinere Getriebemodellen durch den Hebel  $m$  geschwenkt. Dadurch stellen sich unterschiedlich große Wirkradien ein, welche eine Übersetzungsänderung hervorrufen. Größere Modelle werden durch ein Handrad über ein Schneckengetriebe verstellt [9, S. 61].

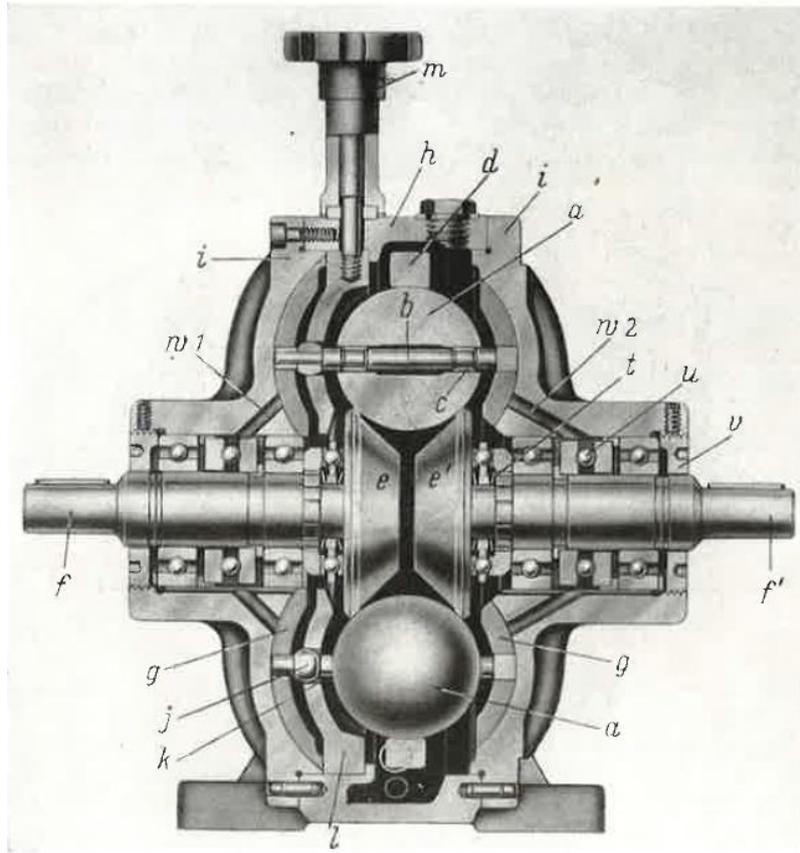


Abbildung 35: Kopp-Tourator im Schnittbild [9, S. 61f]

Um einen hohen Wirkungsgrad zu erreichen, wird die Anpresskraft zwischen den Reibscheiben und Kugeln, proportional dem zu übertragenden Drehmoment, reguliert. Die gleichmäßig am Umfang verteilten Rollen der Anpresseinrichtung laufen in schrägen Anlauframpen zwischen der Mitnehmerscheibe und Reibscheibe (siehe Abbildung 36). Die auftretende Umfangskraft an den Wellen wird über die Rollen in eine Axialkraft umgeleitet. Dadurch entsteht ein Momenten abhängiger Anpressdruck [11, S. 14].

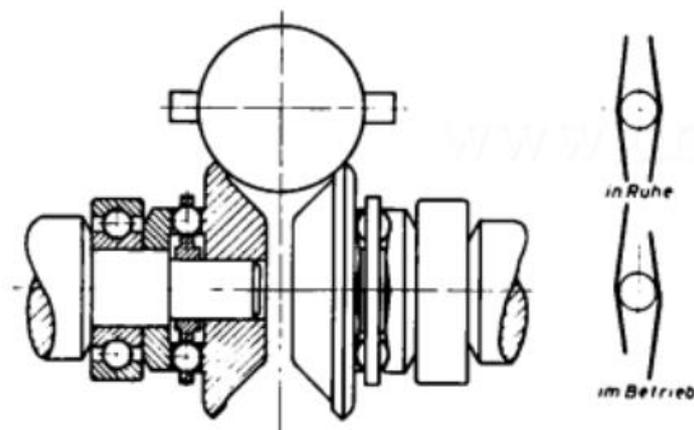


Abbildung 36: Momenten abhängige Anpresseinrichtung [11, S. 14]



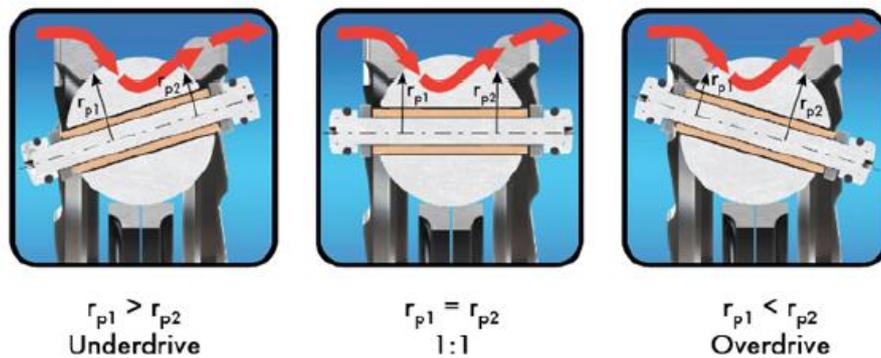


Abbildung 38: Übersetzungsänderung beim NuVinci [24, S. 2]

Wie bei einem herkömmlichen Planetenradsatz, kann auch bei dem Getriebekonzept auf die gleiche Art und Weise das Verhältnis bzw. Konfiguration geändert werden, indem die einzelnen Komponenten (Planetenträger, Sonnenrad, Ein- oder Ausgangsscheibe) festgehalten werden. Daraus ergeben sich bis zu 10 verschiedene Optionen. So kann z.B. der Träger festgehalten werden, während sich das Sonnenrad frei bewegen kann und die beiden Scheiben den Ein- und Ausgang darstellen. Ein Reversiertrieb kann durch das Fixieren des ersten Rings und unter Verwendung des Trägers als Eingang, erreicht werden [22].

### 2.3.3.3 Toroidgetriebe

Das Toroidgetriebe besteht im Wesentlichen aus toroidförmigen Ein- und Ausgangsscheiben, die koaxial auf einer gemeinsamen Welle angeordnet sind. Zwischen den paarweise zueinander gewandten Scheiben befindet sich zudem ein Reibrad, die im gemeinsamen Reibkontakt stehen und das von der Eingangsscheibe eingehende Drehmoment kraftschlüssig auf die Ausgangsscheibe übertragen [8, S. 398]. Die Anordnung der Reibscheiben ist symmetrisch. Dadurch werden die Anpresskräfte abgestützt und die Anzahl der Übertragungsstellen verdoppelt [12, S. 172]. Der sich aufbauende Schmierfilm zwischen den Reibkörpern reduziert Verschleiß bzw. kann ihn sogar verhindern [12, S. 172].

Prinzipiell unterscheidet man zwischen einem Halb- und Volltoroid (siehe Abbildung 39). Ersteres läuft nahezu bohrschlupffrei. Jedoch wirken hohe Axialkräfte auf der Zwischenscheibenlagerung [12, S. 173].

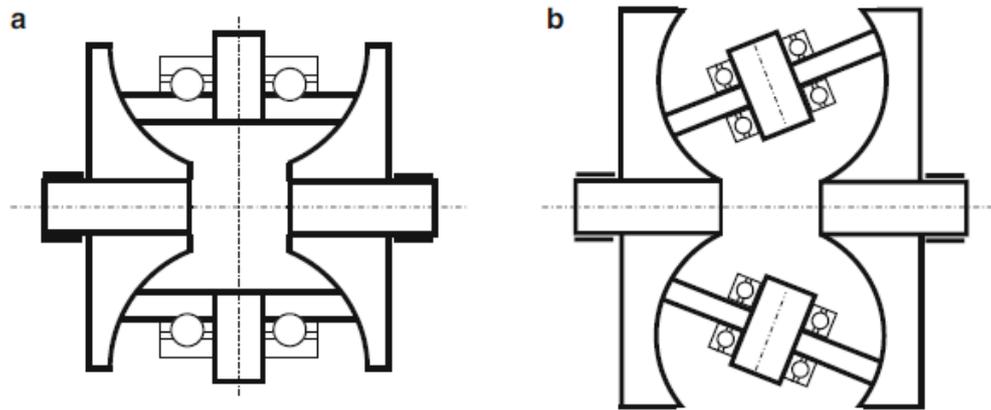


Abbildung 39: Prinzipskizze eines Halb- (a) und Volltoroidvariators [12, S. 173]

Beim Volltoroid, wo bei äquivalenter Gesamtbaugröße ein größerer Bohrschlupf auftritt, wird lediglich die Umfangskomponente durch die Zwischenscheibenlager abgestützt. Aufgrund der Schlüpfe laufen beide Arten nur geschmiert in einem akzeptablen Geräuschbereich. Hinsichtlich der Verluste (Bohrreibung und  $n$ ) gleichen sich der Halb- und Volltoroidvariator. Die geforderte Steifigkeit der Scheiben führt zu einem hohen Gewicht [12, S. 173].

Die stufenlose Übersetzungsänderung erfolgt durch Schwenkbewegungen der Reibräder. Dabei gilt je größer der Normalabstand  $r_A$  von der Welle zum Wälzpunkt der Eingangsscheibe, desto höher auch die Drehzahl der Reibräder. Ein kleinerer Abstand  $r_B$  zwischen der Berührstelle von Welle und Abtriebscheibe vergrößert die Drehzahl des innenliegenden Abtriebs (siehe Abbildung 40) [8, S. 399].

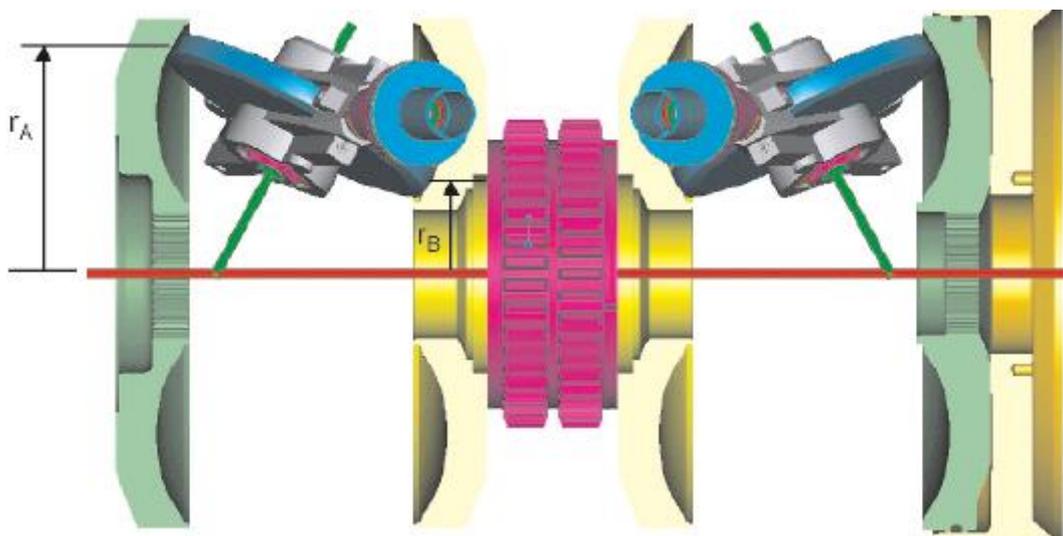


Abbildung 40: Schnittbild des Torotrak-Getriebes von Getrag [8, S. 398]

Aufgrund der hohen Antriebsleistung für die Hochdruckpumpe ist der Gesamtwirkungsgrad beim Toroidgetriebe nur befriedigend [13, S. 248].

## 2.4 Zahnradgetriebe

Folgende Vorteile hat ein Zahnradgetriebe gegenüber einem Stufenlosgetriebe [21, S. G 121]:

- hohe Leistungsdichte,
- hoher Wirkungsgrad und
- schlupffreie Bewegungs- und Leistungsübertragung.

Die Nachteile sind [21, S. G 121]:

- eine starre Kraftübertragung,
- Schwingungsanregung durch Zahneingriff,
- Geräuschentwicklung und
- Schmierung.

Es ergibt sich eine Vielzahl an Zahnradpaarungen, welche in Abbildung 41 zusammengefasst sind.

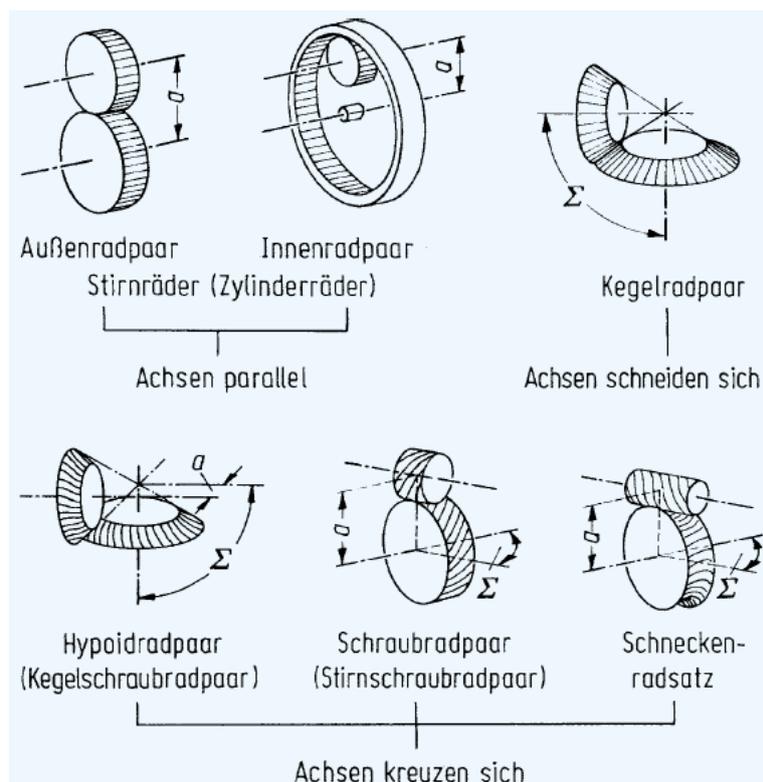


Abbildung 41: Räderpaarungen [21, S. G 121]

Bei den sogenannten Stirn- bzw. Zylinderrädern sind die Drehachsen parallel angeordnet. Die einfache Herstellung, die sichere Beherrschbarkeit und die hohen Leistungen und Drehzahlen zählen zu den Vorteilen solcher Räder. Eine Innenverzahnung der Räder hat hohe Fertigungskosten und ist auch in der Herstellungsmöglichkeit begrenzt. Bei einer Überschneidung der Achsen, meist unter

dem Winkel von  $90^\circ$ , spricht man von Kegelrädern. Falls ein Kegelradpaar eine kleine Achsversetzung hat, wo sich die Achsen nicht mehr schneiden, sondern kreuzen, ergibt sich ein Hypoidradpaar. Stirnräder deren Achsen in einem bestimmten Winkel zueinanderstehen, nennt man Schraubradpaare oder Schneckenräder. Schraubradpaare werden für die Übertragung kleiner Kräfte (Punktberührung) eingesetzt. Umso kleiner der Kreuzungswinkel, desto größer kann die zu übertragende Kraft ausfallen. Bedingt durch die Linienberührung, besitzen Schneckengetriebe eine hohe Tragkraft, bei großen Übersetzungen. Bei Umkehr des Kraftflusses kann auch Selbsthemmung eintreten [21, S. G 121].

### 2.4.1 Pinion P1.18

Der Pinion P1.18 ist ein Fahrradgetriebe, dessen Ein- und Ausgangswelle formschlüssig mit den Pedalen verbunden ist. Es basiert auf einem Stirnradgetriebe, welches aus zwei nacheinander geschalteten Teilgetrieben mit 6x3 Gängen besteht. Die einzelnen Gänge setzen sich aus der Kombination der beiden Teilgetriebe mit ihren unterschiedlichen Radpaaren zusammen. Die Abstufung der Gänge ist in ergonomisch sinnvollen Schaltschritten gleichmäßig abgestuft. Alle Gänge können der Reihe nach einzeln oder in beliebigen Gangsprüngen durchgeschaltet werden. Folgende Vorteile hat das Fahrradgetriebe [25]:

- keine Gangüberschneidungen,
- guter Wirkungsgrad,
- kein Kettenverschleiß, da sich die Kettenposition nicht ändert,
- Übersetzungsbandbreite von mehr als 630%.

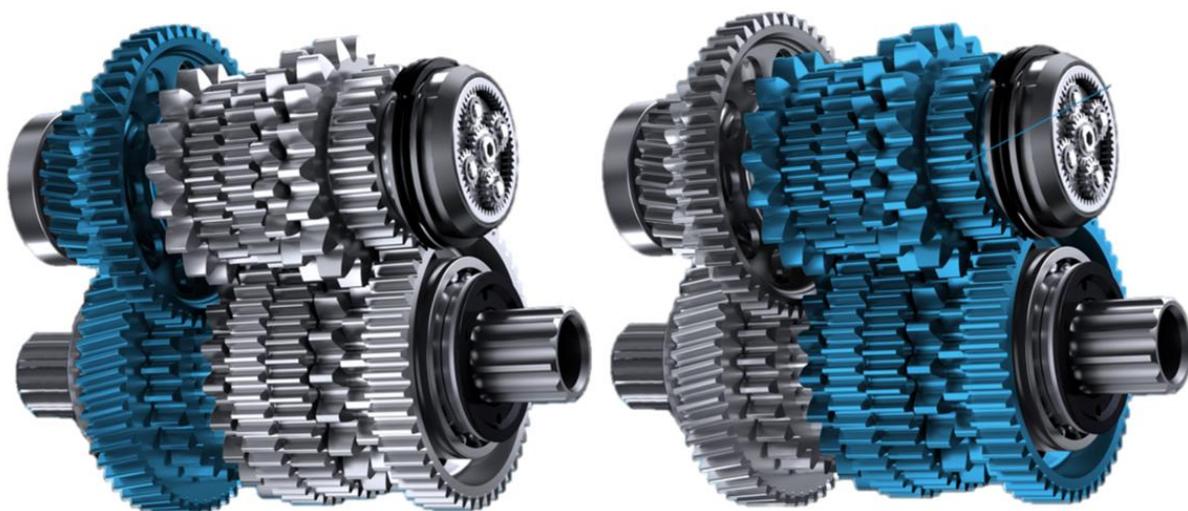


Abbildung 42: Markierte Teilgetriebe im Pinion P1.18 (links: zweites Teilgetriebe, rechts: 1. Teilgetriebe) [25]

Wie bei einem PKW-Getriebe wird die Kraft über die Eingangswelle eingeleitet und über die mit der Welle verbundenen Antriebszahnrad an die Räder der Vorgelegewelle übertragen. Dabei ist jeweils ein Zahnrad in jedem Teilgetriebe über eine Schaltklinke der Schaltwelle formschlüssig mit der Vorgelegewelle formschlüssig verbunden (siehe Abbildung 43). Die Abtriebswelle ist als Hohlwelle auf der Eingangswelle gelagert und überträgt die übersetzte Tretkraft auf das Kettenrad bzw. Riemenscheibe. (in Abbildung 43 auf der linken Seite).



Abbildung 43: Schaltmechanismus des Pinion P1.18 beim eingelegten 7. Gang [25]

### 3 Methodik

Eingangs erforderte die Arbeit eine genügende Internet- und Literaturrecherche zu bestehenden Produkten bzw. ähnlichen Lösungsansätzen. Im Falle potentieller Konstruktionen (Fahrradgetriebe von *Fallbrook Technologies* oder *Pinion*) entstand eine Kontaktaufnahme mit dem Hersteller. Der kostenlose Zugriff auf elektronische Bücher des Springer Verlags ([www.springerlink.com](http://www.springerlink.com)) und der Bibliothek, der technischen Universität Wien ([www.ub.tuwien.ac.at](http://www.ub.tuwien.ac.at)), ermöglichten den grundlegenden Teil der Arbeit. Für die konstruktive Umsetzung des Problems wurde das CAD-Programm CATIA verwendet und für Office Anwendungen das Office-Paket von Microsoft (Outlook, Word, Power Point, Excel). Die Expertise des universitätsseitigen Betreuers steuerte einen wesentlichen Beitrag bei. Firmenintern wurden die nötigen Mittel (relevante CAD-Daten, Informationen, Werkzeuge, Fertigungsmöglichkeit etc.) zur Verfügung gestellt.

## 4 Entwicklung des Getriebes

### 4.1 Forderungen und Wünsche

Am Anfang jeder Produktentwicklung muss eine Liste an Anforderungen erstellt werden, da die Aufgabenstellungen zu Anfang jeder Entwicklung oft nicht vollständig und ungenau formuliert sind. Diese Liste kann in Forderungen und Wünsche gegliedert sein. Während Forderungen unbedingt zu erfüllen sind, werden Wünsche nur bei vertretbarem Aufwand realisiert [26, S. 5]

#### 4.1.1 Forderungen

- Zu den wichtigsten Forderungen gehört der geforderte Regelbereich von  $\pm 30\%$ , ausgehend von der vorhandenen Übersetzung. Das entspricht einer Spreizung 1,86 (0,7/1,3).
- Die Gangabstufung, sprich der Unterschied zwischen den aufeinanderfolgenden Gängen soll nicht größer als 2% sein.
- Da es sich bei einem Lenksystem um ein sicherheitsrelevantes Bauteil handelt, muss es gesetzliche Anforderungen erfüllen. Die europäische Richtlinie 70/311 EWG, welche ab 2014 von der ECE-R 79 (Economic Commission for Europe) abgelöst wurde, ist Bestandteil dieser Anforderungen [1, S. 49]. Sie besagt, dass im Falle eines Fehlers in der Lenkanlage eines KFZ mit Servounterstützung, die höchstzulässige Betätigungskraft 300N betragen darf (siehe Abbildung 44) [27, S. 1] [1, S. 49] [6, S. 208]

Fahrzeug- klasse	INTAKT			MIT EINEM FEHLER		
	maximale Betäti- gungskraft (daN)	Zeit (s)	Wende- kreis- radius (m)	maximale Betäti- gungskraft (daN)	Zeit (s)	Wende- kreis- radius (m)
M <sub>1</sub>	15	4	12	30	4	20
M <sub>2</sub>	15	4	12	30	4	20

Abbildung 44: Vorschriften für die Betätigungskraft [7, S. 1]

Bei einem Lenkradradius von knapp 150 mm (BMW F15) ergibt sich ein Drehmoment von 45Nm ( $0,15m \text{ mal } 300N$ ) auf der Lenkachse. Dieses Drehmoment bezieht sich auf eine maximale Betätigungsdauer von 4 Sekunden, bei denen das Fahrzeug bei 10 km/h von der Geradeausfahrt in eine Kreisbahn von 20m Wendekreisradius zu lenken ist [1, S. 49].

- Das maximal gemessene Drehmoment bei intakter Lenkanlage liegt bei 25 Nm. Dieser Wert bezieht sich auf einen Test, (*catch up*) bei dem im Stillstand das Lenkrad mit bis zu 700 °/s Lenkwinkel durch einen Lenkroboter gedreht wird (siehe Abbildung 45). Dabei wird ermittelt wie schnell ein „verhärten“ der Lenkung auftritt. Darunter versteht man eine schwergängigere Lenkung, die durch die Größe des elektrischen Stellmotors bzw. der Hydraulik/Servopumpe des lenkunterstützenden Systems verursacht wird. Zu beachten gilt, dass das Moment im Stillstand allgemein höher als jenes im Fahrbetrieb ist. Zudem führt die abrupte Richtungsänderung (=große Beschleunigung) zu hohen Ausschlägen. Bei durchschnittlich einer Umdrehung pro Sekunde im realen Fahrbetrieb (Bereich zwischen Sekunde 27 und 33 in Abbildung 45) entspricht dies einem maximalen Moment von 15Nm. Nach Abzug des durch den im Stillstand verursachten erhöhten Moments von ca. 30% [28, S. 15] können 10Nm als ein realistisch auftretender Maximalwert verwendet werden. Unter Berücksichtigung der Übersetzung ins Langsame ( $i = 1,3$ ), wo das Moment auf dem abtreibenden Element erhöht wird, ergibt sich ein gefordertes übertragbares Drehmoment von

$$T_{Gefordert} = 10Nm * 1,3 = 13Nm$$

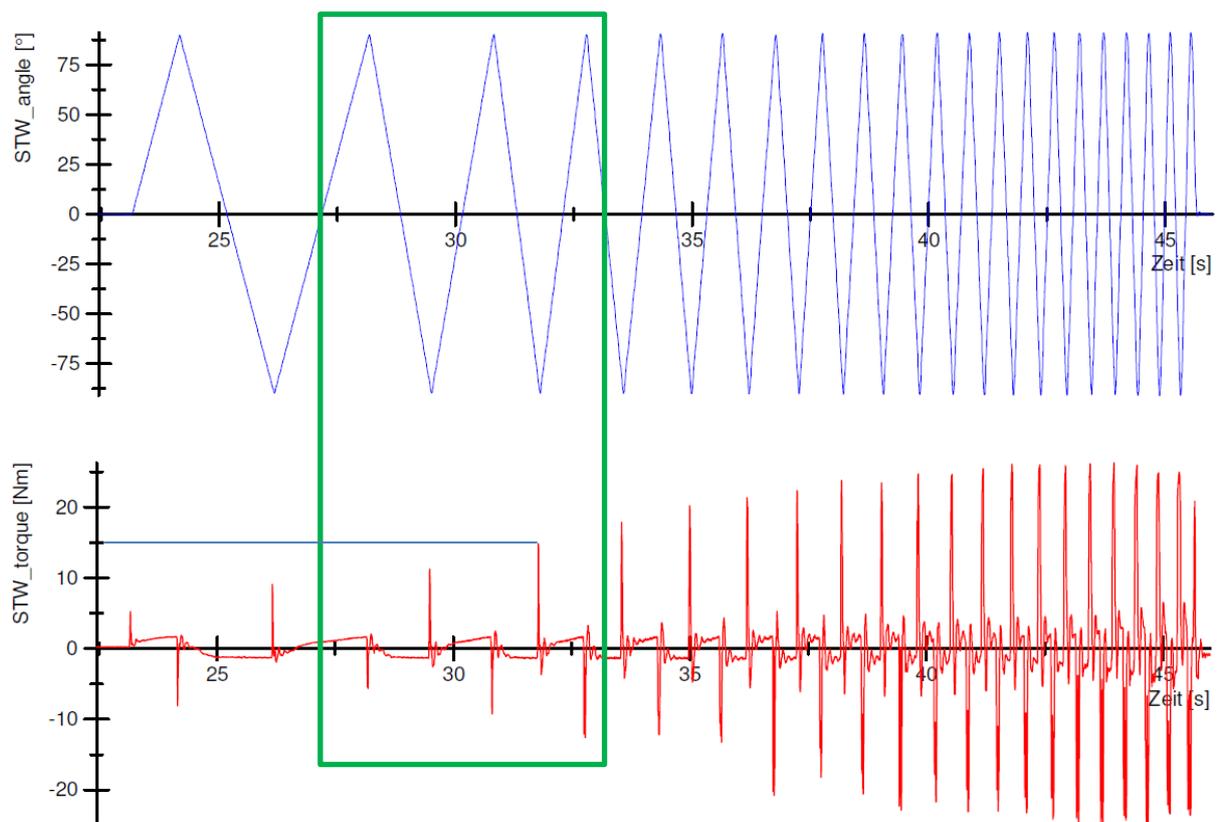


Abbildung 45: Momentenmessung am Lenkrad vom BMW F15 (Magna intern)

- Um die gewünschte Position des Fahrers kleinstmöglich zu verfälschen, darf die Getriebetiefe bzw. der durch den Einbau zusätzlich entstandene Bauraum maximal 150mm betragen. Eine gewisse Tiefe kann mit der axialen Verschiebung des Lenkrades kompensiert werden.
- Eine durchgehende Kraftübertragung soll durch einen möglichst schlupffreien Lauf gewährleistet werden.
- Das eingestellte Übersetzungsverhältnis hat bis zur beabsichtigten Änderung konstant zu bleiben, damit qualitative Aussagen über zu gewählter Lenkübersetzung gemacht werden können.
- Ein- und Ausgangswelle sollen koaxial sein. Eine nicht koaxiale Lenkradachse zur Lenkspindel, beeinträchtigt das ursprüngliche Fahrgefühl und somit auch die Aussagenqualität.
- Das Gewicht der ganzen Getriebeeinheit ist gering zu halten, um spätere Montier Möglichkeiten zu erleichtern. Dadurch wird die Einbaufähigkeit gesteigert.

#### 4.1.2 Wünsche

- Nach Änderung der Übersetzung sollte das Lenkrad möglichst in seine Nullstellung zurückkehren. Eine schiefe Stellung vermittelt bei Geradeausfahrt, als auch bei Kurvenfahrten ein verfälschtes Fahrgefühl.
- Das Getriebe sollte eine gewisse Nutzerfreundlichkeit aufweisen. Angefangen von der Mobilität, über den Einbau bis hin zur Übersetzungsverstellung. Das beinhaltet auch den Verzicht auf jegliche Elektronik oder hydraulische Hilfsmittel.
- Abgesehen von der Forderung nach einem flachen Bauraum sind auch die Höhe und Breite kompakt zu gestalten, da diese als Störfaktoren gelten könnten.
- Damit der Rahmen der Diplomarbeit nicht gesprengt wird und ein möglichst rasches als auch einfaches Ergebnis erzielt wird, ist der Entwicklungsaufwand relativ gering zu halten.
- Das Budget für das Projekt beträgt 15.000€. Eine wirtschaftlich optimale Lösung ist im Sinne des Auftraggebers.

Die ermittelten Forderungen und Wünsche werden nun in Tabelle 3 zusammengefasst und nach ihrer Wichtigkeit gewichtet.

	Kriterium	Gewichtung
Forderungen	Regelbereich/Spreizung (+-30%/1,86)	0,15
	Gangabstufung (1,5 - 2%)	0,15
	max. Drehmoment (45Nm)	0,15
	Bautiefe (max. 150mm)	0,10
	Schlupffrei	0,15
	Feststehendes Übersetzungsverhältnis	0,10
	Gewicht	0,05
Wünsche	Nullstellung des Lenkrades (nach Schaltvorgang)	0,01
	Nutzerfreundlichkeit	0,02
	kompakter Bauraum	0,01
	Geringer Entwicklungsaufwand	0,05
	Fertigungs- und Anschaffungskosten (Budget 15.000€)	0,04
	Lebensdauer/Verschleiß	0,02
<b>Gesamt:</b>		1,00

Tabelle 3: Gewichtung der Forderungen und Wünsche

## 4.2 Konzipierung

Die Konzipierung erfolgt unter dem Aspekt der in Kapitel 4.1 erläuterten Forderungen und Wünsche. Dabei gelten die recherchierten Getriebekonzepte aus Kapitel 2.3, 2.3.2, 2.3.3 und 2.4 als Grundlage für die Überlegungen.

### 4.2.1 3-stufiges Stirn-Schieberadgetriebe

Dieses Konzept stellt ein relativ einfaches Funktionsprinzip dar. Das Lenkrad ist mit der Eingangswelle des Schieberadgetriebes verbunden. Durch Verschieben der Welle können drei verschiedene Übersetzungen dargestellt werden, wobei eine davon direkt ( $i = 1$ ) ist (siehe Abbildung 46). Die Positionierung der Welle erfolgt durch einen Stift. Dieser Stift geht durch eine perforierte Hohl- und Eingangswelle, die an den entsprechenden Stellen einen Durchgang aufweist. Die Hohlwelle ist im Gehäuse drehbar gelagert. Damit Eingangs- und Ausgangswelle koaxial sind, hat die Vorgelegewelle eine direkte Übersetzung mit der Ausgangswelle.

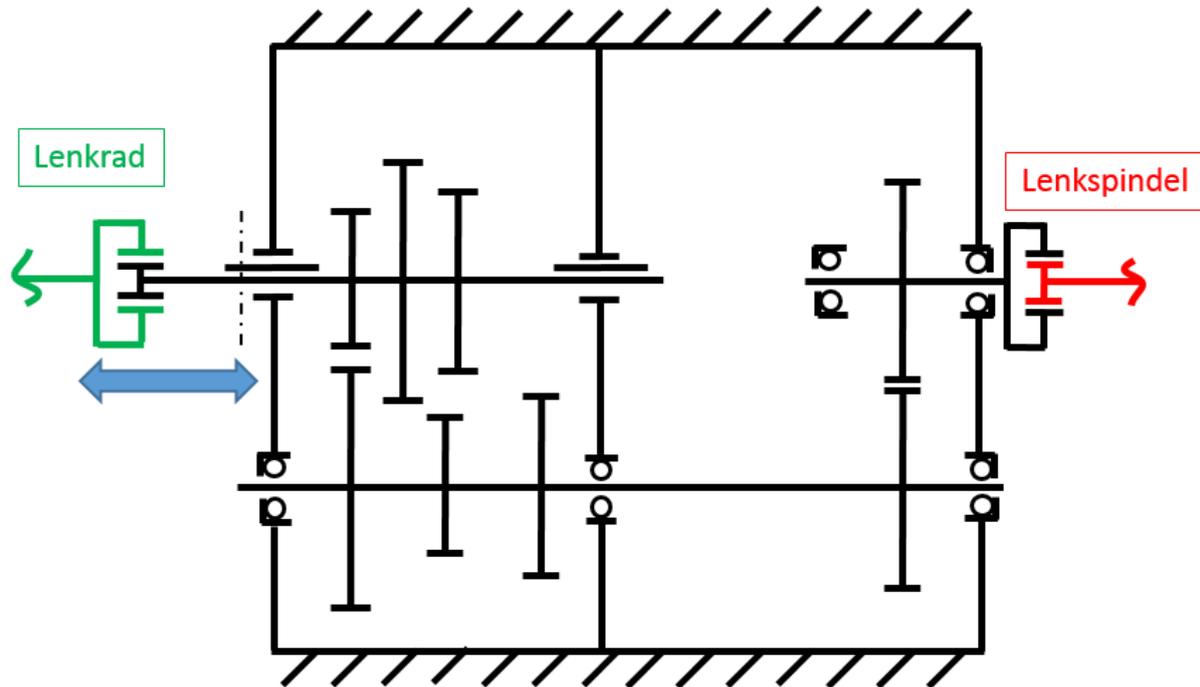


Abbildung 46: Dreistufiges Stirn-Schieberadgetriebe Konzept

Abgesehen von der Einfachheit dieses Konzepts ergeben sich viele Nachteile, welche die Einsatzbarkeit kritisch in Frage stellen. Die verschiebbare Eingangswelle und die geforderte Koaxialität bzw. der in dem Fall einhergehende gleiche Drehsinn der Ausgangswelle beanspruchen einen relativ tiefen Bauraum. Ein weiterer Nachteil sind die geringen Übersetzungsmöglichkeiten, die nur mit der Erweiterung der Bauraumtiefe steigen können. Zudem erschwert der Schiebemechanismus das Einlegen der Gänge und führt zu einem höheren Verschleiß der Zahnräder. Eine Möglichkeit dem großen Bauraum entgegen zu wirken, wäre für jedes einzelne Übersetzungsverhältnis ein eigenes Getriebe einzusetzen. Dies entspricht jedoch nicht der gewünschten Benutzerfreundlichkeit. Im vorliegenden Konzept würde man demnach zwei Einheiten benötigen, da die Übersetzung  $i = 1$  redundant wäre.

#### 4.2.2 7-Gang Planetenradgetriebe

Das Konzept des 7-Gang Planetengetriebes basiert auf einem 3D-gedruckten kurbelbetriebenem Modell aus dem Internet, bei dem das Hohlräder den Ausgang bildet (siehe Abbildung 47) [29].



Abbildung 47: 3D-gedrucktes 7-Gang Planetengetriebe [30]

Eine genaue Analyse des im Video präsentierten Modells verschafft Klarheit über das Funktionsprinzip. Wie auch beim vorhergehenden Stirnradgetriebe (siehe Kapitel 4.2.1), werden die Übersetzungsverhältnisse über das Verstellen der Eingangswelle bzw. einer formschlüssigen Wellen-Naben Verbindung ermöglicht. Zusätzlich müssen rotierende Elemente des Getriebes gesperrt werden. Das passiert indem man am Rahmen angebrachte Kippschalter betätigt, die in das rotierende Element eingreifen. Dazu verfügt der Planetenträger über einen kleinen Stopper am äußersten Radius des Trägers. Die Sonnenräder werden über eine Strebe im Inneren zum Stillstand gebracht. Das Modell verfügt jedoch nur über einen einseitigen Sperrmechanismus, der im Falle einer Drehsinnumkehr erst bei einer vollen Umdrehung wirksam ist.

Tabelle 4 gibt eine Übersicht zu den einzelnen Gängen. Ein Eintrag in der Zelle des jeweiligen Ganges bedeutet, dass eine Sperrung des in der Spalte oben angeführten Elements. Zudem gibt der Eintrag Auskunft über Wellen-Naben Verbindung.

	Vorderes Sonnenrad (VS)	Hinteres Sonnenrad (HS)	Planetenträger (PT)	Keine Sperrung
<b>1</b>	HS			
<b>2</b>			VS	
<b>3</b>	PT			
<b>4</b>		VS		
<b>5</b>				PT+VS
<b>6</b>		PT		
<b>7</b>			HS	

Tabelle 4: Übersicht der Gänge mit Anleitung zum Gängeschalten

So ist beispielsweise im ersten Gang das vordere Sonnenrad gesperrt und die Eingangswelle mit dem hinteren Sonnenrad formschlüssig verbunden. Der fünfte Gang hat keine Sperrung, ist jedoch mit dem Planetenträger als auch dem vorderen Sonnenrad verbunden. Beim siebten Gang handelt es sich um den Rückwärtsgang.

Für das Konzept wurde das Funktionsprinzip vollständig übernommen. Für einen sofortigen Sperrmechanismus, der in beide Drehrichtungen wirkt, muss der Kippschalter genau ausgelegt werden, sodass er den Stopper vom drehenden Element von beiden Seiten blockiert. Aus festigkeitstechnischen Gründen müsste man vermutlich mehrere Blockaden einbauen. Die genaue Funktionsweise des Betätigungsmechanismus müsste noch überlegt werden.

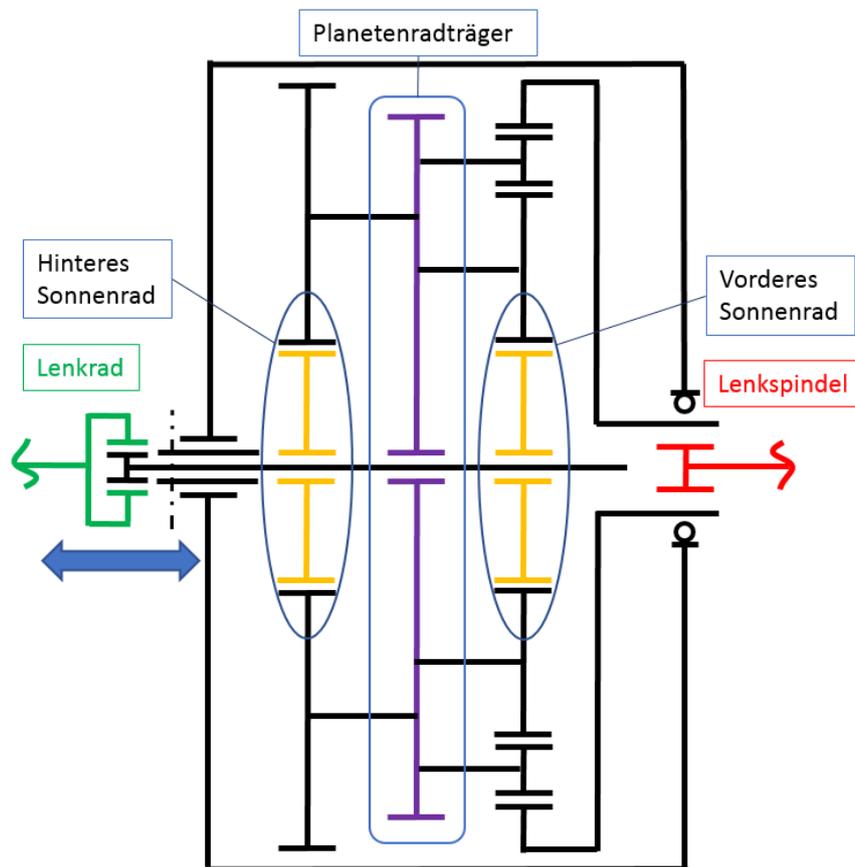


Abbildung 48: 7-Gang Planetenradträger Konzept

Da der Ausgang des Getriebes das Hohlräder ist, muss dieses durch eine Verzahnung formschlüssig mit der Lenksäule verbunden werden. Die Sicherung gegen axiales Verschieben wird linksseitig durch die Abstützung der Stift-Hohlwelle gewährleistet.

Das Konzept ist relativ komplex aufgebaut und nicht sehr Nutzerfreundlich. Die vielen Teile machen es zudem teuer und anfällig auf Fehler.

#### 4.2.3 Modifizierte Pinion P1.18

Diesem Konzept liegt das bereits im Kapitel 4.2.3 beschriebene Fahrradgetriebe von Pinion zu Grunde (siehe Abbildung 49).

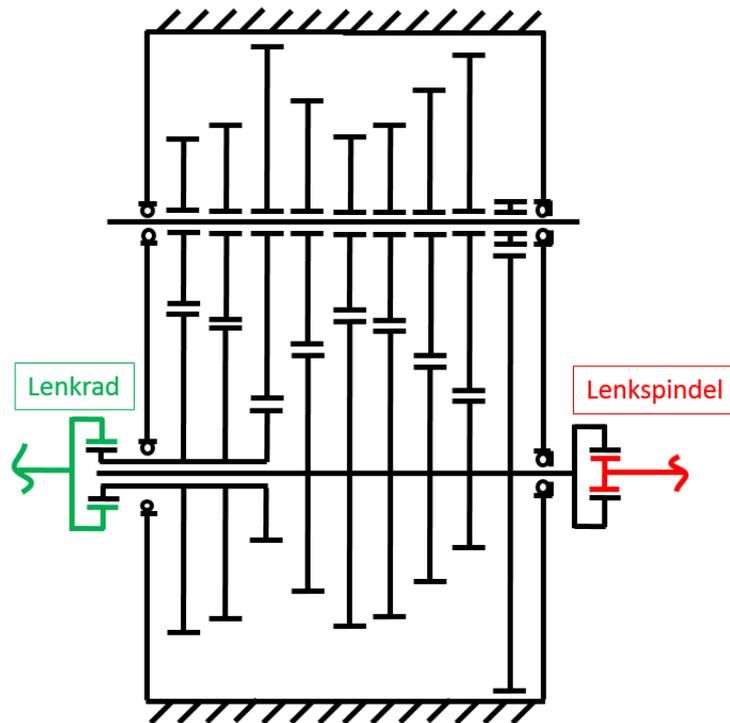


Abbildung 49: Modifizierter Pinion P1.18

Unter dem Aspekt der technischen Anforderung ist der modifizierte Pinion eine sehr gute Lösung. Da der Klinkenfreilauf auf der Vorgelegewelle eliminiert werden muss (siehe Abbildung 50), lässt sich eine umfangreiche, kostspielige und zeitaufwendige Neuentwicklung nicht vermeiden. Das bedarf einer neuen Schaltwalze mit einem überarbeiteten Schaltmechanismus, der recht komplex ausfallen kann. Außerdem müssen alle Zahnräder neu entwickelt und gefertigt werden. Der P1.18 besteht aus über 104 Einzelteilen, welche so gut wie alle von der Neuentwicklung betroffen sind. Zudem würde die Komplexität vermutlich Kindfehler mit sich ziehen.

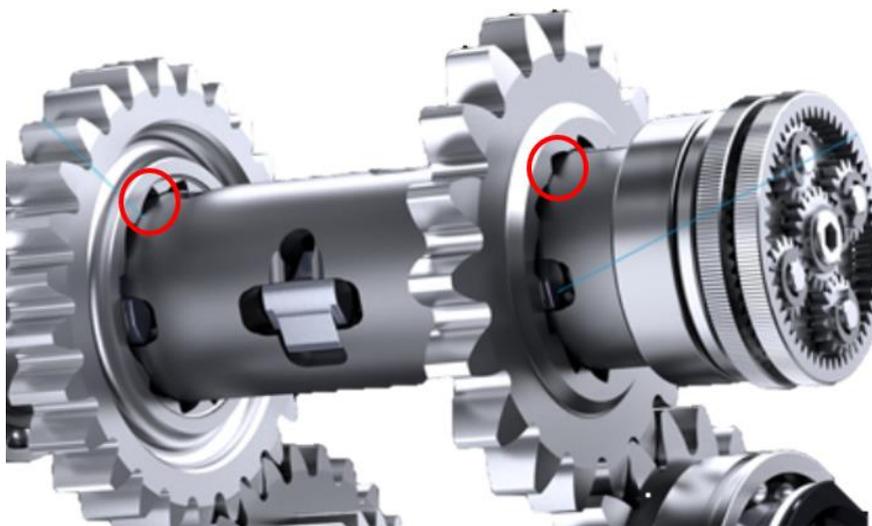


Abbildung 50: Freilauf beim Pinion P1.18

#### 4.2.4 Kegelscheibengetriebe

Damit beim Kegelscheibengetriebe Ein- und Ausgangswelle koaxial sind, werden die Wellen der Kegelscheiben in ihrer gemeinsamen Anordnung um  $90^\circ$  gedreht. Jeweils ein Kegelradpaar lenkt dann das Drehmoment wieder um  $90^\circ$  um (siehe Abbildung 51). Nur so kann Bauraumtiefe gespart werden.

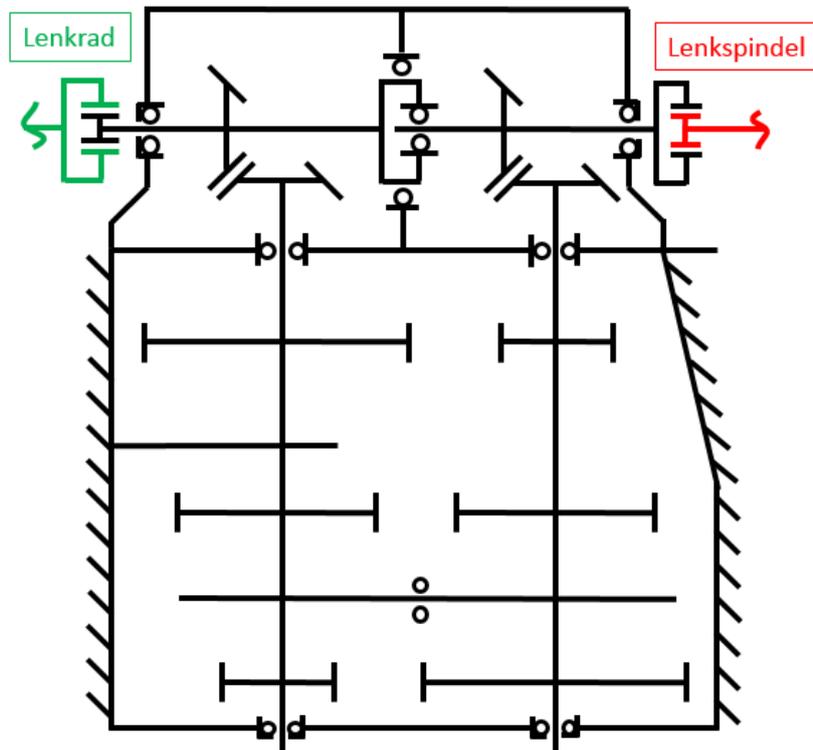


Abbildung 51: Kegelscheibengetriebe Konzept

Die vielen Lagerstellen, große Kegelscheiben und zwei Zahnradpaare machen das Getriebe nicht nur schwer, sondern auch groß. Im Vergleich zu dem Riemenverstellgetriebe, bei dem es sich auch um ein Umschlingungsgetriebe handelt, schneidet das Kegelscheibengetriebe in jeder Hinsicht schlechter ab.

Aufgrund des sich bewegenden Umschlingungsmittels kann sich kein stabiles Übersetzungsverhältnis einstellen.

#### 4.2.5 Kegelringgetriebe

Im Vergleich zum Kegelscheibengetriebe ist das Kegelringgetriebe praktisch um den Schlitten und Schwenkbrücke erweitert. Dadurch wird das Getriebe nicht nur schwerer, sondern auch größer. Auch bei diesem Konzept wurde das Getriebe um  $90^\circ$  verdreht, um möglichst wenig Platz zu verlieren (siehe Abbildung 52). Dabei hat der erweiterte Bauraum keinen negativen Einfluss auf den Abstand zwischen Lenkrad und Spindel. Jedoch muss berücksichtigt werden, dass der erweiterte Bauraum unterhalb der Lenkachse, keinen Bauteilkonflikt verursacht.

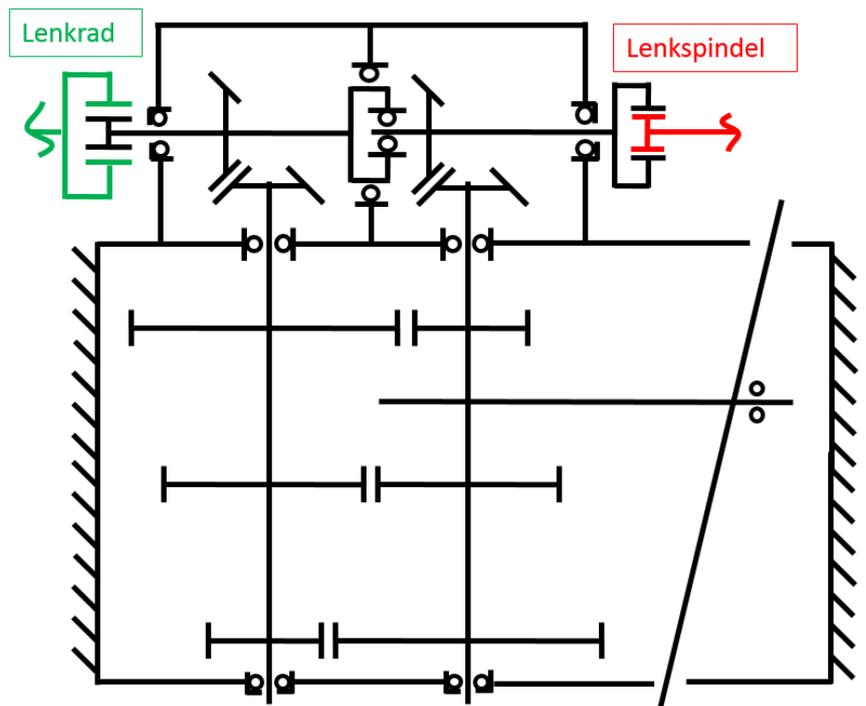


Abbildung 52: Kegelringgetriebe Konzept

#### 4.2.6 Stufenloses Riemenverstellgetriebe

Beim stufenlosen Riemenverstellgetriebe handelt es sich um ein bewährtes Konzept. Der Entwicklungsaufwand ist überschaubar und das Getriebe besteht aus relativ wenigen Bauteilen, die zum Großteil zugekauft werden können. Das senkt die Fertigungs- und Entwicklungskosten. Die geringe Leistungsdichte und ein gewisser Schlupf zählen zu den Nachteilen dieser Getriebeausführung. Letzteres kann durch verzahnte Kegelscheiben und einer Laschenkette als Zugmittel vermieden werden, kostet aber wiederum Gewicht, Geräuscentwicklung, Komplexität und Schmierung.

Auf der Zwischenwelle sitzen ein Kegelscheibenpaar und ein Zahnrad für den koaxialen Gebrauch (siehe Abbildung 53). Die Verstellung erfolgt über einen Schneckentrieb. Die Antriebswelle stützt sich an der gelagerten Abtriebswelle des Getriebes ab.

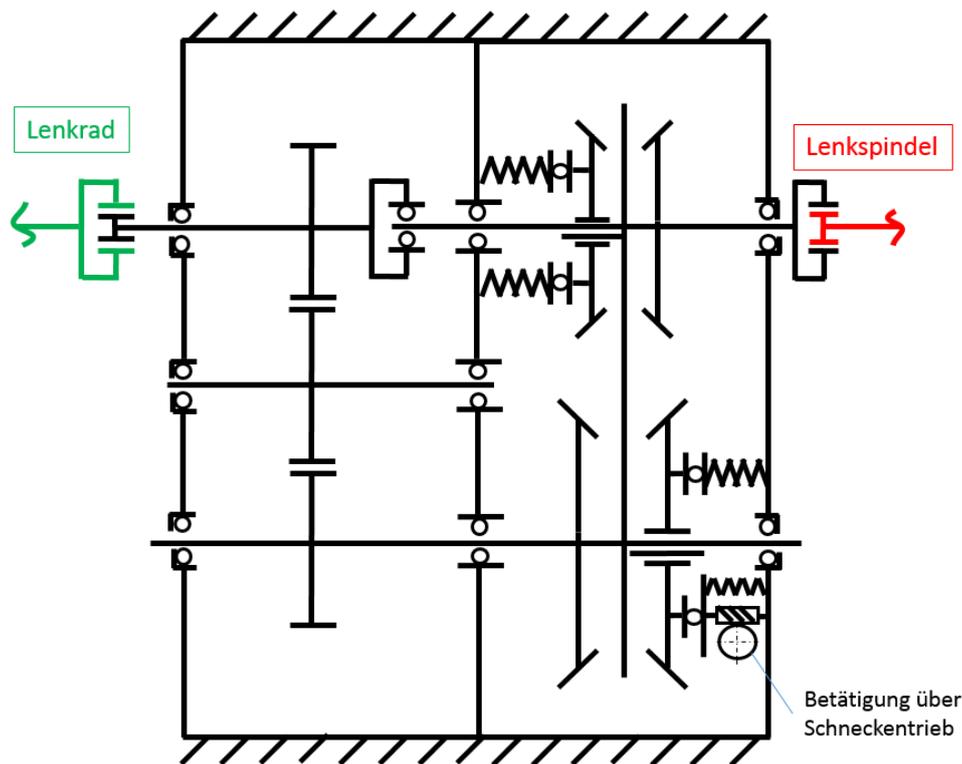


Abbildung 53: Riemenverstellgetriebe Konzept

#### 4.2.7 Kugelgetriebe (Kopp-Tourator)

Für dieses Konzept kann das in Kapitel 2.3.3.2.1 beschriebene Fahrradgetriebe NuVinci als Basis dienen. In diesem Fall gilt es folgendes zu beachten:

- Aufgrund der vom Moment abhängigen Anpresseinrichtung entsteht Schlupf (siehe Kapitel 2.3.3.2). In dem ausgeformten Zwischenringpaar mit den Nockenbahnen laufen eingeklemmte Rollzylinder. Bei jedem Durchlauf der Kontur im Bereich mit niedrigster Erhebung wird gleichzeitig die Anpresskraft annähernd null. Dadurch kann Schlupf auftreten.
- Die Reproduktion von der Lenkradposition ist nicht gewährleistet, da man, bis ein Moment anliegt, ein höheres Spiel hat. Es entsteht somit ein Spiel in der Nullstellung. Dieses Problem gleicht dem Ersten. Wie bereits bekannt, ist die CVP (Continuously Variable Planetary) zur Kraftübertragung in eine Richtung gedacht und bezüglich ihres Wirkungsgrades optimiert. Deshalb die Momenten abhängige Anpresskraft, die so abgestimmt ist, dass sie immer gerade ausreichend groß ist, um Schlupf zwischen Ring und Kugel zu verhindern. Jedoch bedarf dieses System einer Relativbewegung zwischen Ringen und Anpressnocken, damit sich das jeweilige Kräftegleichgewicht einstellen kann. Eine Lösung für dieses und das zuvor beschriebene Problem bietet die Eliminierung dieser Bahn bzw. Zwischenringpaars bzw. die

Erhöhung der Anpresskraft durch einen neu entwickelten Anpressmechanismus.

- Der eingebaute Freilauf muss eliminiert werden. Dem Handbuch [31, S. 49] zu Folge ist die Entfernung des Freilaufs unkompliziert. Dadurch geht jedoch auch der Wellen-Naben-Formschluss verloren, welcher durch ein neues Element ersetzt werden müsste.
- Ein großes Problem besteht darin, dass beim NuVinci das Gehäuse als Abtriebselement eingestellt ist und der Planetenträger nicht ortsfest ist. Aus diesem Problem heraus entstand auch die Idee, den NuVinci als Kassette dazu zuschalten (siehe Abbildung 55).

Aus diesen zu bewältigenden Problemen geht hervor, dass nur wenige Elemente eines bestehenden Getriebes (in dem Fall des NuVincis) verwendet werden können. Trotz des relativ einfach erscheinenden Aufbaus ist der entwicklungstechnische Aufwand vom Kugeltriebe relativ schwer einzuschätzen, da es sich hierbei um kein in der Industrie verbreitetes Getriebe handelt. Jedoch gilt der kompakte Bauraum als großer Vorteil. Das Konzept könnte wie in Abbildung 54 dargestellt, aussehen.

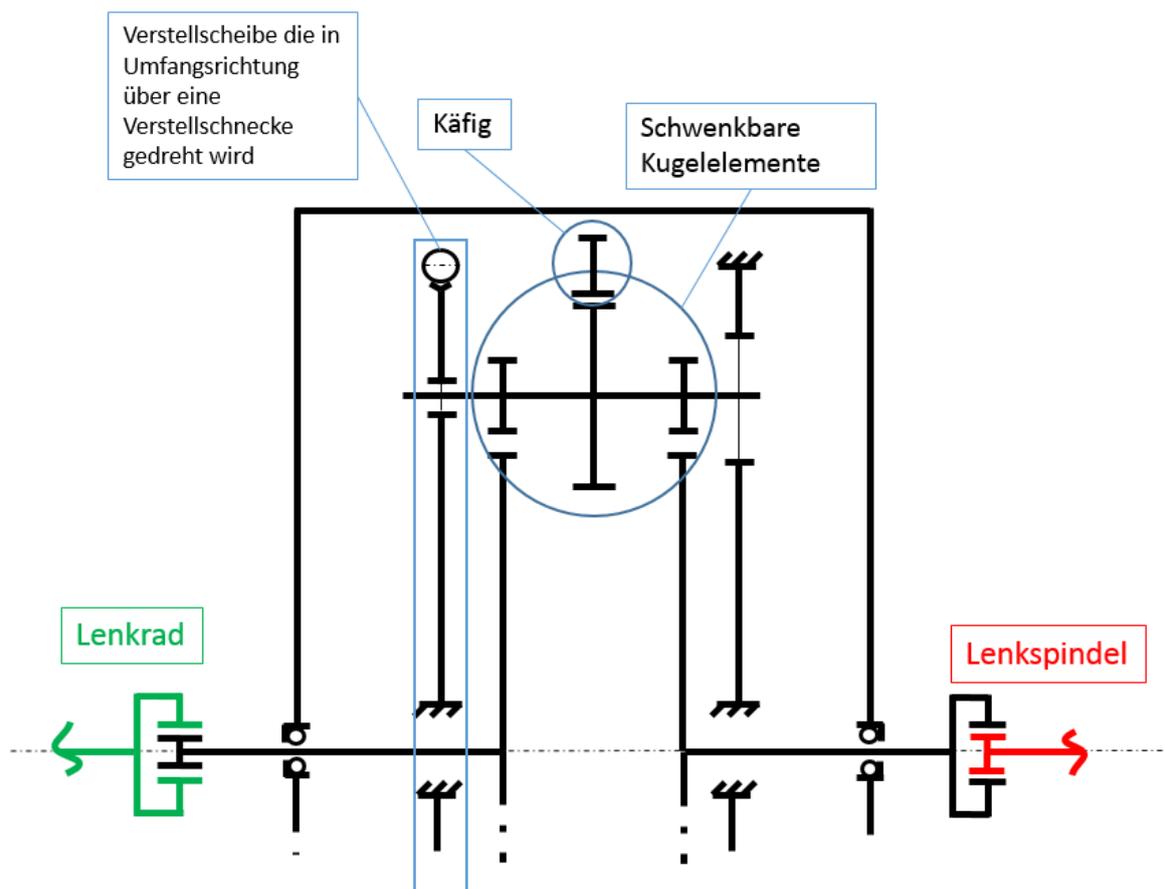


Abbildung 54: Kugelgetriebe Konzept

Eine weitere Möglichkeit ist, den NuVinci symmetrisch auszuführen und somit zu verhindern, dass das Gehäuse als Abtrieb fungiert.

### 4.2.8 Parallelgeschalteter NuVinci

Um das in Kapitel 4.2.7 zuletzt beschriebene Problem umzugehen, besteht die Möglichkeit den NuVinci als parallelgeschaltetes Getriebe zu verwenden (siehe Abbildung 55). Wie bei einem Fahrrad ist auch hier die Achse in einem ortsfesten Rahmen eingespannt, sodass das Gehäuse weiterhin als Abtrieb verwendet werden kann. Über jeweils eine Zahnradstufe am An- und Abtrieb des NuVincis wird die Kraft umgeleitet. Dadurch sind auch die Achsen vom Lenkrad und der Lenkspindel koaxial.

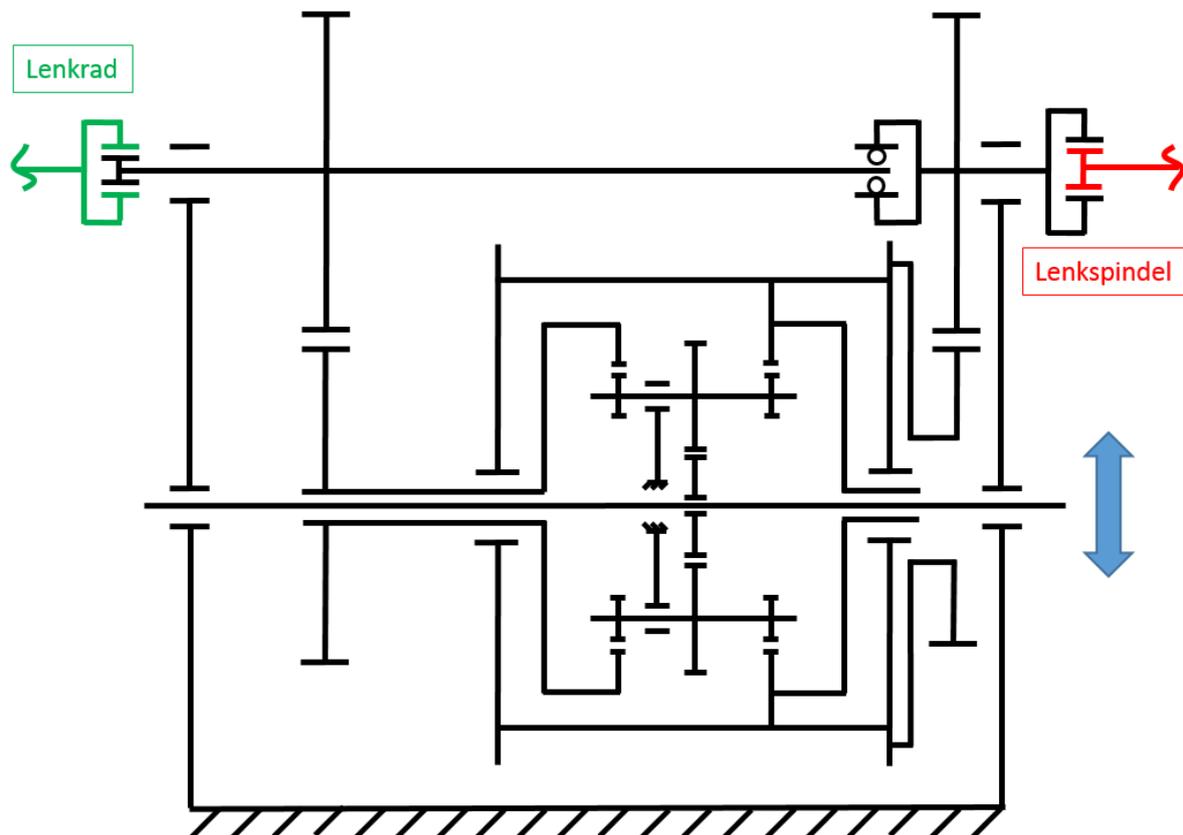


Abbildung 55: Parallelgeschalteter NuVinci

Nachteilig sind:

- das große Gewicht,
- die vielen Teile,
- die Knickanfälligkeit der Achsen von Lenkrad und Spindel aufgrund weniger Lagerstellen.

### 4.3 Konzeptvergleich und Auswahl

Da mehrere Lösungsvarianten vorliegen, müssen diese bewertet werden. Bei der Bewertung müssen nicht nur technische, sondern auch wirtschaftliche Kriterien verwendet werden. Um die Forderungen und Wünsche bestmöglich abzubilden, muss jedes dieser Kriterien mit gewichteten Punkten bewertet werden. Die

technischen Kriterien sind der Anforderungsliste zu entnehmen. Die Bewertung erfolgt schätzungsweise. Dabei hat Erfahrung einen großen Einfluss auf die Aussagekraft der Bewertung. Schließlich geht das am besten bewertete Konzept in den Entwurf über [26, S. 14].

Um den Fokus auf die wesentlichen Konzepte zu legen, werden folgende Konzepte nicht zur Bewertung herangezogen.

- 3 - stufiges Stirn-Schieberadgetriebe
  - Tiefer Bauraum, wenig Übersetzungsmöglichkeiten, große Gangabstufung
- 7 – Gang Planetenradgetriebe
  - Komplexer Schaltmechanismus, wenig Übersetzungsmöglichkeiten,
- Kegelringgetriebe
  - Nachteilig gegenüber dem Kegelscheibengetriebe, großer Bauraum
- Parallelgeschalteter NuVinci
  - Nachteilig gegenüber einem modifizierten NuVinci, instabil in der Lenkradachse, lange Kraftwege, viele Teile

Im Kapitel 4.1 Tabelle 3 wurden die Kriterien in Form von Forderungen und Wünschen bereits aufgestellt und gewichtet. Bei der Punktevergabe gilt folgendes:

5 Punkte = ideal
4 Punkte = gut
3 Punkte = weniger gut
2 Punkte = brauchbar
1 Punkt = unbefriedigend

**Tabelle 5: Punktevergabe**

	Kriterium	Gew	Kegelscheibenge triebe		Riemen-Verstell- getriebe		Kugelgetriebe		Modifizierter Pinion	
			Pkt.	Pkt. x Gew.	Pkt.	Pkt. x Gew.	Pkt.	Pkt. x Gew.	Pkt.	Pkt. x Gew.
Forderungen	Regelbereich/Sp reizung (+-30%/1,86)	0,15	5	0,75	5	0,75	5	0,75	5	0,75
	Gangabstufung (1,5 - 2%)	0,15	5	0,75	5	0,75	5	0,75	5	0,75
	max. Drehmoment (45Nm)	0,15	5	0,75	5	0,75	5	1,00	5	0,75
	Bautiefe (max. 150mm)	0,10	3	0,40	4	0,40	5	0,50	5	0,50
	Schlupffrei	0,15	4	0,60	4	0,60	4	0,60	5	0,75
	Feststehendes Übersetzungs- verhältnis	0,10	3	0,30	5	0,50	5	0,50	5	0,50
	Gewicht	0,05	3	0,15	4	0,25	5	0,25	5	0,25
Wünsche	Nullstellung des Lenkrades (nach Schaltvorgang)	0,01	3	0,03	3	0,03	3	0,03	4	0,04
	Nutzer- freundlichkeit	0,02	3	0,06	4	0,08	4	0,08	5	0,10
	kompakter Bauraum	0,01	2	0,03	3	0,04	5	0,05	4	0,05
	Entwicklungs- aufwand	0,05	3	0,15	5	0,25	2	0,10	1	0,05
	Fertigungs- kosten (Budget 15.000€)	0,04	3	0,12	5	0,20	3	0,12	1	0,04
	Lebensdauer/ Verschleiß	0,02	4	0,08	4	0,08	3	0,06	5	0,10
<b>Gesamt:</b>	<b>1,00</b>		<b>4,06</b>		<b>4,62</b>		<b>4,54</b>		<b>4,62</b>	

Tabelle 6: Konzeptvergleich

Aus dem Konzeptvergleich geht hervor:

- Ein modifizierter Pinion P1.18 ist aus technischer Sicht die optimalste Lösung. Die 18 Gänge können im gewünschten Regelbereich fein genug abgestuft werden, um auch die Forderung zu erfüllen. Jedoch ist der Entwicklungs- als auch Fertigungsaufwand durch den neu zu entwickelnden Schaltmechanismus und den dazugehörigen Zahnrädern unbefriedigend. Dieser Aspekt führt schließlich zu einer schlechteren Gesamtbewertung.
- Bis auf den auftretenden Schlupf, erfüllt das Kugelgetriebe alle technischen Anforderungen nahezu optimal. Zudem kommt, dass dieses Konzept den kompaktesten Bauraum aufweist. Im Vergleich zum Pinion (Stirnradgetriebe) und dem Riemenverstellgetriebe, handelt es sich bei dieser Getriebeart jedoch um kein bewährtes Konzept. Auch der Reibwert ist deutlich schlechter als bei der Riemen-Stahl Paarung. Durch wenige bis keine Hersteller am Markt muss

der Großteil der Teile selber entwickelt und gefertigt werden. Auch bietet die Literatur nur sehr wenige Berechnungsgrundlagen.

- Das Riemenverstellgetriebe schneidet in Summe am besten ab. Allerdings sind die Bauraumtiefe und das damit einhergehende Gewicht suboptimal.

Nach Vorlegung der Ergebnisse bei Magna fällt die Wahl auf das verstellbare Riemenverstellgetriebe. Ausschlaggebend für die Entscheidung sind die Bewährtheit des Konzepts und der überschaubare Entwicklungsaufwand.

## 4.4 Funktionsanalyse und Variantenbewertung

Mit der Funktionsanalyse werden die Einzelfunktionen ermittelt, die von dem System erfüllt werden müssen, und in überschaubare Einzelprobleme eingegliedert. Damit wird die Basis für die spätere Ideenfindung gebildet. Das komplexe System, darf jedoch nicht zu detailliert aufgespalten werden, da sonst die Gefahr besteht, dass die Varianten eine innovative Neuerung verhindern [32, S. 3]. Abbildung 56 dient zum besseren Verständnis der in Tabelle 7 durchgeführten Gliederung bzw. Funktionsanalyse. Die dabei definierten Einheiten sind den Einzelfunktionen übergeordnet.

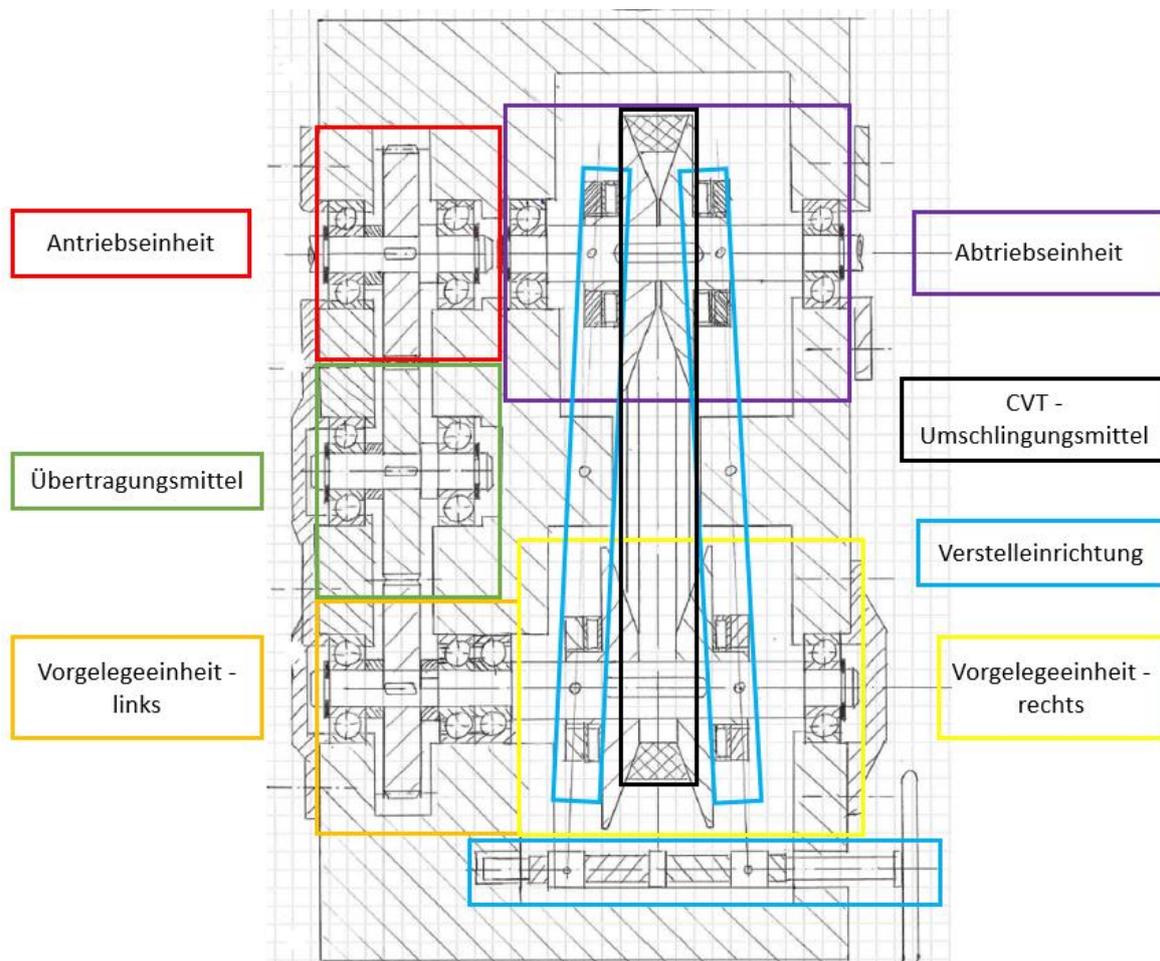


Abbildung 56: Definition der Einheiten anhand einer Lösungsvariante

Einheit	Nr.	Strukturelemente	Einzelfunktionen
Antriebseinheit	1	Antriebswelle	Übertragung Drehmomenten und Drehbewegungen, Aufnahme der Systemelemente
	2	Festlager	radiale und axiale Führung des Rades
	3	axiale Sicherung - links	axiale Sicherung des Festlagerinnenrings auf der Außenseite
	4	Abstandshalter	axiale Sicherung des Festlagerinnenrings auf der Wellenseite
	5	Zahnrad	Aufnahme und Übertragung des Drehmoments
	6	Welle-Nabe-Verbindung	Übertragung des Drehmoments von der Welle auf das Zahnrad
	7	Abstandshalter	axiale Sicherung des Zahnrades
	8	Loslager	radiale Führung der Welle und Kompensation axialer Wellenlängenänderungen
	9	axiale Sicherung - rechts	axiale Sicherung des Festlagerinnenrings auf der Außenseite
Übertragungsmittel	10	Zwischenelement/ Spanner	Ausgleich von Riemenlängen, geringere Riemenbeanspruchung im Stillstand
	11	Übertragungsmittel	Mittel zur Übertragung der Kräfte von der Antriebs- auf die Abtriebseinheit
Vorgelegeeinheit - links	12	Vorgelegewelle	Übertragung Drehmomenten und Drehbewegungen, Aufnahme der Systemelemente
	13	Festlager	radiale und axiale Führung des Rades
	14	axiale Sicherung - links	axiale Sicherung des Festlagerinnenrings auf der Außenseite
	15	Abstandshalter	axiale Sicherung des Festlagerinnenrings auf der Wellenseite
	16	Zahnrad	Aufnahme und Übertragung des Drehmoments
	17	Welle-Nabe-Verbindung	Übertragung des Drehmoments von der Welle auf das Zahnrad
	18	Abstandshalter	axiale Sicherung des Zahnrades
	19	Loslager	radiale Führung der Welle und Kompensation axialer Wellenlängenänderungen
Vorgelegeeinheit - rechts	20	Kegelscheiben	Aufnahme und Übertragung des Drehmoments
	21	Welle-Nabe-Verbindung	Übertragung des Drehmoments von der Welle auf die Kegelscheiben
	22	Festlager	radiale und axiale Führung des Rades
	23	axiale Sicherung - rechts	axiale Sicherung des Festlagerinnenrings auf der Außenseite
Verstell-einheit	24	Verstell-einrichtung	Einstellung der Übersetzung
CVT-Umschlingungsmittel	25	CVT-Übertragungsmittel	Mittel zur Übertragung der Kräfte von der Vorgelege- auf die Abtriebseinheit
Abtriebseinheit	26	Abtriebswelle	Aufnahme der Drehmomente, Drehbewegungen und Systemelemente
	27	Festlager	radiale und axiale Führung des Rades
	28	Kegelscheiben	Aufnahme und Übertragung des Drehmoments
	29	Welle-Nabe-Verbindung	Übertragung des Drehmoments von der Welle auf die Kegelscheiben
	30	Loslager	radiale Führung der Welle und Kompensation axialer Wellenlängenänderungen

Tabelle 7: Funktionsanalyse

Für eine gute Übersicht der bekannten oder genormten Ausprägungen zu den vorhin ermittelten Einzelfunktionen, wird ein morphologischer Kasten gebildet. Entgegen der weiteren Vorgehensweise von [32, S. 3], wo mehrere Lösungen gebildet werden, wird für jede Einzelfunktion eine Variantenbewertung durchgeführt. Daraus resultiert dann die gesamt optimalste Lösung.

Die Punktevergabe erfolgt nach Tabelle 5 (siehe Kapitel 4.3), während der Einfluss auf die Gesamtkonstruktion (Tabelle 8) die Punkte gewichtet.

3 = hoch
2 = mittel
1 = gering

**Tabelle 8: Punkteinfluss bei der Variantenbewertung**

Die resultierende Wertzahl ergibt sich aus dem Produkt des Einflusses und der Summe von Kosten und Funktion. Die Funktion ist hierbei doppelt so groß gewichtet.

$$\text{Wertzahl } W = E * (K + F)$$

#### 4.4.1 Antriebseinheit

Einfluss E	Einzelfunktion	Bewertungshinweis	Kosten		Fkt		Wertzahl W	Anmerkungen
			1	2	1	2		
			Pkt.	Pkt. x Gew.	Pkt.	Pkt. X Gew.		
3	Antriebswelle	glatte Welle	5	5	4	8	39	nicht mit "Wellenschulter" kombinierbar
		abgesetzte Welle	4	4	4	8	36	1x "Wellenschulter" erforderlich
		Ritzel-/Formschlusswelle	3	3	5	10	39	nicht mit "Passfeder" kombinierbar
		glatte Hohlwelle	2	2	2	4	18	nicht mit "Wellenschulter" kombinierbar
		abgesetzte Hohlwelle	1	1	3	6	21	setzt 1x "Wellenschulter" voraus
2	Festlager	Rillenkugellager	4	4	4	8	24	
		Tonnenlager	4	4	4	8	24	
		Zylinderrollenlager NUP	3	3	4	8	22	
		igus Gleitlager F	5	5	5	10	30	

1	axiale Sicherung - li	Sicherungsring	kostengünstig, platzsparend, verlangt Nut in Welle	5	5	4	8	13	
		verschraubte Scheibe	teuer, erfordert Gewinde in der Welle	2	2	4	8	10	
		Übermaßpassung	Gefahr des „Abspringens“, kostet Platz, kostengünstig, aufwendige De-/Montage	5	5	3	6	11	
		Wellenmutter	kostet Platz	3	3	3	6	9	
		Spannhülse	kostet Platz, erfordert größeres Lager, leichte De-/Montage	3	3	3	6	9	
		Stoffschluss-Verbindung	platzsparend, geringe Kräfteaufnahme	5	5	3	6	11	
1	Abstandshalter	Distanzhülse	kostengünstig	3	3	4	8	11	Distanzhülse
		Wellenschulter	genaue Platzierung	4	4	5	10	14	Max eine Schulter pro Welle! Nur mit "abgesetzte (Hohl)Welle" kombinierbar
		Übermaßpassung	Gefahr des „Abspringens“, kostet Platz, kostengünstig, aufwendige De-/Montage	4	4	3	6	10	
		Sicherungsring	Spiel in der Wellennut	5	5	3	6	11	
		Spannhülse	platzraubend, relativ teuer	3	3	3	6	9	
3	Zahnrad	Kunststoffrad	leicht, günstig, kleine Leistungsübertragung	5	5	1	2	21	
		Zahnriemenrad	leicht, günstig, keine Schmierung	5	5	4	8	39	nur mit „Zahnriemen“ kombinierbar
		Vollrad gefräst	leicht, günstig, geschmiert	5	5	3	6	33	
1	Welle-Nabe Verbindung	Passfeder	Wellennut erforderlich, leichte Montage- bzw. Demontage, kostengünstig, nicht für stoßartige Belastungen geeignet, Kerbwirkung auf Welle	5	5	3	6	11	
		Keilwellenverbindung	gut bei hohe Stoß- und Wechselbeanspruchungen, geringerer Verschleiß, teuer, hohe Kerbwirkung, flanken- oder innenzentriert	3	3	4	8	11	nur mit "Formschlusswelle" kombinierbar
		Zahnwellenverbindung	geringere Schwächung der WNV als bei der Keilwellenverbindung, Aufnahme großer stoßartiger Momente, kleinere Durchmesser und Längen	2	2	5	10	12	nur mit "Formschlusswelle" kombinierbar
		Polygonverbindung	niedrige Kerbwirkungszahl	2	2	4	8	10	nur mit "Formschlusswelle" kombinierbar
1	Abstandshalter	Distanzhülse	kostengünstig	3	3	4	8	11	
		Wellenschulter	genaue Platzierung	4	4	5	10	14	Max eine Schulter pro Welle! Nur mit "abgesetzte (Hohl)Welle" kombinierbar
		Übermaßpassung	Gefahr des „Abspringens“, kostet Platz, kostengünstig, aufwendige De-/Montage	4	4	3	6	10	
		Sicherungsring	billig, Spiel in der Wellennut	5	5	3	6	11	
		Spannhülse	platzraubend, relativ teuer	3	3	3	6	9	
2	Loslager	Rillenkugellager	kein erhöhtes Reibmoment und Verschleiß beim Anlauf, Schmierung notwendig	4	4	4	8	24	

	Tonnenlager	kein erhöhtes Reibmoment und Verschleiß beim Anlauf, Schmierung notwendig	4	4	4	8	24		
	Zylinderrollenlager NU	kein erhöhtes Reibmoment und Verschleiß beim Anlauf, Schmierung notwendig	3	3	4	8	22		
	igus Gleitlager S	100% wartungs- und schmierfrei, korrosionsfrei und hygienisch, gut bei Kantenlast, verschleißfest, billig	5	5	5	10	<b>30</b>		
1	axiale Sicherung - re	Sicherungsring	kostengünstig, platzsparend, verlangt Nut in Welle	5	5	4	8	<b>13</b>	
		verschraubte Scheibe	teuer, erfordert Gewinde in der Welle	2	2	4	8	10	
		Übermaßpassung	Gefahr des „Abspringens“, kostet Platz, kostengünstig, aufwendige De-/Montage	5	5	3	6	11	
		Wellenmutter	kostet Platz	3	3	3	6	9	
		Spannhülse	kostet Platz, erfordert größeres Lager, leicht montier- und demontierbar	3	3	3	6	9	
		Stoffschluss-Verbindung	platzsparend, geringe Kräfteaufnahme,	5	5	3	6	11	

Tabelle 9: Variantenbewertung für Antriebseinheit

### 4.4.2 Übertragungsmittel bzw. Zwischenglied

Einfluss E	Einzelfunktion	Bewertungshinweis	Gewichtung		Kosten		Fkt		Wertzahl W	Anmerkungen
			Pkt.	Pkt. x Gew.	Pkt.	Pkt. x Gew..				
3	Spannvorrichtung bzw. Zwischenelement	Spannrolle	klein	4	4	5	10	<b>28</b>	Nur mit „Zahnriemen“ kombinierbar	
		Kettenspanner	hoher Platzbedarf	5	5	4	8	26	nur mit „Kette“ kombinierbar	
		Zwischenrad	teuer	2	2	5	10	24	nicht mit "Stirnradstufe" kombinierbar	
		Gleitschuh	hoher Platzbedarf	5	5	3	6	22		
2	Übertragungsmittel	Zahnriemen	billig, leise, leicht, schmierfrei	5	5	4	8	<b>39</b>	Setzt „Spannrolle“ oder „Gleitschuh“ voraus	
		Kette	Schmierung und Führung notwendig	3	3	4	8	33	Setzt „Kettenspanner“ voraus	
		Stirnradstufe	teuer, weitere Welle mit Lager etc. notwendig, Schmierung, laut	1	1	5	10	33	Setzt „Zwischenrad“ voraus	

Tabelle 10: Variantenbewertung für Übertragungsmittel bzw. Zwischenglied

### 4.4.3 Vorgelegeeinheit – links

Analog Antriebseinheit Kapitel 4.4.1

### 4.4.4 Vorgelegeeinheit – rechts

Einfluss E	Einzelfunktion	Bewertungshinweis	Gewichtung		Kosten		Fkt		Wertzahl W	Anmerkungen
			Pkt.	Pkt. x Gew.	Pkt.	Pkt. X Gew..				
							1	2		
3	Kegelscheiben	glatt	5	5	4	8	<b>39</b>		nur mit "Keilriemen" oder "Laschenkette" (CVT Übertragungsmittel) kombinierbar	
		verzahnt	4	4	4	8	36		nur mit "Schubgliederband" (CVT Übertragungsmittel) kombinierbar	
1	Welle-Nabe Verbindung	Passfeder	5	5	3	6	11		nicht mit „Formschlusswelle“ kombinierbar	
		Keilwellenverbindung	3	3	4	8	11		nur mit "Formschlusswelle" kombinierbar	
		Zahnwellenverbindung	2	2	5	10	<b>12</b>		nur mit "Formschlusswelle" kombinierbar	
		Polygonverbindung	2	2	4	8	10		nur mit "Formschlusswelle" kombinierbar	
2	Festlager	Rillenkugellager	4	4	4	8	24			
		Tonnenlager	4	4	4	8	24			
		Zylinderrollenlager NUP	3	3	4	8	22			
		igus Gleitlager F	5	5	5	10	<b>30</b>			
1	axiale Sicherung - re	Sicherungsring	5	5	4	8	<b>13</b>			
		verschraubte Scheibe	2	2	4	8	10			
		Übermaßpassung	5	5	3	6	11			
		Wellenmutter	3	3	3	6	9			
		Spannhülse	3	3	3	6	9			
		Stoffschlussverbindung	5	5	3	6	11			

Tabelle 11: Variantenbewertung für Vorgelegeeinheit - rechts

### 4.4.5 Verstellereinheit

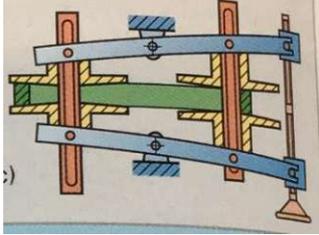
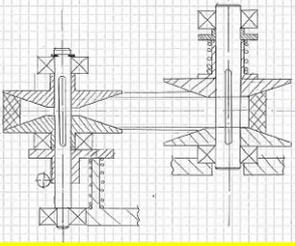
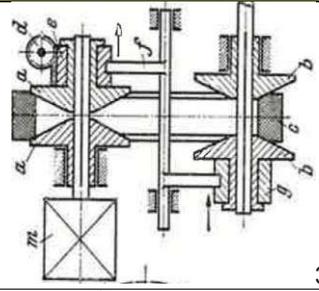
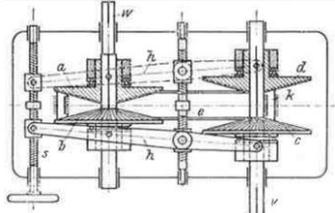
Einfluss E	Einzelfunktion	Bewertungshinweis	Kosten		Fkt		Wertzahl W	Anmerkungen	
			Gewichtung		2				
			1	2	1	2			
		Pkt.	Pkt. x Gew.	Pkt.	Pkt. X Gew..				
3	Verstellereinrichtung	Verstellhebel über Spindel (feste Umlenkpunkte)	keine Anpressregulierung, viele Teile	3	3	3	6	27	
		Einseitig verstellbar (eine Festscheibe)	aktive Anpressregulierung erfolgt nur über eine Seite mittels Schneckentrieb, anderes Scheibenpaar über Feder	5	5	4	8	39	
		Verschiebebege- stänge mit Muffe	keine aktive Anpressregulierung, viele Teile	4	4	4	8	36	
		Verstellhebel über Spindel (variable Umlenkpunkte)	aktive Anpressregulierung, viele Bauteile, breiter Bauraum, viel Gewicht	3	3	5	10	39	

Tabelle 12: Variantenbewertung für die Verstellereinheit (Bild 1 aus [33, S. 370], Bild 3 Eigenkonstruktion, Bild 4 aus [9])

#### 4.4.6 CVT-Umschlingungsmittel

Einfluss E	Einzelfunktion	Bewertungshinweis	Gewichtung		Kosten		Fkt		Wertzahl W	Anmerkungen
					1		2			
			Pkt.	Pkt. x Gew.	Pkt.	Pkt. X Gew.	Pkt.	Pkt. X Gew.		
3	CVT Übertragungsmittel	Laschenkette	kein Schlupf, sehr kleine Laufradien möglich, eingestelltes Übersetzungsverhältnis weicht max. 1-2% ab, hoher Wirkungsgrad, hohes Gewicht, erforderliche Schmierung, beidseitiger Spansschuh erforderlich	3	3	4	10	33	nur mit "verzahnte Kegelscheibe" (Vorgelegeeinheit - re) kombinierbar	
		Keilriemen	hohe Reibwerte, leicht, kostengünstig, geräuschlos Schlupf	5	5	4	8	<b>39</b>	nur mit "glatte Kegelscheibe" (Vorgelegeeinheit - re) kombinierbar	
		Schubgliederband	Großer Minimalradius, hohes Gewicht, teuer, Übertragung hoher Leistungen	3	3	3	6	27	nur mit "glatte Kegelscheibe" (Vorgelegeeinheit - re) kombinierbar	

Tabelle 13: Variantenbewertung für CVT-Umschlingungsmittel

#### 4.4.7 Abtriebseinheit

Analog Vorgelegeeinheit – rechts Kapitel 4.4.4

## 4.5 Riemenauslegung

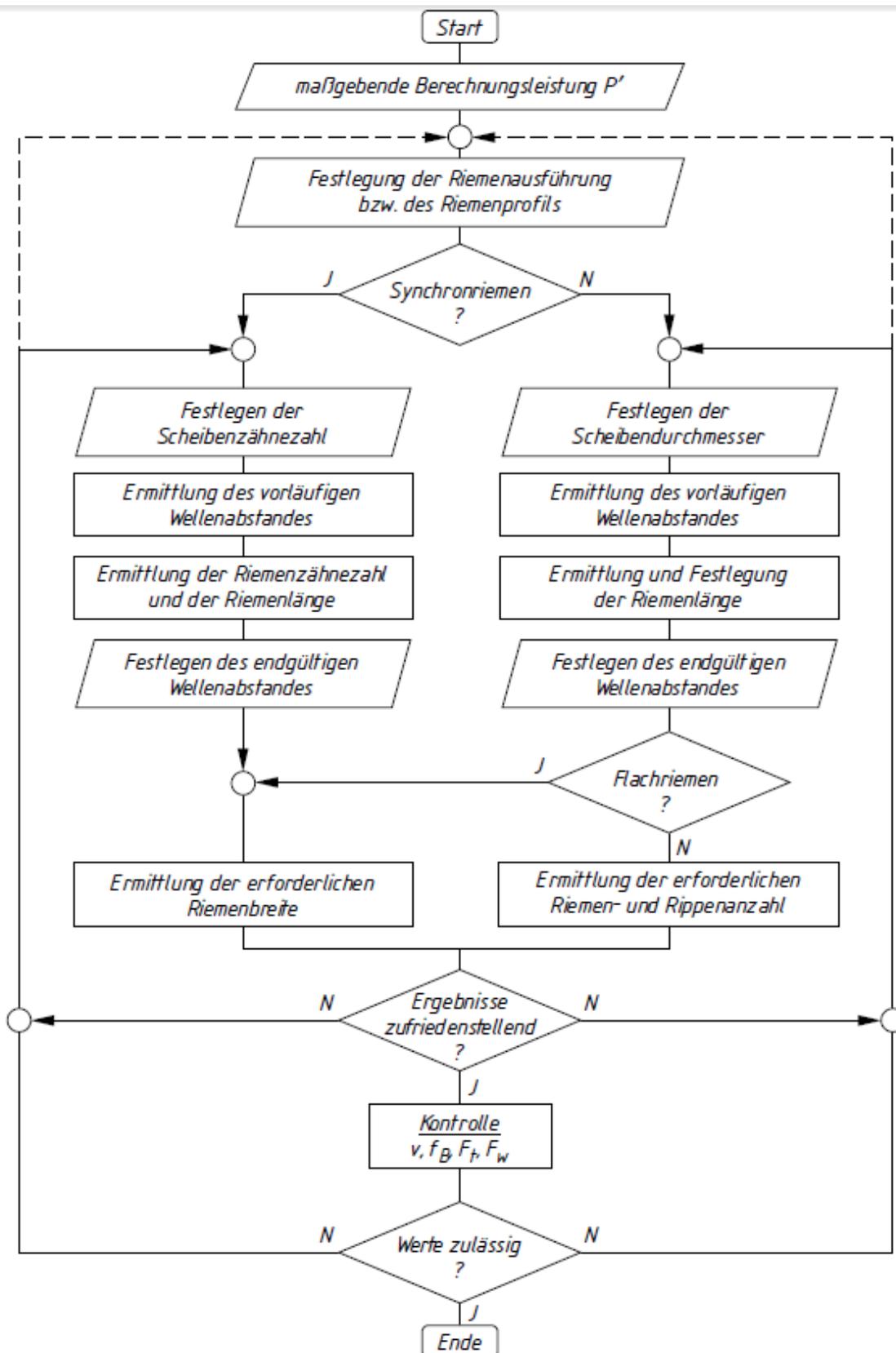


Abbildung 57: Vorgehensweise zur Berechnung von Riemengetrieben [14, S. 598]

### 4.5.1 Maßgebende Berechnungsleistung $P_B$

Die Winkelgeschwindigkeit, welche im Normalbetrieb an der Antriebswelle auftritt, beträgt

$$\omega_{An} = 180^\circ \frac{1}{s} = 3,14 \text{ rad} \frac{1}{s}$$

(siehe Kapitel 4.1.1). Die Anpassung des auftretenden Lenkmoments an entsprechender Stelle ergibt folgendes Moment:

$$T_{An} = 10 \text{ Nm.}$$

Das entspricht einer maximalen Leistung von

$$P = T_{An} * \omega_{An} = 10 \text{ Nm} * 3,14 \text{ rad/s} = 0,031 \text{ kW}$$

Die Umrechnung von der Winkelgeschwindigkeit auf die Antriebsdrehzahl ergibt

$$n_{an} = \frac{\omega_{An}}{2\pi} = \frac{3,14 \text{ U}}{2\pi \text{ s}} = 30 \text{ min}^{-1}.$$

Multipliziert mit dem Belastungsfaktor  $c_2$  für leichte Antriebe aus dem Optibelt Katalog [19, S. 75] oder der DIN 2218 ergibt sich die Berechnungsleistung zu:

$$P_B = P * c_2 = 0,031 \text{ kW} * 1,1 = 0,0341 \text{ kW}$$

Für den Stellbereich von  $0,7 < i < 1,3$  treten im Extremfall folgende Momente auf:

$$i_{0,7} = 0,7:$$

$$T_{Ab} = i_1 * T_{An} = 0,7 * 10 \text{ Nm} = 8,4 \text{ Nm}$$

$$n_{Ab,0,7} = n_{max} = \frac{n_{An}}{i_1} = \frac{30 \text{ U/min}}{0,7} = 43 \frac{\text{U}}{\text{min}}$$

$$i_{1,3} = 1,3:$$

$$T_{Ab} = T_{max} = i_2 * T_{An} = 1,3 * 10 \text{ Nm} = 13 \text{ Nm}$$

$$n_{Ab,1,3} = \frac{n_{An}}{i_2} = \frac{30 \text{ U/min}}{1,3} = 23 \frac{\text{U}}{\text{min}}$$

Diese Werte sind lediglich als Orientierungswerte zu betrachten.

Das vom Gesetzgeber (ECE-R 79) weitaus höher geforderte Drehmoment von

$$T_{ECE} = 300N * 0,15m = 45Nm,$$

im Falle einer schadhafte Servounterstützung, kann mit einem Riemen bzw. Riemenverstellgetriebe in der geforderten Dimension weitaus nicht erreicht werden.

**Nach Absprache mit dem Betreuer der Arbeit, wird auf die Erfüllung dieser Forderung bewusst verzichtet und unter Berücksichtigung der Übersetzung folgendes übertragbares Drehmoment gefordert:**

$$T_{Gefordert} = 13Nm$$

Die jährliche Betriebsdauer des Getriebes beträgt maximal 30 Stunden und wird bei der Auslegung aller Elemente vernachlässigt.

#### 4.5.2 Festlegung der Riemenausführung bzw. des Riemenprofils

Die Auswahl der Riemenbreite  $b$ , Riemenhöhe  $h$  und dem Keilwinkel der Scheiben  $\gamma_S$  richtet sich nach dem Verhältnis der Wirkdurchmesser  $d_{w,max}/d_{w,min}$ . Dabei muss folgende Mindestbreite eingehalten werden, wobei  $t$  die Höhe zwischen Unter- und Oberkante der Riemenscheibe beschreibt (siehe Abbildung 58) [16, S. 184]:

$$b_{erford} = 2t \tan \gamma_S$$

Je größer das Verhältnis der Wirkdurchmesser  $d_{w,max}/d_{w,min}$  bzw. die Übersetzung sein soll, desto größer muss auch die Riemenbreite  $b$  sein, da man den Keilwinkel  $\gamma_S$  der Scheiben, aufgrund der Gefahr der Selbsthemmung und Wirkungsgradverschlechterung, nicht beliebig klein gestalten kann. Bei Normalkeilriemen beträgt das Verhältnis beider Wirkdurchmesser ca. 1,6. Der Wert ist im Allgemeinen durch die Quersteifigkeit des Riemens begrenzt [17, S. 184].

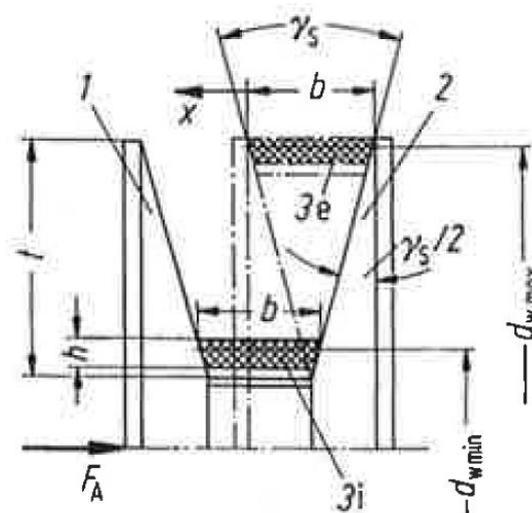


Abbildung 58: Geometrie eines Variators bei einer festen Verstelleischeibe (2) [16, S. 185]

In unserem Anwendungsfall entspricht das Verhältnis

$$\frac{d_{w,max}}{d_{w,min}} = i_{max} = 1,3.$$

Theoretisch wäre somit der Einsatz eines Normalkeilriemens möglich. Da diese jedoch nicht für Variatoranwendungen ausgelegt sind, wird der Riemen als endloser flankenoffener/verzahnter Breitkeilriemen ausgeführt.

Zur Festlegung der Hauptmaße wird die DIN 7719 verwendet (siehe Abbildung 59). Hierbei beschreibt  $b_w$  die Wirkbreites des Riemens in Höhe seiner Wirkzone (neutrale Zone). Beim Krümmen des Riemens senkrecht zu seiner Basis bleibt diese unverändert.  $b_0$  und  $h$  definieren die Breite und Höhe im ungedehnten Zustand.

- $L_r$  ist die die Richtlänge (auch als Wirklänge bezeichnet) des Riemens, bei welcher der Riemen der vorgeschriebenen Zugspannung ausgesetzt ist, die sich im Niveau des Wirkdurchmessers der Messscheiben befindet.

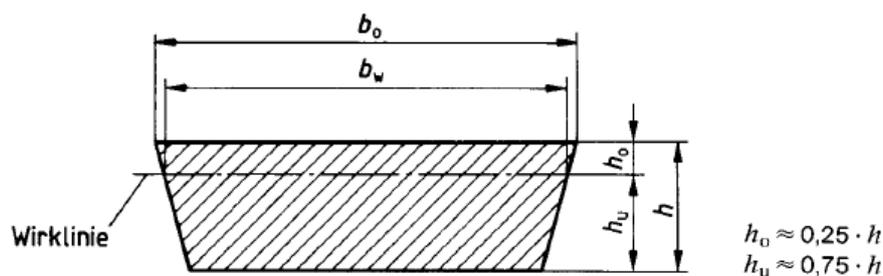


Abbildung 59: Riemenprofil eines Breitkeilriemens nach der DIN 7719

Laut DIN 7719-1 unterliegt der Winkel der Riemenflanken keiner Norm. Er ist unter Berücksichtigung des jeweiligen Scheibenwinkels anzupassen und ist i.d.R. um ca. 2° größer. In der Riemenhöhe kann man zwischen 5 bis 30mm wählen. Sowohl die übertragbare Leistung als auch der Mindestdurchmesser entsprechen ungefähr den Werten eines normalen Keilriemens nach DIN 2215 mit gleicher Höhe [16, S. 173].

Die Wahl des Profils erfolgt nach Leistung und Drehzahl und ist der DIN 2218 zu entnehmen. Dabei entspricht die Drehzahl der kleinen Scheibe

$$n_k = n_{Ab,0,7} = n_{max} = \frac{n_{An}}{i_1} = \frac{30 \text{ U/min}}{0,7} = 43 \frac{\text{U}}{\text{min}}$$

Einem Wert, der mit der Leistung von

$$P_B = P * c_2 = 0,031 \text{ kW} * 1,1 = 0,0341 \text{ kW}$$

aufgrund der kleinen Werte nicht aus dem Diagramm ablesbar ist

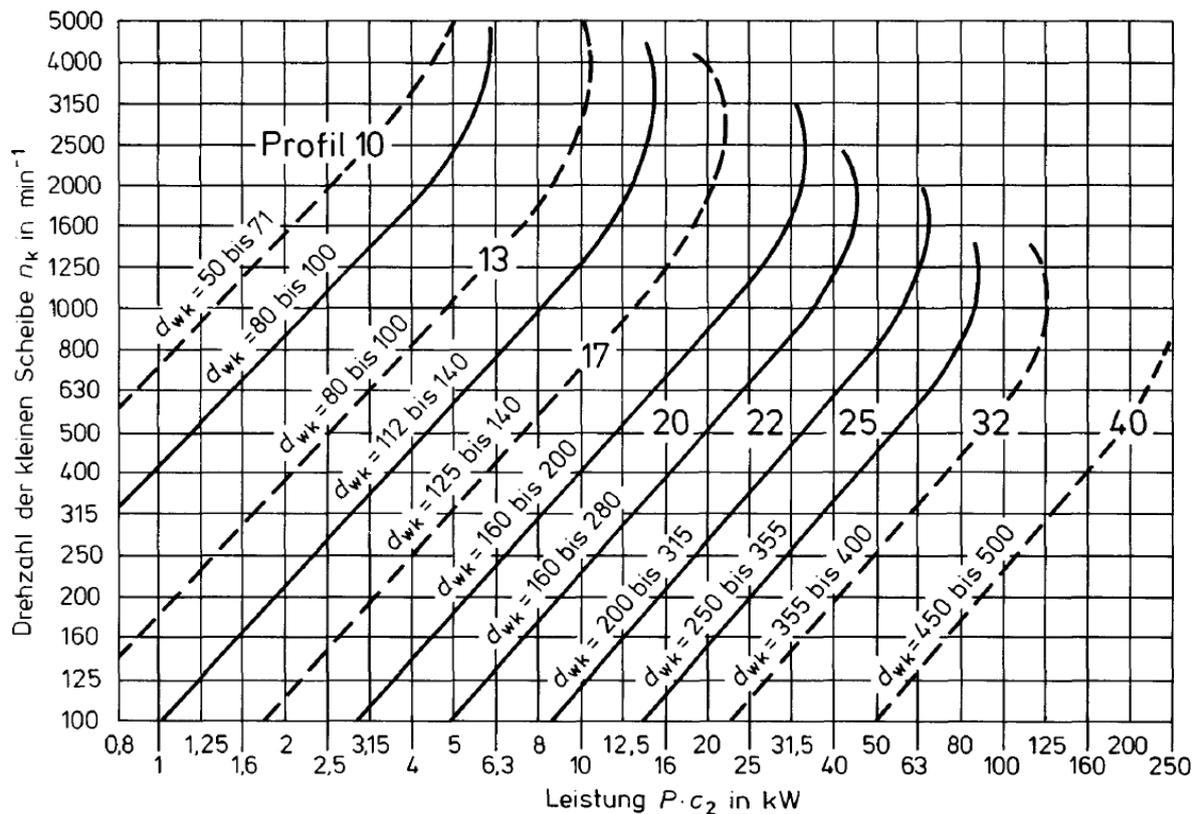


Abbildung 60: Wahl des Keilriemenprofils nach DIN 2218

Da der Breitkeilriemen generell höhere Leistungen als ein Normalkeilriemen überträgt und eine gezahnte und flankenoffene Ausführung 40 bis 50% kleinere Scheibendurchmesser ermöglicht, kann man vom kleinsten Profil (Profil 10) ausgehen. Was dem jedoch entgegenwirkt, ist die erforderliche Mindestbreite des Riemen und die Anzahl der Riemen von 1. Der kleinste Wirkdurchmesser wird demnach schätzungsweise unter 100mm liegen.

#### 4.5.3 Festlegen der Scheibendurchmesser

Folgendes gilt es zu beachten:

- Kleine Scheibendurchmesser rufen hohe Biegespannungen im Riemen hervor. Dadurch wird die Leistungsfähigkeit des Riemen verringert. Zudem erhöhen sich die Trumkräfte  $F_t = T/(d/2)$ , was eine hohe Wellen- und Lagerkräfte zur Folge hat [14, S. 589].
- Je kleiner der Keilwinkel  $\gamma_s$ , desto höher der rechnerische Reibwert  $\mu_R$  und die Gefahr der Selbsthemmung ( $\gamma_s < 20^\circ$ ) und desto schlechter der Wirkungsgrad [34, S. 354].

Bei einem Winkel von  $24^\circ$  der Riemenflanke ergibt sich laut DIN 7719-1 ein Scheibenwinkel von  $26^\circ$ , welcher ohnehin von [17, S. 184] empfohlen wird.

Die gewählten Wirkdurchmesser gehen aus den vorigen Überlegungen und den Berechnungen vom Riemenhersteller *Optibelt* hervor [35]:

$$d_{w,min,Opti} = 70mm$$

$$d_{w,max,Opti} = 90mm$$

Da die geforderte Übersetzung ins Schnelle ( $i = 0,7$ ) mit den gewählten Wirkdurchmessern nicht erreicht werden kann (siehe Tabelle 14), muss der maximale Wirkdurchmesser  $d_{w,max}$  erhöht werden.

Übersetzung $i$	$d_{w,An}$ [mm]	$d_{w,Ab}$ [mm]
0,7	90	63
1,3	70	91

Tabelle 14: Übersetzungstabelle für die gewählten Wirkdurchmesser

Dieser wird auf  $d_{w,max} = 100mm$  erhöht. Dies ergibt dann im Falle von  $i = 0,7$  ein Mindestwirkdurchmesser von  $d_{w,min} = d_{w,Ab} = 70mm$ . Für den Außendurchmesser der Scheibe gilt logischerweise  $d_a > d_{w,max}$ . Unter Berücksichtigung der Riemenhöhe (i.d.R. 5 – 10mm) kann konstruktiv folgender Wert umgesetzt werden:

$$d_a = 110mm$$

#### 4.5.4 Ermittlung des vorläufigen Wellenabstandes

Die Berechnung des vorläufigen Wellenabstandes  $a_{vor}$  erfolgt analog der DIN 2218, wobei nur vom großen Wirkdurchmesser auszugehen ist:

$$0,7 * (2 * d_{w,max}) < a_{vor} < 2 * (2 * d_{w,max})$$

Mit dem willkürlichen Faktor 0,8 ergibt sich somit

$$a_{vor} = 1 * (2 * d_{w,max}) = 0,8 * (2 * 100mm) = 160mm$$

#### 4.5.5 Ermittlung und Festlegung der Riemenlänge

Zur genauen Ermittlung der vorläufigen Riemenlänge muss im ersten Schritt der vorläufige Umschlingungswinkel der kleinen Scheibe  $\beta_{vor}$  und der Trumneigungswinkel  $\alpha_{vor}$  nach der DIN 2218 bestimmt werden:

$$\beta_{vor} = 2 * \arccos\left(\frac{d_{w,max} - d_{w,min}}{2 * a_{vor}}\right) = 2 * \arccos\left(\frac{100mm - 70mm}{2 * 160mm}\right) = 169,24^\circ$$

$$\alpha_{vor} = 90^\circ - \frac{\beta_{vor}}{2} = 90^\circ - \frac{169,24^\circ}{2} = 5,38^\circ$$

Daraus lässt sich jetzt die genaue vorläufige Wirklänge des Keilriemens errechnen:

$$\begin{aligned}
 L_{dth} &= 2 * a_{vor} * \sin \frac{\beta_{vor}}{2} + \frac{\pi}{2} (d_{w,max} + d_{w,min}) + \frac{\alpha_{vor} * \pi}{180^\circ} (d_{w,max} - d_{w,min}) \\
 &= 2 * 160mm * \sin \frac{169,24^\circ}{2} + \frac{\pi}{2} (100mm + 70mm) \\
 &\quad + \frac{5,38^\circ * \pi}{180^\circ} (100mm - 70mm) = 588,44mm
 \end{aligned}$$

Es wird die nächste Standardlänge für Breitkeilriemen aus dem Riemenkatalog von *Optibelt* gewählt (siehe Abbildung 61):

Profil/ Innenlänge $L_i$ [mm]	ISO- Bezeichnung (Richtlänge) $L_d$
<b>13 x 5</b>	
468	
500	
<b>17 x 5</b>	
426	W 16 450
476	W 16 500
536	W 16 560
570	W 16 600
606	W 16 630

Abbildung 61: Breitkeilriemenauswahl aus dem Optibelt Katalog [19, S. 45]

Diese entspricht:

$$L_{dst} = 600mm$$

Die Innenlänge des Keilriemens ist gegeben durch:

$$L_{ist} = 570mm$$

Zur Veranschaulichung der Länge soll Abbildung 62 Abhilfe leisten.

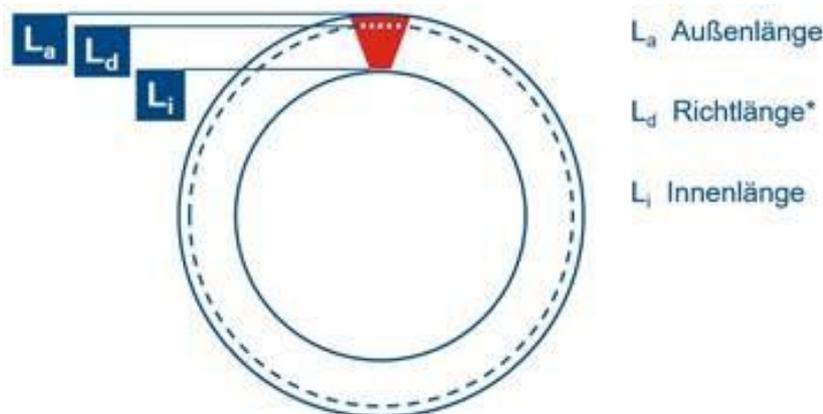


Abbildung 62: Definition der Längen eines Riemen

Daraus lässt sich die Außenlänge ableiten:

$$L_a = L_{ist} + 2\pi h = 570\text{mm} + 2 * \pi * 5\text{mm} = 601,41\text{mm}$$

Der gewählte Riemen;

*optibelt VARIO POWER Profil 17x5 W16 600, 24° Flankenwinkel [36, S. 45].*

Das Profil 13x5 wurde bewusst aus mehreren Gründen nicht gewählt:

- Die gewünschte Riemenlänge erfordert eine Sonderanfertigung.
  - Die Lieferzeit beträgt mindestens 12 Wochen
  - Die Anschaffung ist mit höheren Kosten verbunden
- Der Versteilscheibenhersteller *Berges* bietet Variatoren erst ab dem Profil 17x5 an

#### 4.5.6 Festlegung des endgültigen Wellenabstandes

Nachdem der Riemen berechnet wurde, kann nun der endgültige Achsabstand ermittelt werden:

$$a_{nom} = \frac{L_{dst} - \frac{\pi}{2}(d_{w,max} + d_{w,min})}{4} + \sqrt{\left[\frac{L_{dst} - \frac{\pi}{2}(d_{w,max} + d_{w,min})}{4}\right]^2 - \frac{(d_{w,max} - d_{w,min})^2}{8}}$$

$$a_{nom} = \frac{600\text{mm} - \frac{\pi}{2}(100\text{mm} + 70\text{mm})}{4} + \sqrt{\left[\frac{600\text{mm} - \frac{\pi}{2}(100\text{mm} + 70\text{mm})}{4}\right]^2 - \frac{(100\text{mm} - 70\text{mm})^2}{8}} =$$

$$a_{nom} = 165,8 \approx 166\text{mm}$$

Geht man von einer 1%igen Längung (Extremfall) des Riemens aus, sprich

$$L_{W+1\%} = L_W * 0,01 = 600\text{mm} * 0,01 = 606\text{mm},$$

folgt aus

$$L_{W\pm 1\%} = d_W * \pi + 2 * a_{konstruktiv}$$

der konstruktiv umzusetzende Achsabstand:

$$a_{\text{konstruktiv}} = \frac{L_{W+1\%} - d_W * \pi}{2} = \frac{606\text{mm} - 85\text{mm} * \pi}{2} \approx 169\text{mm}$$

Wobei der sich der mittlere Wirkdurchmesser bei der Übersetzung  $i = 1$  aus

$$L_W = d_W * \pi + 2 * A$$

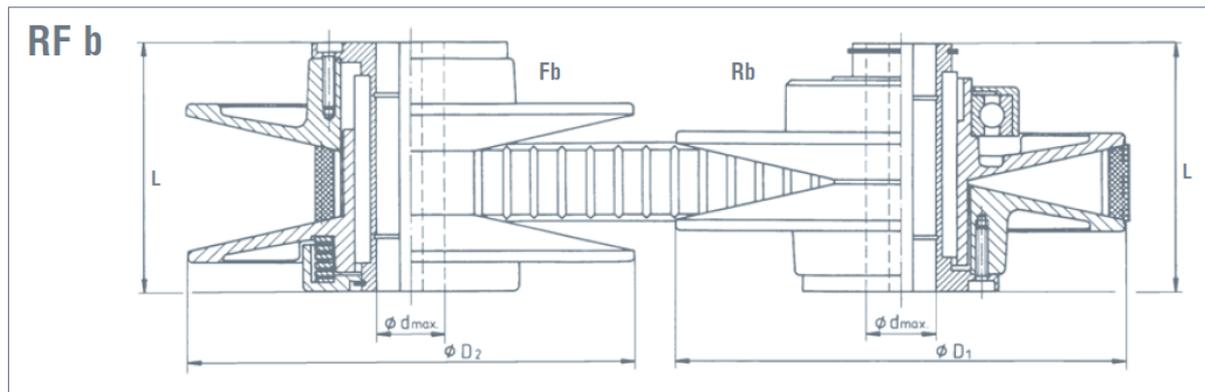
berechnen lässt:

$$d_W = \frac{L_W - 2 * a}{\pi} = \frac{600\text{mm} - 2 * 166\text{mm}}{\pi} \approx 85\text{mm}$$

## 4.6 Berges-Riemenverstellscheiben

Aufgrund zeit- und kostentechnischer Gründe wird der Zukauf von Riemenverstellscheiben gegenüber einer Eigenkonstruktion bevorzugt. Als erfahrener Spezialist mit dem breitesten Programm stufenloser Verstellscheiben wird die Firma *Berges* bevorzugt. Mit der optimalen Kennlinien der Druckfedern in der federbelasteten Verstellscheibe wird ein günstiges Leistungsverhältnis über den gesamten Regelbereich garantiert [37]. Obwohl die Firma nicht in der Automobilbranche tätig ist, erklärte sie sich dazu bereit die Diplomarbeit zu unterstützen und lieferte technische Datenblätter und CAD-Modelle.

Als Richtwert für die Auswahl des geeigneten Produkts werden die in Kapitel 4.5.3 ermittelten Scheibendurchmesser herangezogen. Abbildung 63 zeigt einen Ausschnitt aus dem Online-Katalog [37]. Hierbei werden die Regelscheibe mit „Rb“ und die Federscheibe mit „Fb“ abgekürzt.



RF b:

Typ	Regelb.	Motor	kW	n max.	n min.	P max.	P min.	D <sub>1</sub>	L	D <sub>2</sub>	d <sub>max.</sub>	Riemenprofil
RF 080 b	1: 5,5	1370	0,37	3210	585	0,33	0,17	91,4	50	91,4	14	17 x 5
RF 100 b	1: 5,5	1390	1,5	3260	595	1,35	0,55	120	72	120	24	22 x 7
RF 130 b	1: 7,0	1390	1,5	3680	526	1,35	0,53	135	72	135	24	22 x 7
RF 190 b	1:10,5	1390	1,5	4500	430	1,35	0,75	190	90	190	25	28 x 8
RF 150 b	1: 6,5	1410	3,0	3595	555	2,7	0,9	159	90	159	28	28 x 8

Abbildung 63: Auszug aus dem Berges Katalog für Riemen symmetrische Verstelleisichen [37]

Berges empfiehlt die mechanisch Verstelleisiche (Rb) auf der treibenden Welle zu montieren. Bei umgekehrter Anordnung ist mit einem Leistungsverlust von ca. 30% am Abtrieb zu rechnen [38]. Was auffällt ist, dass das kleinstmögliche Riemenprofil größer als das in Kapitel 4.5.5 ermittelte Profil von 13x5 ist. Zudem schließt die in 4.5.1 definierte Leistung das kleinste Produkt (RF080b) aus.

Da es sich im Falle des Lenkgetriebes um keine stetig veränderliche Leistung über längere Zeitintervalle handelt und definierte Drehmomente bei unterschiedlichsten Drehzahlen auftreten können, sind die Werte aus dem Produktkatalog (Abbildung 63) nur als Orientierung anzusehen. Viel eher sind die auftretenden Momente beim Anfahren bzw. niedrigen Drehzahlen zu verwenden, da diese dem Fall von Lenkbewegungen gleichen.

Aus der Übermittlung der für die Auslegung relevanten Werte (Kapitel 4.1.1) an die Firma Berges resultiert, dass der RF100b eine umsetzbare Option ist. Abbildung 64 zeigt, dass bei geringen Drehzahlen ( $n < 400$  U/min) 9Nm übertragen werden können, wohingegen es beim RF080b nur 2,8Nm sind. Es wird davon ausgegangen, dass beim Anfahren noch höhere Momente übertragen werden können, die folglich den Anforderungen entsprechen würden. Um dies zu prüfen, wird ein Prüfstand konstruiert und gefertigt (siehe Kapitel 4.9).

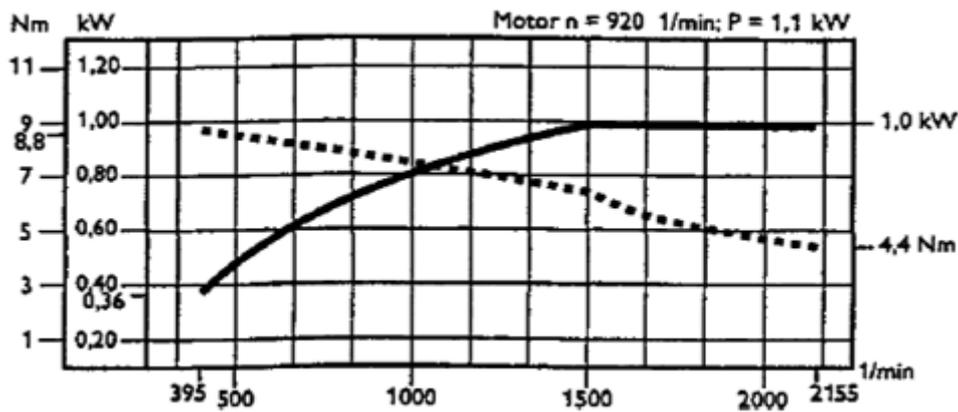


Abbildung 64: Kennlinien vom RF100b für zwei verschiedene Motoren [38]

Ein Austausch der Feder zur Erhöhung des Drehmoments wird nicht empfohlen, da die Scheibenhälfte nicht für andere Federn ausgelegt ist. Eine zu hohe Federkraft verringert zudem die Lebensdauer des Riemens und führt zur Zerstörung des Riemens. Eine ausreichende Quersteifigkeit könnte hierbei Abhilfe leisten, wenn sie nicht der Biegewilligkeit des Riemens entgegenwirken würde. Für den Riemenhersteller gilt es deshalb einen Kompromiss zwischen Quersteifigkeit und Biegewilligkeit zu finden. Die Zugfestigkeit des Breitkeilriemens hingegen stellt keinen leistungsbegrenzenden Parameter dar. Des Weiteren kann bei einer unsachgemäßen Montage und Demontage die Kunststoffführung auf der Hauptnabe der Scheibe beschädigt werden, was zu einer funktionellen Einschränkung der Federscheibe führen kann. Der Achsabstand ist für die Axialkräfte nicht relevant, da sie durch die Federkraft und deren Reaktionskräfte bestimmt werden [38].

Die Federrate der eingebauten Feder beträgt  $R=2,8\text{N/mm}$ . Bei einem maximalen Verstellweg von  $15,5\text{mm}$  ergeben sich somit die Federkräfte zu  $335\text{N}$  und  $378\text{N}$ , wobei die Feder bei  $335\text{N}$  um  $119,5\text{mm}$  zusammengedrückt ist. Die maximale Achslast für dem RF100b wird von Berges mit  $185\text{N}$  angegeben. Dieser Betriebspunkt entsteht bei maximaler Drehzahl und folglich Federkraft, in dem die Feder maximal vorgespannt ist. Die Federkraft selbst verhält sich in ihrem Arbeitsbereich linear. In diesem Zustand ist die Achslast in Scheibenmitte auch am größten. Das maximal übertragbare Drehmoment hingegen entsteht bei niedrigster Drehzahl. Hier ist zwar die Reibkraft zwischen Lauffläche und Riemen als Folge der Federkraft (und somit die Achslast als Kraftkomponente) am kleinsten, aber das Produkt aus Kraft und Hebel (=Wirkradius) am größten. Das schwächste Glied in der Leistungsübertragung, ist der Reibschluss zwischen Keilriemen und Scheibe. Der Reibwert zwischen Scheiben und Riemen beträgt ca.  $0,3$ . Das ungefähre Gesamtgewicht vom Antrieb sind  $2\text{kg}$  [38].

Abbildung 65 zeigt die zur Verfügung stehenden Achsabstände. Nach Prüfung der Bauteilkollision (Kapitel 4.11), welche von der Geometrie der Verstelleinrichtung

abhängt, wird ein Achsabstand von 168mm fixiert. Dieser wurde auch bereits durch den in 4.5 ausgewählten Riemen berechnet.

Achsabstand in mm	<b>A</b>	=	146	158	168	184	210	235
Riemen - Innenlänge in mm	<b>Li</b>	=	525	550	568	600	650	700
Riemen - Wirklänge in mm	<b>Lw</b>	=	558	586	601	633	683	733

**Abbildung 65: Achsabstände mit den dazugehörigen Riemenlängen [38]**

Zur Ermittlung der Übersetzungen und den dazugehörigen Werten werden die Wirkdurchmesser berechnet. Ausgehend von der Riemenwirklänge

$$L_W = d_W * \pi + 2 * A$$

bei der Übersetzung  $i = 1$  lässt sich durch einfache Umformung der Wirkdurchmesser ermitteln:

$$d_W = (L_W - 2 * A) * \pi = (601\text{mm} - 2 * 168\text{mm}) / \pi = 84,35\text{mm}$$

Tabelle 15 fasst die Werte für die Übersetzungen  $i = 0,7; 1; 1,3$  zusammen.

Übersetzung $i$	$n_{An,max}$ [U/min]	$n_{Ab}$ [U/min]	$D_{w,An}$ [mm]	$D_{w,Ab}$ [mm]	$T_{an,max}$ [Nm]	$T_{Ab}$ [Nm]
1	30	30	84,35	84,35	10	10
0,7	30	43	98,8	69,16	10	7
1,3	30	23	73,1	95,03	10	13

**Tabelle 15: Übersetzungen  $i=0,7; 1; 3$  mit den dazugehörigen Werten**

Ein weiterer Vorteil, der sich aus dem Zukauf der Verstelleisichen von der Firma Berges ergibt, ist das Angebot an Verstelleinrichtungen. Hier erweist sich eine Winkelsteuerung als optimal. Diese hat den Vorteil, dass sie extra für den Anbau an ein Antriebsgehäuse konzipiert ist und durch den Winkelversatz über zwei Kegelräder relativ platzsparend ist (siehe Abbildung 66).

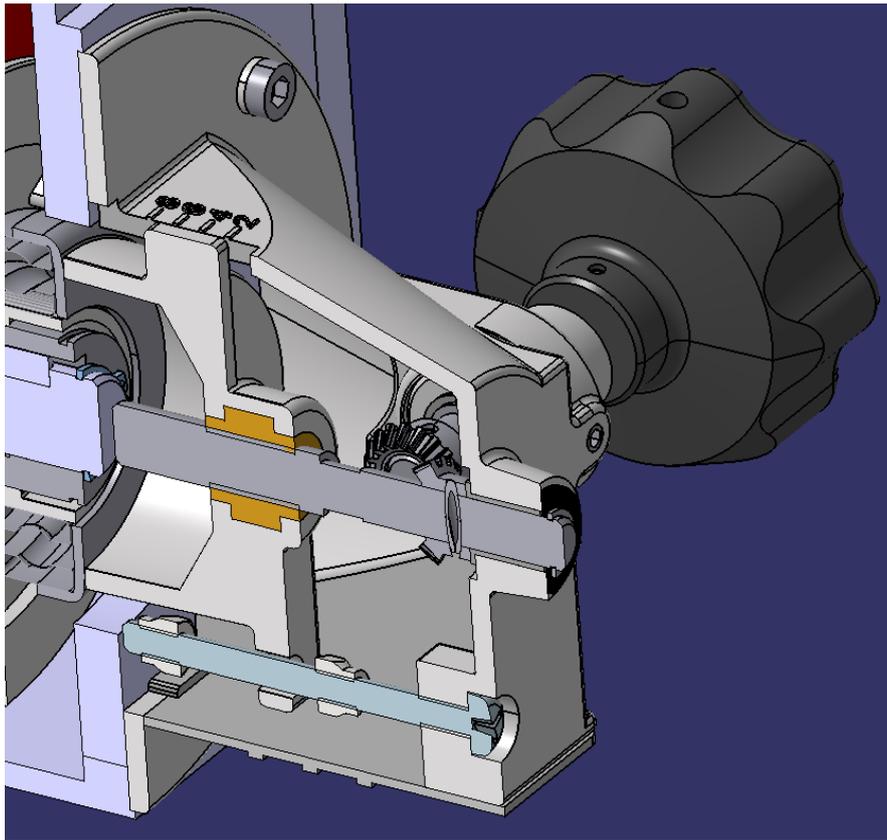


Abbildung 66: Winkelsteuerung der Firma Berges

Beiden Scheiben können mit standardisierten Bohrungsdurchmessern von 14,19 und 24mm ausgeführt werden. Die Firma Berges schlägt einen Bohrungsdurchmesser von 19mm für die Regelscheibe und 14mm für Federscheibe vor [38]. Um konstruktionstechnische Beschränkungen durch kleine Wellendurchmesser zu vermeiden, werden Regel- als auch Federscheibe mit einer 19mm Bohrung ausgeführt. Nach der gültigen DIN 748-1 ist das vorgegebene Toleranzfeld für Wellen bis zu einem Durchmesser von 24mm mit k6 gegeben. Falls sehr genaue Fertigungsmöglichkeiten bestehen, ist eine Fertigung in der Nähe des Kleinmaßes für eine leichte Montage hilfreich. Die Nabenbohrung wird mit Passung H7 gefertigt. Der Werkstoff ist C45 [38].

## 4.7 Wellenauslegung

### 4.7.1 Tragfähigkeitsberechnung

Die Tragfähigkeit der Wellen wird ab dem Durchmesser 14mm, aufgrund der von Berges (siehe Kapitel 4.6) vorgeschlagenen Bohrungen, vorausgesetzt. Folgende Rechnung überprüft dennoch die Sicherheit gegen Fließen nach der DIN 743. Auf den Nachweis der Sicherheit gegen Ermüdungsbruch wird bewusst verzichtet, da dieser, aufgrund der verschiedenen Betriebszustände, keine Aussagekraft hätte.

Für die Berechnung wird von der in Kapitel 4.6 ermittelten Achslast von 185N in Scheibenmitte ausgegangen. Der Lagerabstand beträgt ca.  $e = 90\text{mm}$ . Der Bauteildurchmesser  $d$  im Korbquerschnitt bzw. kleinste Durchmesser, ist der des Polygonprofils  $d_1$  (siehe Kapitel 4.12.3). Dieser ist 14mm groß.

Die wirkenden Maximalspannung bei Beanspruchung auf Biegung und Torsion errechnen sich zu:

$$\sigma_{b,max} = \frac{M_{b,max}}{W_b} = \frac{8.325\text{Nmm}}{269,39\text{mm}^3} = 30,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{t,max} = \frac{M_{t,max}}{W_t} = \frac{13.000\text{Nmm}}{538,78\text{mm}^3} = 24,13 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

wobei die Momente wie folgt berechnet werden:

$$M_{b,max} \approx \frac{e}{2} * F_R = 45\text{mm} * 185\text{N} = 8.325\text{Nmm}$$

$$W_b = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi(14\text{mm})^3}{32} = 269,39\text{mm}^3$$

$$W_t = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi(14\text{mm})^3}{16} = 538,78\text{mm}^3$$

Die Bauteilfließgrenze bei Torsion lautet (siehe DIN 743-1, S.16)

$$\tau_{t,FK} = K_1(d_{eff}) * K_{2F} * \gamma_F * \frac{\sigma_S(d_B)}{\sqrt{3}} = 1 * 1,2 * 1 * \frac{355 \text{ N/mm}^2}{\sqrt{3}} = 245,95 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

(Festigkeitswert für S355 laut DIN743-3) mit dem technologischen Größeneinflussfaktor

$$K_1(d_{eff}) = 1$$

nach DIN 743-2, S.24, dem Erhöhungsfaktor der Fließgrenze

$$\gamma_F = 1$$

und der statischen Stützwirkung

$$K_{2F} = 1,2$$

nach DIN 743-1, S.17. Die Zugstreckgrenze für das gewählte Wellenmaterial S355 ist

$$\sigma_S = \sigma_S(d_B) = 355 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Gleichung zur Bestimmung Bauteilfließgrenze bei Biegung lautet (siehe DIN 743-1, S.16)

$$\sigma_{b,FK} = K_1(d_{eff}) * K_{2F} * \gamma_F * \sigma_S(d_B) = 1 * 1,2 * 1,15 * 355 \frac{N}{mm^2} = 489,9 \frac{N}{mm^2}$$

Während der technologische Größeneinflussfaktor gleich bleibt, ist der Erhöhungsfaktor  $\gamma_F$  für die Beanspruchung auf Biegung neu zu ermitteln. Dazu muss erstmals die Formzahl für abgesetzte Rundstäbe (Polygonprofil als Wellenende – siehe Kapitel 4.12.3) bei Biegung  $\alpha_\sigma$  der DIN 743, Bild 9 ermittelt werden. Mit einem hohen Durchmesser Verhältnis

$$\frac{d}{D} = \frac{14mm}{19mm}$$

Und einem hohen Kerbradius zu Kerbtiefe Verhältnis

$$\frac{r}{t} = \frac{0,3mm}{5mm}$$

Ist die Formzahl größer jedenfalls größer 3, was nach DIN 743-1, Tab. 2 folgenden Erhöhungsfaktor ergibt:

$$\gamma_F = 1,15$$

Somit ergibt sich Nachweis des Vermeidens gegen bleibende Verformung:

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{b,max}}{\sigma_{b,FK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t,max}}{\tau_{t,FK}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{30,9 \frac{N}{mm^2}}{489,9 \frac{N}{mm^2}}\right)^2 + \left(\frac{24,13 \frac{N}{mm^2}}{245,95 \frac{N}{mm^2}}\right)^2}} = 8,57 \geq S_{min}$$

$$= 1,2$$

## 4.8 Passfederauslegung nach DIN 6892

### 4.8.1 Berechnung für die Verstellscheiben

Wie in Kapitel 4.7 Wellenauslegung liegt der Fall vor, dass die Firma Berges für ihr Produkt eine entsprechende Auslegung durchgeführt hat. Demnach dient diese Berechnung lediglich der Überprüfung bzw. Berücksichtigung der wechselnden Lasten.

Die Tragfähigkeitsberechnung nach der DIN 6892 Methode B gilt mit Einschränkungen auch für wechselseitige Belastung der Passfedern. Dabei ist die wirksame Flächenpressung zwischen Passfeder und Wellen- bzw. Nabennutwand ein Beurteilungskriterium. Zulässige Grenzwerte der Werkstofffestigkeiten dürfen

deshalb nicht überschritten werden. Die Flächenpressung errechnet sich aus dem zu übertragenden Torsionsmoment. Maßgebliche Belastungsgrößen sind das äquivalente Torsionsmoment  $M_{teq}$  und das tatsächlich auftretende maximale Torsionsmoment  $M_{tmax}$  (DIN 6892, S.10).

Folgende Passfeder wurde nach der DIN 6885 ausgewählt:

$$A6 \times 6 \times 32$$

mit  $t_1 = 3,5\text{mm}$ ;  $r = 0,3\text{mm}$ ;  $s_1 = s_2 = 0,3\text{mm}$

Aufgrund des ungleichmäßigen Tragens der Passfeder über der Länge sollte das Verhältnis  $l_{tr}/d$  den Wert 1,3 nicht wesentlich überschreiten (DIN 6892-S.20). Deshalb wurde eine tragende Passfederlänge  $l_{tr} = 25\text{mm}$  gewählt. Durch Addition der Breite  $b = 6\text{mm}$  ergibt sich eine gesamte Passfederlänge von  $l_{PF} = 32\text{mm}$ .

#### 4.8.1.1 Wirksame Flächenpressungen

Für die Berechnung des äquivalenten Torsionsmoments  $M_{teq}$  wird das Nenntorsionsmoment  $M_{tnenn}$  mit dem Anwendungsfaktor  $K_A$  (DIN 3990-1, Anhang A) multipliziert. Für Nenntorsionsmoment  $M_{tnenn}$  wird ein guter arithmetischer Mittelwert des relevanten Bereichs aus der Momententenmessung in Kapitel 4.1.1 (Abbildung 45) verwendet. Der Anwendungsfaktor  $K_A$  berücksichtigt auftretende Sonderereignisse (DIN 6892, S.10).

$$M_{teq} = K_A * M_{tnenn} = 1,75 * 6\text{Nm} = 10,5\text{Nm}$$

Die wirksamen Umfangskräfte  $F_{eq}$  und  $F_{max}$  werden wie folgt bestimmt.

$$F_{eq} = \frac{2M_{teq}}{d} = \frac{2 * 10,5\text{Nm}}{0,019\text{m}} = 1105,26\text{N}$$

$$F_{max} = \frac{2M_{tmax}}{d} = \frac{2 * 13\text{Nm}}{0,019\text{m}} = 1368,42\text{N}$$

Tragende Nutttiefen für die Wellennutwand

$$\begin{aligned} t_{1tr} &= t_1 - (r + s_1) - \frac{1}{2} \left( d - \sqrt{d^2 - (b + 2s_1)^2} \right) \\ &= 3,5\text{mm} - (0,3\text{mm} + 0,3\text{mm}) \\ &\quad + \frac{1}{2} \left( 19\text{mm} - \sqrt{(19\text{mm})^2 - (6\text{mm} + 2 * 0,3\text{mm})^2} \right) = 3,49\text{mm} \end{aligned}$$

und Nabennutwand

$$\begin{aligned}
 t_{2tr} &= h - t_1 - (r + s_2) - \frac{1}{2} \left( d - \sqrt{d^2 - (b + 2s_2)^2} \right) \\
 &= 6 - 3,5\text{mm} - (0,3\text{mm} + 0,3\text{mm}) \\
 &\quad + \frac{1}{2} \left( 19\text{mm} - \sqrt{(19\text{mm})^2 - (6\text{mm} + 2 * 0,3\text{mm})^2} \right) = 2,51\text{mm}
 \end{aligned}$$

Tangentialfaktor

$$K_V = \frac{1}{i * \varphi} = \frac{1}{1 * 1} = 1$$

Lastverteilungsfaktor (berücksichtigt die nicht konstante Lastverteilung über die Nutlänge)

$$K_\lambda = K_{\lambda e}$$

Da die Lastverteilung symmetrisch ist und sich aus „Vorn“ und „Hinten“ zusammensetzt, wird der Fall „Mitte“ gewählt (siehe Abbildung 67).

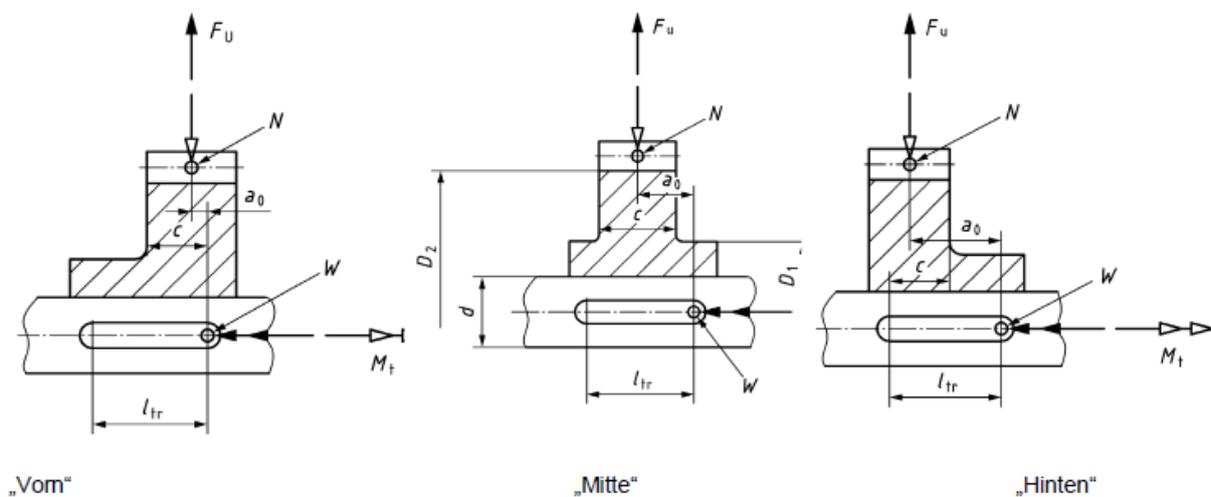


Abbildung 67: Fälle der Lastein- bzw. ableitung nach DIN 6892-Bild 3

mit

$$a_0 = \frac{l_{tr}}{2} = \frac{25\text{mm}}{2} = 12,5\text{mm}$$

$c = 22\text{mm}$  (Breite des Breitkeilriemens) und  $D_1 \approx 85\text{mm}$

$$\frac{a_0}{l_{tr}} = \frac{12,5\text{mm}}{25\text{mm}} = 0,5$$

Ablesen des Lastverteilungsfaktors nach DIN 6892-Bild 5 mit  $Q_A = \frac{d}{D} = \frac{19\text{mm}}{85\text{mm}} = 0,22$  ergibt logischerweise den Faktor

$$K_{\lambda e} = 1$$

Der Reibschlussfaktor  $K_R$  berücksichtigt, dass ein Teil des Torsionsmoments durch Reibschluss übertragen wird. Eine Spiel- oder Übergangspassung hat einen negativen Einfluss auf die Wellenfestigkeit. Dieser Faktor fließt bei der Berechnung der äquivalenten wirksamen Flächenpressung  $p_{eq}$  und bei der maximalen wirksamen Flächenpressung  $p_{max}$  mit ein. Aufgrund vorherrschenden Übergangspassung H7/k6 (siehe Kapitel 4.6) entspricht  $K_R = 1$ .

Wirksame Flächenpressungen

$$p_{1,eq} = K_V * K_\lambda * K_{Req} * \frac{F_{eq}}{l_{1tr} * t_{1tr}} = 1 * 1 * 1 * \frac{1105,26N}{25mm * 3,5mm} = 12,63 \frac{N}{mm^2}$$

$$p_{2,eq} = K_V * K_\lambda * K_{Req} * \frac{F_{eq}}{l_{2tr} * t_{2tr}} = 1 * 1 * 1 * \frac{1105,26N}{25mm * 2,5mm} = 17,68 \frac{N}{mm^2}$$

$$p_{1,max} = K_V * K_\lambda * K_{Rmax} * \frac{F_{max}}{l_{1tr} * t_{1tr}} = 1 * 1 * 1 * \frac{1368,42N}{25mm * 3,5mm} = 15,64 \frac{N}{mm^2}$$

$$p_{2,max} = K_V * K_\lambda * K_{Rmax} * \frac{F_{max}}{l_{2tr} * t_{2tr}} = 1 * 1 * 1 * \frac{1368,42N}{25mm * 2,5mm} = 21,89 \frac{N}{mm^2}$$

#### 4.8.1.2 Zulässige Flächenpressungen

Werkstoffkennwerte:

Welle: S355 (nach DIN EN 10 025-3,  $16mm < d \leq 40mm$ );  $R_e = 345 \frac{N}{mm^2}$

Nabe [38]: C45 im vergüteten Zustand  
(nach DIN EN 10 083-2,  $16mm < d \leq 40mm$ );  $R_e = 430 \frac{N}{mm^2}$ ;

Passfeder: C35E im kaltgezogenen Zustand  
(nach DIN EN 10277-5,  $16mm < d \leq 40mm$ );  $R_e = 420 \frac{N}{mm^2}$

Stütz- und Härteeinflussfaktoren nach DIN 6892, Tabelle B.1, Anhang B

Welle:  $f_{S,W} = 1,3$ ;  $f_H = 1,0$

Nabe:  $f_{S,N} = 1,5$ ;  $f_H = 1,0$

Passfeder:  $f_{S,P} = 1,1$ ;  $f_H = 1,0$

Zulässige Flächenpressungen nach Gleichung (19) für duktile Werkstoffe

$$\text{Welle: } p_{zul,W} = f_S * f_H * R_e = 1,3 * 1 * 345 \frac{N}{mm^2} = 448,5 \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{Nabe: } p_{zul,N} = f_S * f_H * R_e = 1,5 * 1 * 430 \frac{N}{mm^2} = 645 \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{Passfeder: } p_{zul,P} = f_S * f_H * R_e = 1,1 * 1 * 420 \frac{N}{mm^2} = 462 \frac{N}{mm^2}$$

### 4.8.1.3 Überprüfen der Festigkeitskriterien

Ausgehend von 60 Lastrichtungswechsel in der Minute und einem durchschnittlichen Einsatz von 3 Stunden pro Erprobungsauto, kommt man auf 180 Wechsel. Bei 5 zu erprobenden Modellen entspricht dies einer Häufigkeit  $N_W$  der Lastrichtungswechsel von knapp 1000. Laut DIN 6892-Bild 7 ergibt das den Lastrichtungsfaktor

$$f_W = 1$$

Das Sonderereignis, bei denen das Torsionsmoment betragsmäßig das äquivalente Torsionsmoment  $M_{teq}$  deutlich übersteigt, wird als Lastspitze definiert. Die Häufigkeit dieser wird über den Lastspitzenfaktor  $f_L$  (DIN 6892, S.17) beschrieben. Bei einzelnen Lastspitzen, wie in unserem Fall ( $N_L \leq 10^3$ , *duktiler Werkstoff*), gilt nach Bild 8 der Faktor:

$$f_L = 1,5$$

Die wirksamen Flächenpressungen dürfen weder die Werte an der Passfeder noch die an der Wellen- bzw. Nabennutwand überschreiten. Folglich müssen folgende Festigkeitskriterien (DIN 6892, Gleichungen (17) und (18)) erfüllt werden:

Welle:

$$p_{1,eq} = 12,63 \frac{N}{mm^2} < 448,5 \frac{N}{mm^2} = f_W * p_{zul,W} = p_{1,eq,zul,W}$$

$$p_{1,max} = 15,64 \frac{N}{mm^2} < 672,75 \frac{N}{mm^2} = f_L * p_{zul,W} = p_{1,max,zul,W}$$

Nabe:

$$p_{2,eq} = 17,68 \frac{N}{mm^2} < 645 \frac{N}{mm^2} = f_W * p_{zul,N} = p_{2,eq,zul,N}$$

$$p_{2,max} = 21,89 \frac{N}{mm^2} < 967,5 \frac{N}{mm^2} = f_L * p_{zul,N} = p_{2,max,zul,N}$$

Passfeder:

$$p_{1,eq} = 12,63 \frac{N}{mm^2} < 462 \frac{N}{mm^2} = f_W * p_{zul,P} = p_{1,eq,zul,P}$$

$$p_{1,max} = 15,64 \frac{N}{mm^2} < 693 \frac{N}{mm^2} = f_L * p_{zul,P}$$

Aus den Festigkeitskriterien ergeben sich entsprechend große Sicherheiten. Die Passfederverbindung kann somit verwendet werden.

## 4.8.2 Berechnung für die Zahnriemenräder

Die Berechnung für die Zahnriemenräder erfolgt analog der vorigen Berechnung für Versteilscheiben, mit dem Unterschied, dass die Passfeder kürzer und der Nabenwerkstoff ein anderer ist.

Gewählte Passfeder nach der DIN 6885:

$$A6 \times 6 \times 20$$

mit  $d = 19mm$ ;  $l_{PF} = 20mm$ ;  $b = 6mm$ ;  $h = 6mm$ ;  $t_1 = 3,5mm$ ;  $r = 0,3mm$ ;  $s_1 = s_2 = 0,3mm$ .

### 4.8.2.1 Wirksame Flächenpressungen

Das äquivalente Torsionsmoment  $M_{teq}$ , die wirksamen Umfangskräfte  $F_{eq}$  und  $F_{max}$  und die tragenden Tiefen bleiben unverändert. Lediglich die tragende Passfederlänge muss neu berechnet werden:

$$l_{tr} = l_{PF} - b = 20mm - 6mm = 14mm$$

Da auch beim Zahnriemenrad nur jeweils eine Passfeder verwendet wird, bleibt der Tangentialfaktor  $K_V$  gleich. Die annähernde Lastverteilung in der „Mitte“ lässt den Lastverteilungsfaktor  $K_\lambda$  unverändert. Auch der Reibschlussfaktor  $K_R$  ist aufgrund der nicht vorhandenen Übermaßpassung unbedeutend ( $K_R = 1$ ).

Aus den ermittelten Werten ergeben sich die wirksamen Flächenpressungen

$$p_{1,eq} = K_V * K_\lambda * K_{Req} * \frac{F_{eq}}{l_{1tr} * t_{1tr}} = 1 * 1 * 1 * \frac{1105,26N}{14mm * 3,5mm} = 22,56 \frac{N}{mm^2}$$

$$p_{2,eq} = K_V * K_\lambda * K_{Req} * \frac{F_{eq}}{l_{2tr} * t_{2tr}} = 1 * 1 * 1 * \frac{1105,26N}{14mm * 2,5mm} = 31,58 \frac{N}{mm^2}$$

$$p_{1,max} = K_V * K_\lambda * K_{Rmax} * \frac{F_{max}}{l_{1tr} * t_{1tr}} = 1 * 1 * 1 * \frac{1368,42N}{14mm * 3,5mm} = 27,93 \frac{N}{mm^2}$$

$$p_{2,max} = K_V * K_\lambda * K_{Rmax} * \frac{F_{max}}{l_{2tr} * t_{2tr}} = 1 * 1 * 1 * \frac{1368,42N}{14mm * 2,5mm} = 39,1 \frac{N}{mm^2}$$

#### 4.8.2.2 Zulässige Flächenpressungen

Werkstoffkennwerte:

Welle: S355 (nach DIN EN 10 025-3,  $16mm < d \leq 40mm$ );  $R_e = 345 \frac{N}{mm^2}$

Nabe [39]: AlSi1MgMn (nach EN AW 6082  $d < 20mm$ );  $R_e = 250 \frac{N}{mm^2}$ ;

Passfeder: C35E im kaltgezogenen Zustand  
(nach DIN EN 10277-5,  $16mm < d \leq 40mm$ );  $R_e = 420 \frac{N}{mm^2}$

Stütz- und Härteeinflussfaktoren nach DIN 6892, Tabelle B.1, Anhang B

Welle:  $f_{S,W} = 1,3$ ;  $f_H = 1,0$

Nabe:  $f_{S,N} = 1,0$ ;  $f_H = 1,0$  (da die DIN 6892 keine Werte für Metalle auflistet)

Passfeder:  $f_{S,P} = 1,1$ ;  $f_H = 1,0$

Zulässige Flächenpressungen nach Gleichung (19) für duktile Werkstoffe

Welle:  $p_{zul,W} = f_S * f_H * R_e = 1,3 * 1 * 345 \frac{N}{mm^2} = 448,5 \frac{N}{mm^2}$

Nabe:  $p_{zul,N} = f_S * f_H * R_e = 1 * 1 * 250 \frac{N}{mm^2} = 250 \frac{N}{mm^2}$

Passfeder:  $p_{zul,P} = f_S * f_H * R_e = 1,1 * 1 * 420 \frac{N}{mm^2} = 462 \frac{N}{mm^2}$

#### 4.8.2.3 Überprüfen der Festigkeitskriterien

Die zu überprüfenden Festigkeitskriterien werden mit dem unveränderten Lastrichtungs- und Lastspitzenfaktor berechnet:

Welle:

$$p_{1,eq} = 22,56 \frac{N}{mm^2} < 448,5 \frac{N}{mm^2} = 1 * 448,5 \frac{N}{mm^2} = f_W * p_{zul,W} = p_{1,eq,zul,W}$$

$$p_{1,max} = 27,93 \frac{N}{mm^2} < 672,75 \frac{N}{mm^2} = 1,5 * 448,5 \frac{N}{mm^2} = f_L * p_{zul,W} = p_{1,max,zul,W}$$

Nabe:

$$p_{2,eq} = 31,58 \frac{N}{mm^2} < 250 \frac{N}{mm^2} = 1 * 250 \frac{N}{mm^2} = f_W * p_{zul,N} = p_{2,eq,zul,N}$$

$$p_{2,max} = 39,1 \frac{N}{mm^2} < 375 \frac{N}{mm^2} = 1,5 * 250 \frac{N}{mm^2} = f_L * p_{zul,N} = p_{2,max,zul,N}$$

Passfeder:

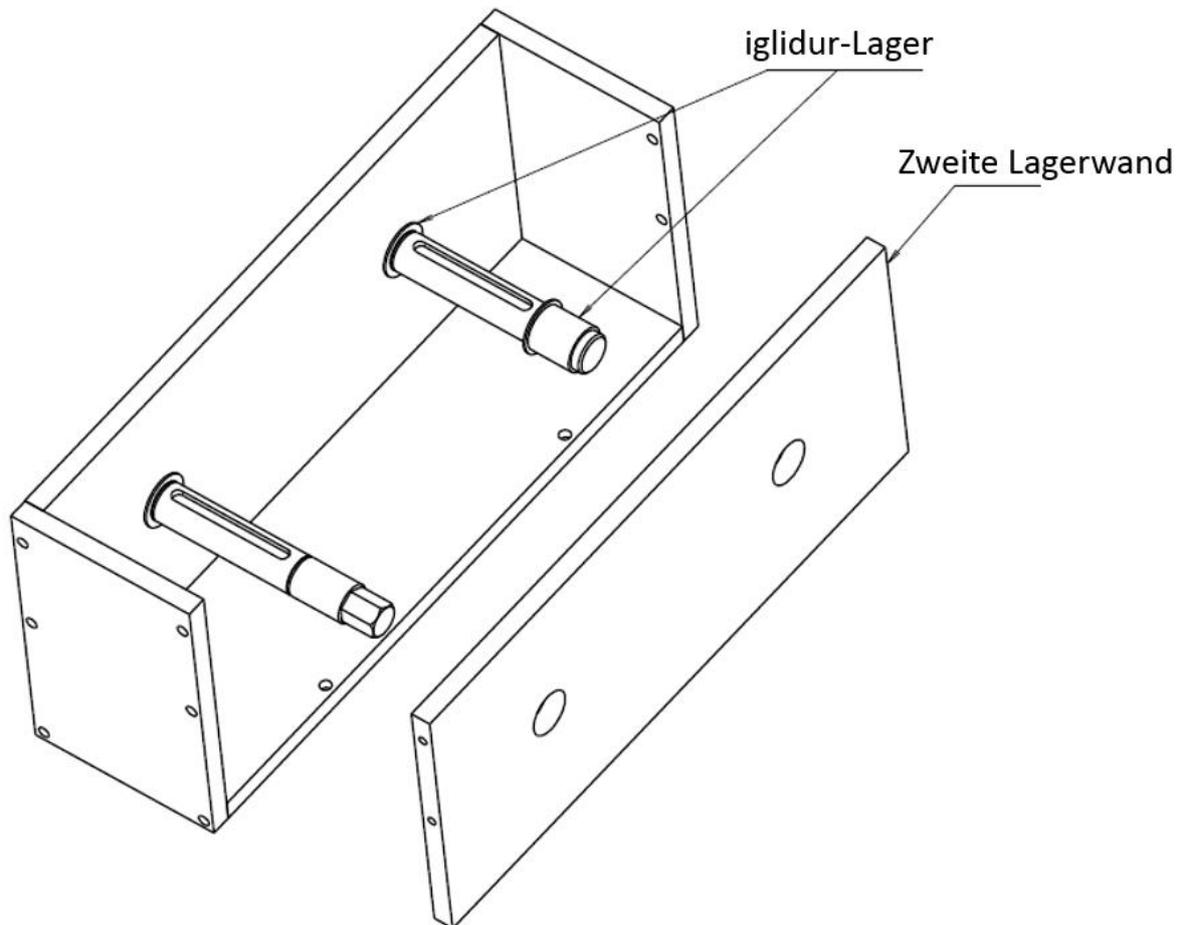
$$p_{1,eq} = 22,56 \frac{N}{mm^2} < 462 \frac{N}{mm^2} = 1 * 462 \frac{N}{mm^2} = f_W * p_{zul,P} = p_{1,eq,zul,P}$$

$$p_{1,max} = 27,93 \frac{N}{mm^2} < 693 \frac{N}{mm^2} = 1,5 * 462 \frac{N}{mm^2} = f_L * p_{zul,P}$$

Aus den Festigkeitskriterien ergeben sich entsprechend große Sicherheiten. Die Passfederverbindung kann somit verwendet werden.

## 4.9 Prüfstand

Um die in Kapitel 4.6 bereits erwähnte Funktion der Drehmomentübertragung zu überprüfen, wird ein einfacher Prüfstand konstruiert und der Fertigung übergeben (siehe Abbildung 68).



**Abbildung 68: Zusammenstellungszeichnung vom Prüfstand**

Nicht dargestellte Elemente in Abbildung 68:

- Gleitlager rechts, Passfeder, Sicherungsringe und Scheiben der zweiten Welle
- Passfeder, Sicherungsringe und Scheiben der eingezeichneten Welle
- Gehäuseschrauben

Da eine in der Mitte geteilte Lagerwand aufgrund der Bohrungen für die Lager fertigungstechnisch aufwendiger ist, wird auf eine Teilung verzichtet. Alle Bohrungen haben denselben Durchmesser (22mm). Die zwei gleichen Wellen haben bis auf die Nuten für die Sicherungsringe und dem Sechskant am Wellenende keinen Absatz. Beim Einbau der Lager sind die in Kapitel 4.10 angeführten Hinweise zu beachten. Die in Abbildung 68 gekennzeichnete zweite Lagerwand wird als letztes Element

montiert. Ursprünglich war ein Holzgehäuse geplant, jedoch aufgrund intern fehlender Ressourcen gegenüber einem Aluplattengehäuse vernachlässigt.

Tabelle 16 zeigt die Stückliste für den Prüfstand. Die vier gleichen Gleitlager wurden mit dem Tool zur Lebensdauerberechnung auf der Homepage von igus berechnet [40]. Die Lagerbreite überragt zwar die Plattendicke, was für den kurzen Gebrauch jedoch vernachlässigbar ist. Die Normteile sind entsprechend den Normen ausgewählt.

Produkt	Beschreibung	Anzahl
Aluminiumplatte	Zultner Bandmaterial AlMgSi0,5 140x10x6000mm	1
Gleitlager	iglidur JFM-1922-23	4
Passfeder	A6x6x63 DIN 6885	2
Sechskantschraube	mit Schaft M5x25, 8.8, DIN 931	12
Sicherungsring	DIN 471 19 x 1,2	4
Verstellscheiben	RF100b + Riemen 22x7x601	1
Welle	19mm Durchmesser, S355	2
Zylinderschraube	mit Innensechskant M5x18, 8.8, DIN 912	4

**Tabelle 16: Stückliste für den Prüfstand**

Die Konstruktion ermöglicht es die Orientierung der Wellen (z.B. Sechskantseite auf derselben Seite) beliebig zu wählen. Bei der Versuchsdurchführung wird jeweils ein Wellenende mit einem Ringschlüssel (Schlüsselweite 15) festgehalten. Dadurch wird die Welle in einer Drehrichtung blockiert. Die andere Welle wird mit einem Drehmomentmesser betätigt. Das maximal übertragbare Drehmoment wird erreicht, sobald augenscheinlich Gleiten zwischen Riemen und Scheibe auftritt (siehe Abbildung 69).



**Abbildung 69: Versuchsdurchführung am Prüfstand**



Aufgrund von Messfehlern und nicht idealer Bedingungen weichen die Werte voneinander ab. Diese sind jedoch im tolerierbaren Bereich. Die Forderung des übertragbaren Moments aus Kapitel 4.1.1 ist somit erfüllt.

Der Versuch zeigt zudem, dass ein **Betätigungsmoment von 2Nm** notwendig ist, was das Lenkgefühl leicht beeinträchtigt. Mögliche Ursachen für die erhöhte Reibung sind:

- zu raue Wellen an den Lagerstellen,
- ungenügende Reibeigenschaften der Lagerstirnflächen,
- ungünstiger Kraftangriffspunkt der Wand auf Lagermantel der Regelscheibe, Druck auf Innenring des Lagers (siehe 4 in Abbildung 70) oder
- schlechter Wirkungsgrad des Getriebes (Verlust durch „Herausziehen“ des Riemens aus den Scheiben)

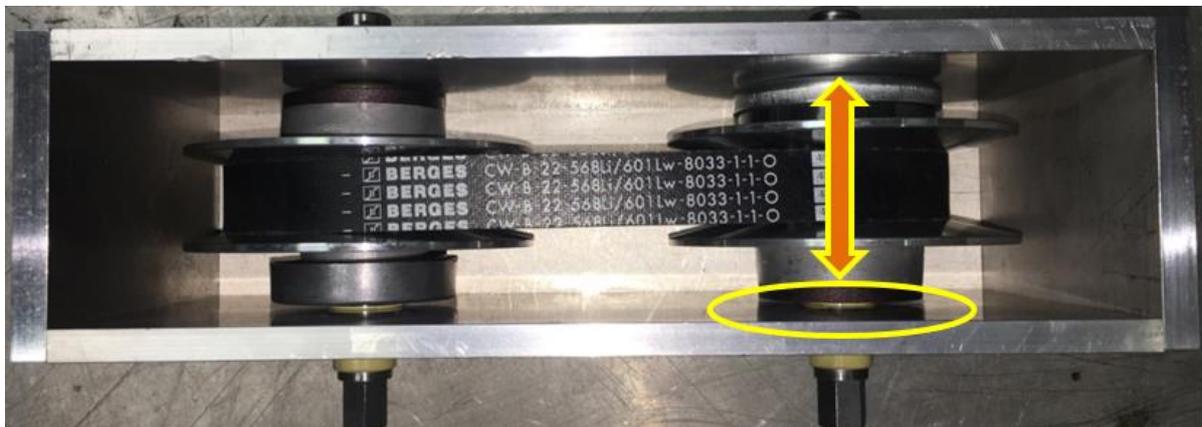
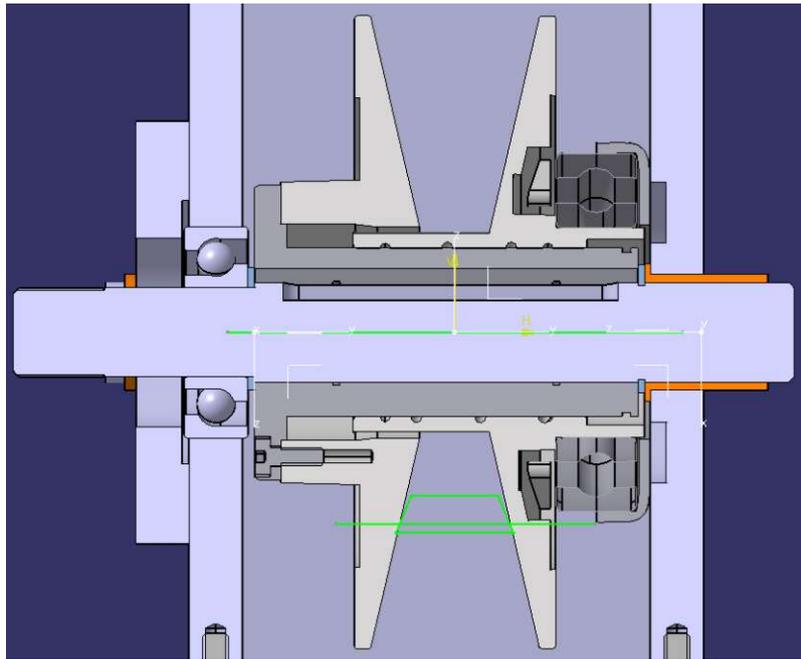


Abbildung 71: Axiale Beanspruchung der Regelscheibe

Folgende Maßnahmen werden folglich gesetzt:

- Glättung der Lagerstellen auf der Welle,
- Austausch des axial beanspruchten Gleitlagers auf der Regelscheibe (siehe Markierung in Abbildung 71)
- Aussparung der Lagerwand für gezielten Kraftangriffspunkt der Wand auf den Lagermantel (siehe Abbildung 72). Hierbei wurde der Innendurchmesser vom Topf der übernommen.



**Abbildung 72: Anpassung der Regelseite durch ein Wälzlager (links) und Lagerwandausparung (rechts) bei einem Wirkdurchmesser von 31mm**

Trotz der durchgeführten Maßnahmen ist bei der wiederholten Messung keine Verbesserung hinsichtlich des Betätigungsmoments zu verzeichnen. Abbildung 73 zeigt die Messung am konstruktiv neu umgesetzten Prüfstand.



**Abbildung 73: Wiederholte Messung am veränderten Prüfstand**

Dennoch wird für die eigentliche Konstruktion an betroffener Stelle ein SKF Schrägkugellager 7204 BECBM verwendet, da die axiale Belastung nicht zu vernachlässigen ist. Der suboptimale Wirkungsgrad des Getriebes muss somit durch die unterstützende Servolenkung ausgeglichen werden.

Eine weitere Erkenntnis, die der Prüfstand bringt, ist, dass sich kein festes Übersetzungsverhältnis einstellt. Der Wirkradius weicht ungefähr 1-2mm während des Laufes ab.

## 4.10 iglidur - Kunststofflager

Entsprechend der Variantenbewertung in Kapitel 4.10 werden iglidur® Kunststoff-Gleitlager von igus® verwendet. Diese vereinen folgende Vorteile [40]:

- kostengünstig,
- 100% wartungs- und schmierfrei,
- hohe Chemikalienbeständigkeit,
- einsetzbar in extremen Temperaturen,
- verschleißfest bei Schmutz und Staub,
- leicht,
- geräuschlos,
- gut bei Kantenlasten und
- maßgeschneiderte Individuallösungen ab Stückzahl 1.

Die Hochleistungspolymere sind homogen aufgebaut und bestehen aus [40]:

- Basispolymeren,
  - zur Erhöhung der Verschleißfestigkeit,
- Verbundstoffen,
  - zur Verstärkung der Lager, um höhere Kräfte und Kantenbelastungen aufzunehmen und
- Festschmierstoffen
  - zur selbstständigen Schmierung und Verringerung der Reibung.

Die Festschmierstoffe sind in dem meistens faserverstärkten Material als mikroskopisch kleine Partikel eingebettet. Indem sie sich millionenfach in kleinen Kammern befinden, können sich die Festschmierstoffe nicht wegdrücken und sind immer da, sobald eine Relativbewegung auftritt [40].

Grundsätzlich unterscheidet man zwischen zwei Bauformen. Die Bauform F hat im Gegensatz zur Bauform S noch ein Bund bzw. Flanschseite die auch die teilweise bedingte Aufnahme von Axialkräften erlaubt (Abbildung 74) [40].

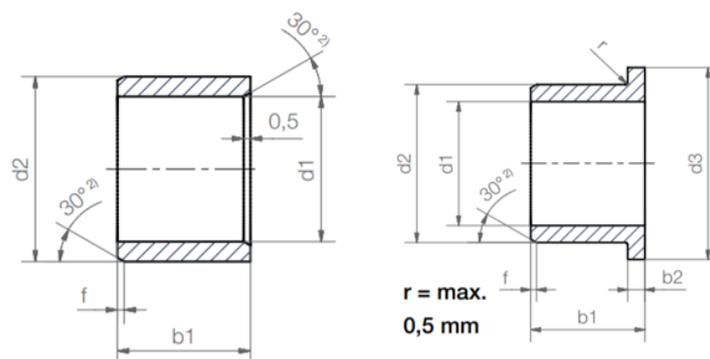


Abbildung 74: iglidur Feststofflager Bauform S (links) und Bauform F (rechts) [40]

Die Iglidur-Gleitlager sind Einpressbuchsen, welche in eine H7-Aufnahmebohrung mit der entsprechenden Toleranz eingepresst werden. Die Bohrungen sollten möglichst glatt, eben und angefast sein. Um einen sicheren Presssitz des Lagers zu gewährleisten, kann das Einpressübermaß mit bis zu 2% vom Innendurchmesser abweichen. Die Lager werden mit einem ebenen Stempel montiert. Zentrier- oder Kalibrierdornen sind aufgrund von möglichen Beschädigungen zu vermeiden.

Zur Lebensdauerberechnung bietet die Homepage ein Tool an, welches das optimale Lager ermitteln lässt.

## 4.11 Bauteilanordnung und Kollisionsprüfung

Die Wahl des Achsabstandes in Kapitel 4.6 liegt unter anderem der zu verhindernden Bauteilkollision zu Grunde. Dies betrifft vor allem die Verstelleinheit, da diese als Erweiterung auf der Welle der Regelscheibe sitzt. Die Anordnung der Einheit ist deshalb maßgeblich für die Konstruktion und ist überlegt zu wählen. Prinzipiell ergeben sich zwei Gestaltungsmöglichkeiten, mit entsprechenden Auswirkungen:

- Verstelleinheit vorne (=lenkradseitig)
  - 30% Leistungsverlust, da die Einheit auf der getriebenen Welle sitzt (siehe Kapitel 4.6),
  - zusätzlicher Abstand von knapp 100mm, um eine Kollision zwischen Verstelleinheit und Lenkrad zu verhindern
- Verstelleinheit hinten (=lenkspindelseitig)
  - kein Leistungsverlust,
  - kein zusätzlicher Abstand.

Es wird ersichtlich, dass die zweite Ausführung konstruktiv mehr Sinn macht und folglich durchgeführt wird (siehe Abbildung 75). Des Weiteren besteht die Möglichkeit die Verstelleinheit um ihre Achse zu verdrehen, sodass das Handrad aus Sicht des Fahrers nach unten oder rechts zeigt. Der sich einzig ergebende Vorteil durch eine Orientierung des Handrades nach unten ist die Möglichkeit des Ablesens der eingestellten Übersetzung (Anzeige befindet sich auf der Oberseite der Einheit).

Eine Kollisionsüberprüfung zwischen der am Getriebegehäuse angeflanschten Verstelleinheit und Lenksäulenverkleidung wird in CATIA durchgeführt (siehe Abbildung 75). Dabei wurden die für den Variator definierten Achsabstände aus Abbildung 65 berücksichtigt. Um den Einsatz des Getriebes auch bei Fahrzeugmodellen mit voluminöserer Lenksäulenverkleidung zu gewährleisten, wurde ein Puffer berücksichtigt und der bereits in Kapitel 4.5.6 ermittelte Achsabstand gewählt.

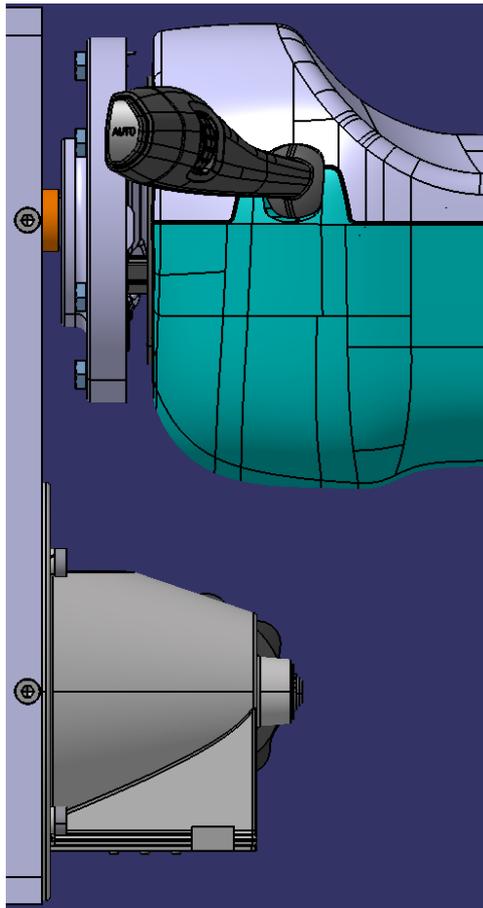


Abbildung 75: Kollisionsprüfung

## 4.12 Integration des Getriebes

Mit der Integration des Getriebes ist die Verbindung der Getriebeeingangswelle mit dem Lenkrad und der Getriebeausgangswelle mit der Lenkspindel gemeint.

### 4.12.1 Verbindung Getriebeausgangswelle - Lenkspindel

Bei dieser Verbindung wird ein zugeschnittenes Teil der Lenkradnabe als Flanschteil für einen Adapter verwendet. Das Nabenteil, welches kreisförmig ausgeschnitten wird, ist original durch die Sperrzahnschraube axial gesichert. Das Nabenteil und der Adapter werden mit M6 Senkkopfschrauben verschraubt. Der Adapter ist mit der Getriebeausgangswelle durch ein Polygonprofil formschlüssig verbunden und über eine Zylinderkopfschraube mit flachem Kopf axial gesichert (siehe Abbildung 76). Damit sich die Schraube nicht losdreht wird zusätzlich ein löslicher Klebstoff (LOCTITE 221 oder 222) aufgebracht. In einigen Fällen müssen auch die Löcher für die Stecker im Adapter erweitert werden. Im ungünstigsten Fall muss der Adapter neu gefertigt werden, damit die freihängenden Systeme (Knöpfe, ...) angeschlossen werden können.

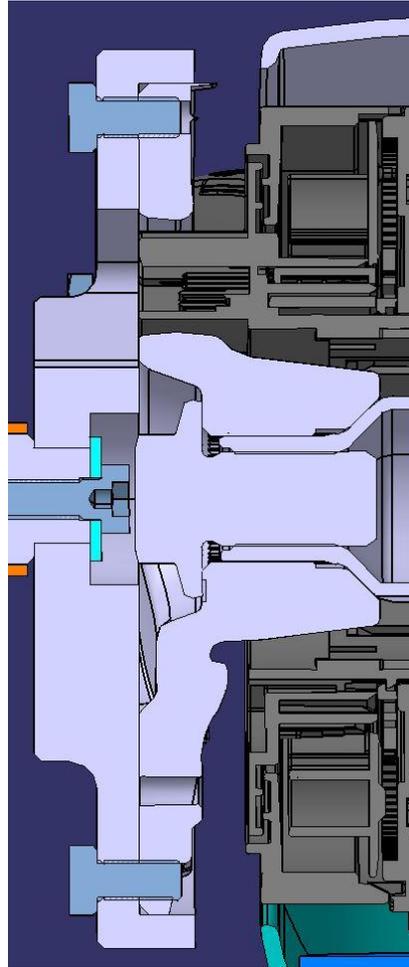


Abbildung 76: Verbindung der Getriebeausgangswelle mit der Lenkspindel

#### 4.12.2 Verbindung Getriebeeingangswelle - Lenkrad

Da das Originallenkrad bereits für die Verbindung zwischen Getriebeausgangswelle und Lenkspindel verwendet wird, wird ein Sportlenkrad (R368) der Firma Sparco mit einem Außendurchmesser von 380mm und einer Tiefe von 65mm zugekauft. Dies hat folgende Vorteile:

- flacherer Bauraum (ca. 30mm im Vergleich zum F15),
- kleineres Gewicht,
- unabhängig vom Fahrzeug (keine Veränderungen notwendig),
- optisch eleganter.

Die Verbindung der Getriebeeingangswelle mit dem Lenkrad erfolgt über einen Adapter. Dieser ist genauso wie die Ausgangswelle formschlüssig über eine Polygonverbindung mit dem Wellenende verbunden (siehe Abbildung 77). Analog zu einer herkömmlichen Lenkradanbindung wird der Adapter mittels Sperrzahnschraube axial gesichert. Zusätzlich wird das Lenkrad noch mit M5 Senkkopfschrauben verschraubt. Auf den Zukauf eines Schnellverschlusses wurde hier bewusst verzichtet, da dieser bedeutende Bauraumtiefe in Anspruch nimmt.

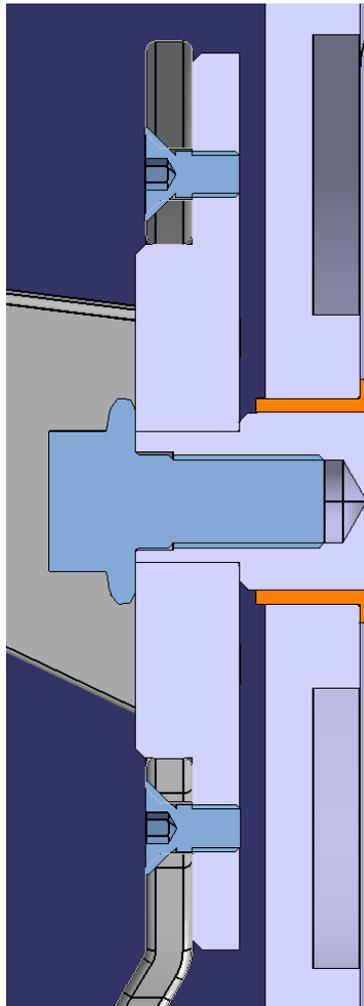


Abbildung 77: Verbindung vom Lenkrad mit der Getriebeeingangswelle

### 4.12.3 Polygonprofil P3G nach DIN 32711-1

Beim Polygonprofil P3G handelt es sich um ein Gleichdick, welches eine Sonderform der Trochoide darstellt. Im Vergleich zu einer Kerbverzahnung weist das Profil neben dem geringeren und wirtschaftlicheren Fertigungsaufwand folgende Vorteile auf (DIN 32711-1):

- geringe bzw. keine Kerbwirkung,
- höhere Drehmomentübertragungen als andere formschlüssige WNV,
- Selbstzentrierung von Welle und Nabe unter Drehmoment,
- Kein Werkzeugauslauf nötig, was einen direkten Anschluss an einen Wellenbund ermöglicht.

Die Geometrie des Profils ist in Abbildung 78 definiert. Die zeichnerische Darstellung stellt einen vereinfachten Konturzug aus Kreisbogenabschnitten dar.

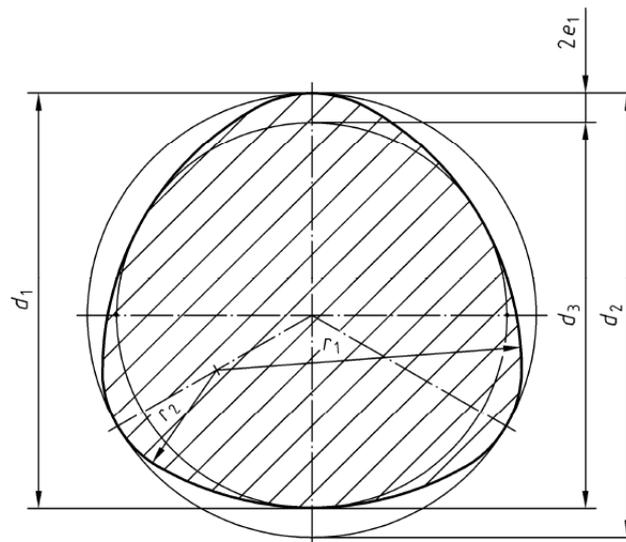


Abbildung 78: Polygonwellen-Profil P3G nach DIN 32711-1

Entsprechend dem Wellendurchmesser der Getriebeeingangs- und ausgangswelle (19mm) kommen für das Profil nur die Nenngrößen 14mm und 16mm in Frage (siehe DIN 32711-1, Tabelle 1 bzw. Abbildung 79).

Maße in Millimeter

Nenngröße	Welle				Nabe				Schleifscheibendurchmesser $d_7$	$e_2$	$r_1$	$r_2$
	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$e_1$	$d_4$	$d_5$	$d_6$	Vorbohrung für $d_6$				
	g6 k6			js4	H7			H8	max.			
14	14	14,88	13,12	0,44	14	14,88	13,12	12,9	5	0,44	9,86	4,14
16	16	17	15	0,5	16	17	15	14,8	6,3	0,5	11,25	4,75
18	18	19,12	16,88	0,56	18	19,12	16,88	16,6		0,56	12,64	5,36

Abbildung 79: Nenngrößen für P3G nach DIN 32711-1 Tabelle 1

Die in Abbildung 78 angeführten Radien sind hierbei wie folgt definiert:

$$r_1 = \frac{d_1}{2} + 6,5e_1 = \frac{14\text{mm}}{2} + 6,5 * 0,44\text{mm} = 9,86\text{mm}$$

$$r_2 = d_1 - 2e_1 = 14\text{mm} - 9,86\text{mm} = 4,14\text{mm}$$

Für die Tragfähigkeitsberechnung wird die DIN 32711-2 herangezogen.

Polares Widerstandsmoment

$$W_P = \frac{d_1 + 4e_1}{d_1 + 8e_1} * \frac{A^4}{20 * I_P * d_1} = \frac{14\text{mm} + 4 * 0,44\text{mm}}{14\text{mm} + 8 * 0,44\text{mm}} * \frac{(151,5\text{mm}^2)^4}{20 * 3678,43\text{mm}^4 * 14\text{mm}}$$

$$= 460,16\text{mm}^3$$

Dabei berechnet sich die Querschnittsfläche des Profils zu:

$$A = \frac{\pi d_1^2}{4} - 4\pi e_1^2 = \frac{\pi * (14\text{mm})^2}{4} - 4\pi * (0,44\text{mm})^2 = 151,5\text{mm}^2$$

und das polare Trägheitsmoment

$$\begin{aligned} I_P &= \frac{\pi d_1^4}{32} - \frac{3\pi * d_1^2 * e_1^2}{4} - 6\pi e_1^4 \\ &= \frac{\pi 14\text{mm}^2}{32} - \frac{3\pi * 14\text{mm}^2 * 0,44\text{mm}^2}{4} - 6\pi * (0,44\text{mm})^4 = 3678,43\text{mm}^4 \end{aligned}$$

Torsionsspannung in der Welle:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{13.000\text{Nmm}}{460,16\text{mm}^3} = 28,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Flächenpressung:

$$\begin{aligned} p &\approx \frac{T}{l * \left(0,75\pi * d_1 * e_1 + \frac{d_1^2}{20}\right)} = \frac{13.000\text{Nmm}}{8\text{mm} * \left(0,75\pi * 14\text{mm} * 0,44\text{mm} + \frac{(14\text{mm})^2}{20}\right)} \\ &= 66,83 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq p_{zul} \approx 0,9 * R_{p0,2} = 0,9 * 190 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 171 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

Wobei die 0,2% Dehngrenze vom Adapter aus AlMgSi0,5 verwendet wurde, da diese kleiner als die von dem Wellenmaterial ( $355 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ ) ist.

Kleinste Nabenwanddicke  $s$  für  $d_4 \leq 35\text{mm}$ :

$$s \geq 1,44 * \sqrt{\frac{T}{\sigma_{z,zul,Nabe} * l}} = 1,44 * \sqrt{\frac{13.000\text{Nmm}}{190 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 8\text{mm}}} = 4,2\text{mm}$$

Die Norm macht darauf aufmerksam, dass für die Herstellung eines P3G Werkstücks die unter Geometriedefinitionen angegebenen Gleichungen der Polygonkurve zu verwenden sind. Nach Absprache mit der internen Fertigung bei Magna genügt jedoch die vereinfachte Definition, so wie sie in Abbildung 78 dargestellt ist. Mit dem vorhandenen Fertigungsmitteln kam auch die Vorgabe, dass die Länge des Gleichdicks mit maximal  $l \leq 12\text{mm}$  gefertigt werden kann.

## 4.13 Zahnriemenrad

Offene Riemengetriebe gehören zu der meist verwendeten Bauart mit dem einfachsten Aufbau. Diese Anordnung ist auch für wechselnde Drehrichtungen geeignet [16, S. 148] [34, S. 359].

Der Zahnriemen kombiniert die Vorteile von Ketten und Riemen [16, S. 179] [34, S. 359]:

- konstante Übersetzung,
- kein Polygoneffekt, wie bei einer Kette mit geringer Zähnezahl,
- schlupffrei,
- kleine Vorspannung,
- wartungsfrei (keine Schmierung erforderlich) und
- unempfindlich gegen Öl und Benzin.

Nachteilig sind jedoch die stark reduzierte Tragfähigkeit bei Überlast (maximale Umfangskraft  $F_t \approx 5000N$ ) und die Stoßempfindlichkeit [16, S. 179] [34, S. 359]

Der Zahnriemen besteht aus den folgenden Elementen [17, S. 179] [34, S. 359f]:

- Zugstrang: besteht aus spiralig gewickelten Stahl- oder Glasfaserlitzen (Endlosriemen) hoher Zugfestigkeit und kleiner Dehnung. Dadurch wird die Teilung bei unterschiedlichen Belastungen möglichst konstant gehalten.
- Biegsamer Riemenkörper: umhüllt den Zugstrang und dient als Mittel zur Übertragung der Kräfte vom Zugstrang auf die Zahnscheibe bzw. umgekehrt. Daher weist der Körper eine hohe Scherfestigkeit auf. Er besteht i.d.R. aus Neoprenmischungen (vulkanisiert) oder Polyurethan (gegossen).
- Laufschrift: zur Verbesserung der Verschleißfestigkeit und Reduzierung der Reibungszahl bei Neopren wird die gezahnte Seite des Riemens mit einem Nylongewebe armiert.

Aufgrund der unterschiedlich großen Kraft und Dehnung im Last- und Leertrum ist der Riemen über den Umschlingungsbogen, von Zahn zu Zahn, unterschiedlich beansprucht. D.h., dass die Teilung des Riemens auch veränderlich ist. Deshalb wird die Teilung der Zahnscheiben meist so gewählt, dass sie bei Vollast mit der Riementeilung übereinstimmt (und zwar mit dem Mittelwert der Teilung im Last- und Leertrum). Da mit abnehmender Belastung immer weniger Zähne tragen, müssen die Zahnflanken der Scheiben etwas größer sein als die Zahndicke am Riemen. Weitere Ursachen für Teilungsdifferenzen sind Überbelastung oder zu hohe Vorspannung. Diese führen zu Eingriffsstörungen (Klettern) und Verschleiß der Zahnflanken [16, S. 179].

#### 4.13.1 Auswahl des Zahnriemenantriebs

Folgenden Eigenschaften müssen dem Zahnriemenantrieb genügen:

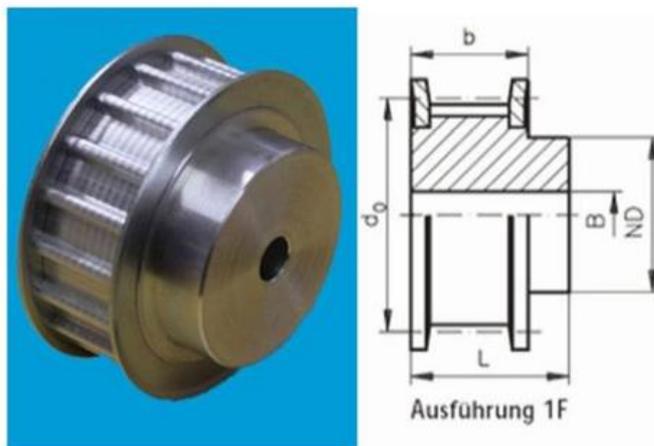
- Geringes Zahnspiel,
- Geringe Zahnverformung,

- Große spezifische Zahnkraft,
- Geringe Achslast
  - relativ großer Durchmesser bei geringer Breite
- Achsabstand von 168mm

Durch Zuhilfenahme eines Online-Kalkulators [41] und der Beratung durch Herrn Dipl.-Ing. Richard Pankratz eines Onlineshops [39] wurde folgender Antrieb gewählt [39]:

### Zahnriemenrad Profil AT10; 22 Zähne; Riemenbreite 16 mm

Beschreibung:	Zahnriemenrad
Material:	Aluminium 6082-T6, UNI 9006. Bordscheiben Stahl verzinkt
Typ	31 AT10/22
Zähnezahl	22
Ausführung	1F
Riemenbreite [mm]	16
Außen-Ø	
Zahnscheibe [mm]	68,15
Außen-Ø	
Bordscheibe [mm]	75
d o [mm]	70,03
ND [mm]	52
b [mm]	21
L [mm]	31
Vorbohrung B [mm]	8



### Zahnriemen Profil AT10; Wirklänge 560 mm, Riemenbreite 16 mm

Beschreibung:	Zahnriemen
Material:	Polyurethan (PU) mit Stahlzugstrang
Wirklänge	560
Zähnezahl	56
Riemenbreite [mm]	16
Gewicht [kg]	0.101

Abbildung 80: Gewählter Zahnriemenantrieb [39]

Da der Antrieb für einen Achsabstand von 170mm vorgesehen ist und somit um 2mm von der gewünschten Distanz abweicht, wird dieser durch eine Spannvorrichtung (siehe Kapitel 4.13.3) kompensiert.

Das AT Profil (=advanced T-Profile) ist eine Weiterentwicklung des bewährten trapezförmigen T-Profils, welche unter anderem bei Leistungsantrieben bevorzugt wird. Aufgrund der größten Zahnbreite weist er die höchste Zahnscherfestigkeit bzw.

größte zulässige spezifische Zahnkraft aller trapezförmigen Profile auf. Die geringe Zahnverformung, die vergleichsweise starken Corde und geringe Zahnspiel ermöglichen bei Linearantrieben eine Positioniergenauigkeit unter Last. Im Gegensatz zu den anderen trapezförmigen Profilen stützt sich der AT-Zahn auf der Zahnkopffläche in der Zahnücke der Scheibenverzahnung ab. Der große Zahnkopf führt folglich zu einem geringen Zahnverschleiß bzw. einer höheren Zahnbelastbarkeit [42, S. 20].

Tabelle 18 zeigt die Abmessungen (siehe Abbildung 81) für verschiedene AT-Profile

Profil	Teilung	Gesamthöhe	Zahnhöhe	Zahnbreite	Flankenwinkel
	$t$ [mm]	$h$ [mm]	$h_t$ [mm]	$b$ [mm]	$\beta$ [°]
<b>AT5</b>	5,0	2,7	1,2	2,5	50
<b>AT10</b>	10,0	4,5	2,5	5,0	50
<b>AT20</b>	20,0	8,0	5,0	10,0	50

Tabelle 18: Abmessungen für AT-Profile [42, S. 20]

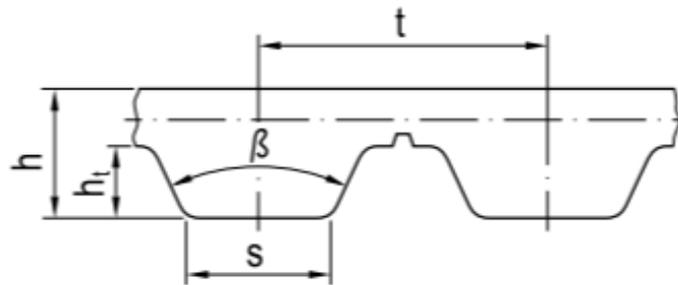


Abbildung 81: AT-Profil

Lt. Fertigung kann die Nabe des Zahnrades mit einer kleinen Vorrichtung auf bis zu 21mm plangedreht werden. Dadurch kann die Gesamtbreite von 31mm auf 21mm reduziert werden.

#### 4.13.2 Nachweis der erforderlichen Riemenbreite und Länge

Die Flankenpressung zwischen den Zahnflanken und der Riemenscheibe liegt der Auslegung des Zahnriemens zu Grunde. Es gilt [34, S. 360f]:

$$p * b * h * z_e = F_{tGes} \left( = \frac{P_{max}}{v} = \frac{P_{nenn} * c}{v} \right)$$

Durch Umformung dieser Gleichung lässt sich die erforderliche Riemenbreite errechnen:

$$b_{erf} = \frac{F_{tGes}}{p_{zul} * h * z_e} \left( = \frac{P_{nenn} * c}{v * p * h * z_e} \right)$$

Die zulässige Flankenpressung  $p_{zul}$  ist abhängig von der Riemengeschwindigkeit (siehe Tabelle 19)

$v$ in m/s	0	10	20	40	50	60
$p_{zul}$ in N/mm <sup>2</sup>	1,5	0,8	0,6	0,4	0,3	0,3

**Tabelle 19: zulässige Flankenpressung in Abhängigkeit von der Riemengeschwindigkeit [34, S. 361]**

Da diese vernachlässigbar klein ist, entspricht die zulässige Flankenpressung

$$p_{zul} = 1,5 \frac{N}{mm^2}$$

Aufgrund der Übersetzung von  $i = 1$  stimmt die Zähnezahzahl des ersten Rades  $z_1$  mit der des zweiten Rades  $z_2$  überein:

$$z_1 = z_2$$

Die Anzahl der sich im Eingriff befindenden Zähne  $z_e$  entspricht somit der Hälfte von  $z_1$  bzw.  $z_2$ . Allgemein lässt sich  $z_e$  auch durch die Formel [34, S. 361]

$$z_e = \frac{z_1 * \alpha}{360^\circ} = \frac{22 * 180^\circ}{360^\circ} = 11$$

berechnen. Mit der Riemenhöhe  $h = 5mm$  und einer gesamten Umfangskraft von

$$F_{tGes} = \frac{M_{t,max}}{\frac{d_a}{2}} = \frac{13.000Nmm}{\frac{68,15mm}{2}} = 381,51N$$

ergibt sich die erforderliche Riemenbreite zu:

$$b_{erf} = \frac{381,51N}{1,5 \frac{N}{mm^2} * 5mm * 22} = 4,62mm$$

Man beachte, dass mit zunehmender Teilung die übertragbare Umfangskraft, aber auch der Mindestdscheibendurchmesser und das Laufgeräusch zunimmt.

Die Riemenwirklänge  $L_W$  ist aufgrund der zwei gleich großen Räder leicht zu berechnen:

$$L_W = 2 * e + \pi * d_W = 2 * 168mm + \pi * 70,03mm = 556mm$$

Gegenüber der bestellten Riemenwirklänge  $L_W = 560mm$  ergibt sich eine Abweichung von  $4mm$ .

### 4.13.3 Spannvorrichtung

Wie bereits im vorigen Kapitel 4.13.3 erwähnt, muss der um  $4mm$  zu langen Riemen durch eine Spannvorrichtung vorgespannt werden. Daneben gilt es auch die Dehnung von bis zu 1% ( $L_{W,1\%} = 565,6mm$ ) auszugleichen.

Aufgrund der wechselnden Beanspruchung des Getriebes wird der Leertrum zum Lasttrum bzw. umgekehrt. Bei einer gefederten Spannvorrichtung müsste somit der zum Lasttrum gewordene Leertrum gegen die Federkraft arbeiten und diese überwinden. Da sich dieses Verhalten in der Lenkung bemerkbar machen würde, wird auf eine Federung verzichtet.

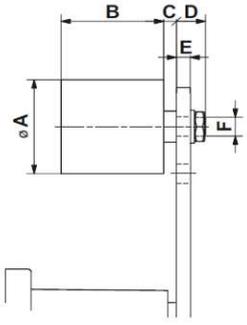
Auf der Suche nach Spannvorrichtungen in den passenden Größendimensionen wurde kein geeignetes Produkt gefunden. Es wird lediglich eine Spannrolle der Firma *Rosta* verwendet, welche im Original über ein Gummiblock gedämpft ist [43]. Es wird die kleinste Rolle (Typ R 11) gewählt (siehe Abbildung 82)



**Spannrolle standard Typ R (blau)**

## Zubehör Riementriebe

### Spannrolle Typ R und RL



Typ	Art.-Nr.	Drehzahl max. [min <sup>-1</sup> ]	max. Riemenbreite	A	B	C	D	E max.	F	Anziehungsmoment ökt.-Mutter [Nm]	zu SE Nenngröße	Gewicht [kg]
<b>R 11</b>	06 580 001	8000	30	30	35	2	14	5	M8	25	11	0.08
<b>R 15/18</b>	06 580 002	8000	40	40	45	6	16	7	M10	20	15/18	0.17

**Abbildung 82: Spannrollen der Firma Rosta [43]**

Unter Berücksichtigung des Rollendurchmessers und der restlichen Geometrie wird eine Eigenkonstruktion vorgenommen. Dazu muss im ersten Schritt die minimale und maximale Vorspanntiefe ermittelt werden. Tabelle 20 zeigt die sich ergebende Wirklänge und erforderliche Vorspanntiefe bei gegebenem Trumwinkel  $\alpha$ .

Achsabstand $A$ [mm]	168				
Wirkdurchmesser Zahnriemenrad $D_W$ [mm]	70,3				
Wirkdurchmesser Spannrolle $d_W$ [mm]	$30 + 0,75 * h = 30 + 0,75 * 4,5 = 33,38$				
Trumwinkel $\alpha$ [°]	0	10	13	15	20
In CATIA gemessene Riemenwirklänge zwischen Rad und Rolle $x$ [mm] (siehe Abbildung 83)	84	76,18	74,27	73,11	69,37
Riemenwirklänge $L_W$ [mm] (gerundet)	556	558	560	561	565
Vorspanntiefe $y$ [mm] (gerundet)	0	14	18	21	27

**Tabelle 20: Riemenwirklängen bei fixem Achsabstand, Wirkdurchmessern und variablem Trumwinkel**

Dabei wird die Wirklänge wie folgt berechnet:

$$L_W = A + 2 * \frac{D_W}{2} * (180^\circ + \alpha) * \frac{\pi}{180^\circ} + 2 * \frac{d_W}{2} * \alpha * \frac{\pi}{180^\circ} + 2 * x$$

In Abbildung 83 ist die Riemenwirklänge abgebildet. Daraus lässt sich die Länge zwischen Rad und Rolle ermitteln und für die Berechnung verwenden.



Abbildung 83: Darstellung der Riemenwirklänge in CATIA

Aus Tabelle 20 geht somit hervor, dass die nötige Vorspanntiefe  $y_{min} \approx 18\text{mm}$  betragen muss, um die Spannung des um  $4\text{mm}$  längeren Riemen zu erreichen. Die Tatsache, dass die Spannrolle auf den Außendurchmesser wirkt, ist in dem Fall vernachlässigbar klein ( $0,25 * h = 0,25 * 4,5\text{mm} = 1,125\text{mm}$ ). Die maximale Auslenkung  $y_{max}$  für den Fall der maximalen Dehnung ( $L_{W,1\%} = 565,6\text{mm}$ ) beträgt  $y_{max} = 27\text{mm}$ . Um die Riemenmontage bzw. Demontage zu erleichtern werden  $y_{Montage} = 5\text{mm}$  von der nötigen Vorspanntiefe  $y_{min}$  abgezogen. D.h., dass die Rolle bei einem gegebenen Abstand von  $70\text{mm}$  zur Innenwand des Gehäuses einen Mindestabstand  $A_{Rolle,Innenwand}$  von

$$\begin{aligned}
 A_{Rolle,Innenwand,min} &= A_{Rad,Innenwand} - \frac{D_W}{2} + y_{min} - y_{Montage} - \frac{d_W}{2} \\
 &= 70\text{mm} - \frac{70,03\text{mm}}{2} + 18\text{mm} - 5\text{mm} - \frac{33,38}{2} \approx 31,3\text{mm}
 \end{aligned}$$

betragen muss. Der maximale Abstand zwischen Innenwand und Rollenachse ist:

$$\begin{aligned}
 A_{Rolle,Innenwand,max} &= A_{Rad,Innenwand} - \frac{D_W}{2} + y_{max} - \frac{d_W}{2} \\
 &= 70\text{mm} - \frac{70,03\text{mm}}{2} + 27\text{mm} - \frac{33,38}{2} \approx 45,3\text{mm}
 \end{aligned}$$

Mit diesen Rahmenbedingungen und Möglichkeit die Spannvorrichtung relativ leicht zu bedienen ergibt sich die Konstruktion nach Abbildung 84. Die linke Seite zeigt die Spannvorrichtung bei  $(y_{min} - y_{Montage})$ , während rechts die Rollenachse maximal ausgelenkt ist  $(y_{max})$ .

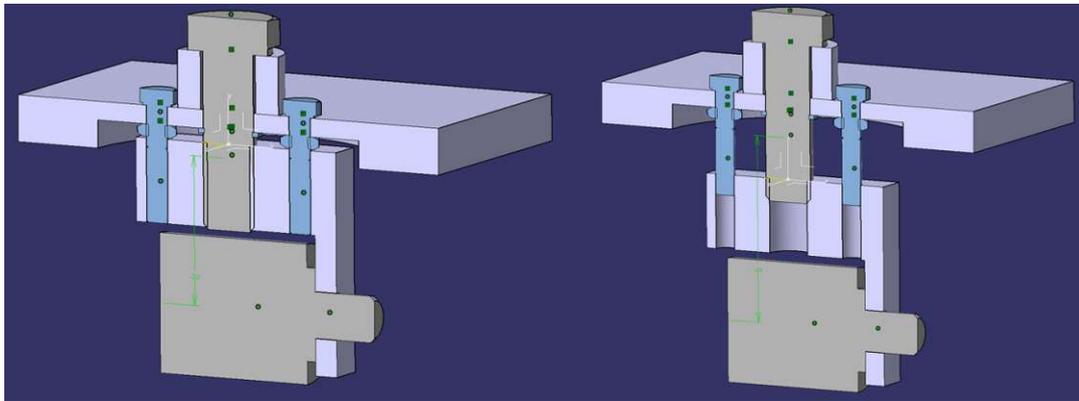


Abbildung 84: Minimal (links) und maximal (rechts) ausgelenkte Spannvorrichtung

Während die zwei seitlichen M5 Schrauben, welche mittels flachen Sechskantmuttern mit dem Gehäuse verschraubt sind, lediglich als Führungsstifte dienen, führt die Verdrehung der M12 Schraube zu einem Verstellen der Gabel. Ein Sicherungsring auf der der großen Schraube verhindert das Herausdrücken der Verstellerschraube. Die benötigten Teile sind in Tabelle 21 zusammengefasst.

Produkt	Beschreibung	Anzahl
Sechskantschraube – ohne Schaft	M5x25, DIN 933,	2
Sechskantmuttern – niedrige Form	ISO 4035:1986 bzw. EN 24035:1991	2
Sechskantschraube	M12x45 DIN 931 mit 20mm langem Schaft oder M12x40 DIN 931 mit 15mm langem Schaft <b>+ Nut für Sicherungsring stechen!</b>	1
Sicherungsring	DIN 471 12x1,1	1
Alublock für Gabel	20x50x60	1
Distanzhülse	$h = 12,5\text{mm}, D_a = 24\text{mm}, D_i = 13\text{mm}$	1

Tabelle 21: Stückliste für Spannvorrichtung

Die Kontrolle der Vorspannung erfolgt subjektiv durch eine Druckkontrolle mit dem Zeigefinger. Dazu befindet sich auf der rechten Seitenwand vom Gehäuse eine kreisförmige Öffnung mit einem Durchmesser von 23mm.

## 4.14 Konstruktion vom Gehäuse

Folgende Forderungen müssen bei der Konstruktion des Getriebegehäuses berücksichtigt werden [10, S. 457]:

- Gute Festigkeitseigenschaften bei geringem Gewicht,
- Aufnahme der wirkenden Kräfte und Momente,
- Exakte Positionierung der Wellen,
- Leichte Montage bzw. Demontage und
- Geräuschdämmung.

Zusätzlich muss noch die ortsfeste Anbindung vom Gehäuse in der Fahrgastzelle gewährleistet werden. Aufgrund der spezifischen Festigkeit von Aluminium wird das aus dem Prüfstand (Kapitel 4.9) übergebliebene Material (AlMgSi0,5) verwendet.

Um Gewicht einzusparen, werden 5mm tiefe Aussparungen in die Gehäuseinnenwand ein gefräst. Abbildung 85 zeigt dies anhand des Beispiels am Gehäuseboden.

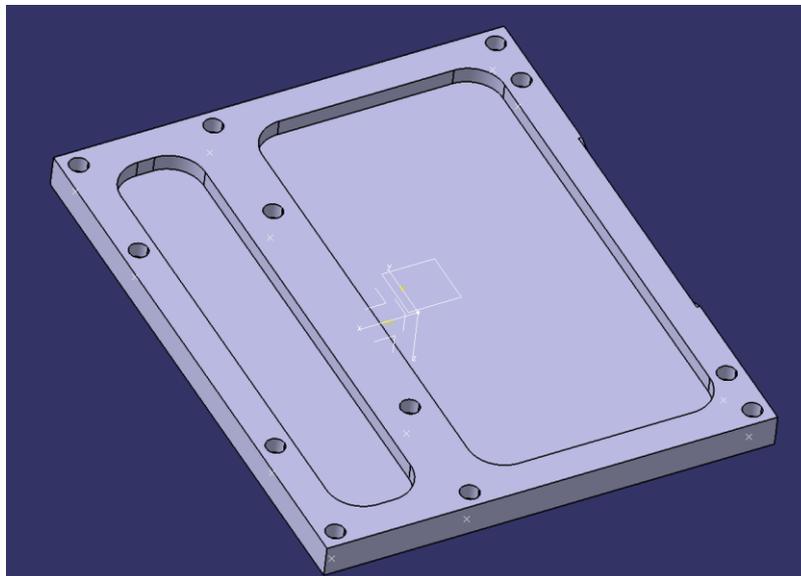


Abbildung 85: Gewichtsoptimierter Gehäuseboden

Das Gehäuse wird in Summe von vierzig DIN 912 M5x18 Zylinderkopfschrauben mit Innensechskant zusammengehalten.

#### 4.14.1 Anbindung vom Gehäuse

Das Teilprodukt der Firma *AB Dynamics* oder *Vehico*, welches ihre Verwendung bei der Befestigung von Lenkrobotern findet, eignet sich ideal für eine universelle Anbindung des Getriebes im Fahrzeug. Dabei wird das zu fixierende Element mit Teleskopstangen über Saugnäpfe mit der Windschutzscheibe bzw. Seitenfenster ortsfest gehalten. Beide Enden der Teleskopstange sind mit einem Gelenklager verschraubt. Die Stange selbst kann um Ihre eigene Achse verdreht werden. Dadurch kann der Saugnapf ausgerichtet werden. Während das eine Ende Stange mit dem Saugnapf verbunden ist, wird das andere Ende über ein Befestigungsteil am Gehäuse festgeschraubt (siehe Abbildung 86).

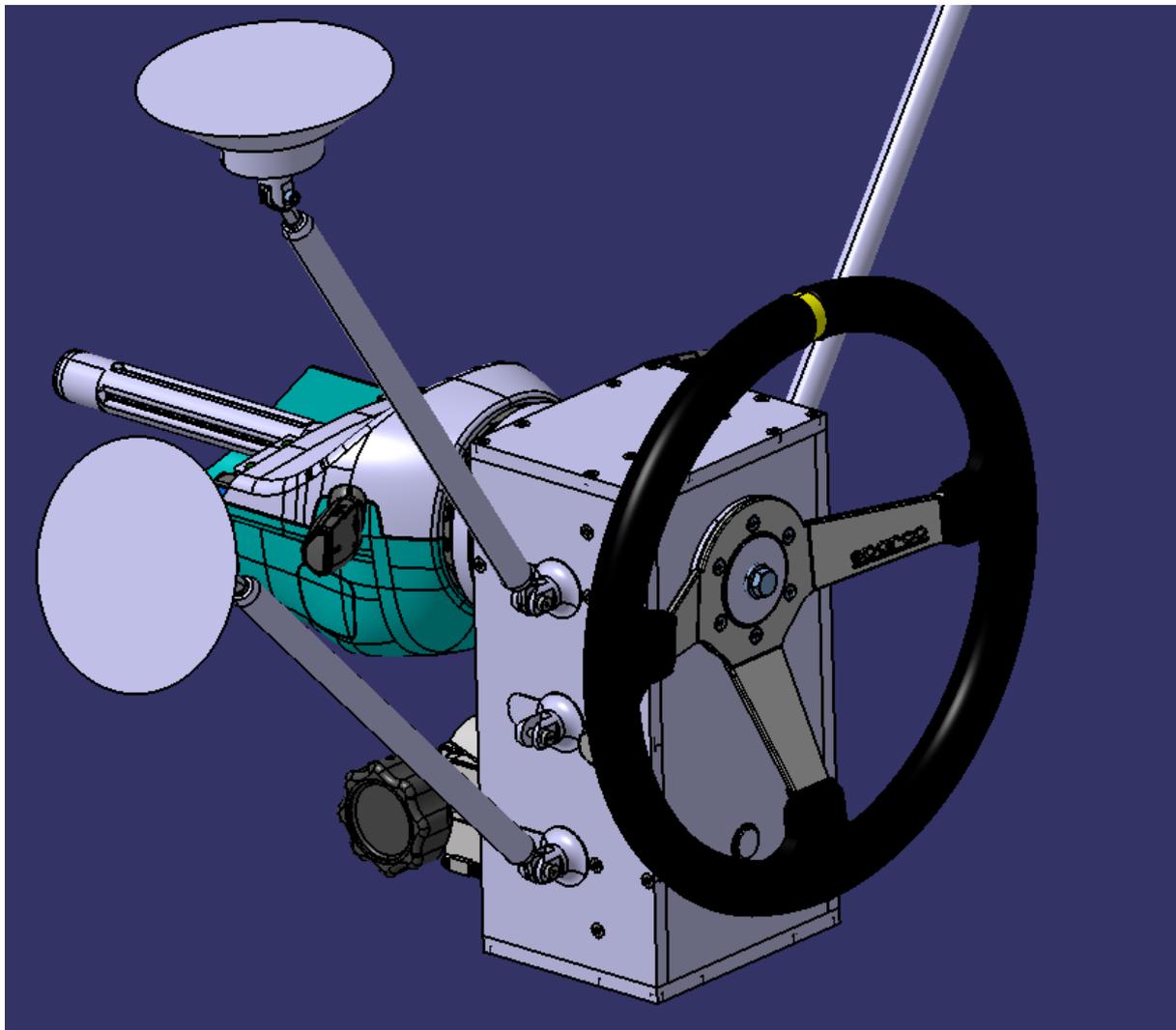


Abbildung 86: Anbindung vom Gehäuse

Auf der linken sowie rechten Gehäusewand befinden sich jeweils drei Befestigungsteile, welche bereits vor dem Zusammenbau mit der Seitenwand über Sperrzahnschrauben (DIN 6921 - M8x1x20 - 10.9) verschraubt werden. Während die oberen Befestigungsteile für die Anbindung an die Windschutzscheibe gedacht sind, sind jene in der mittleren und unteren Ebene mit dem Seitenfenster auf der linken

bzw. im Falle eines Rechtslenkers auf der rechten Seite zu verbinden. Die gefrästen Befestigungsteile werden in einer 1mm tiefen Aussparung zentriert, sodass sie sich aufgrund der 2mm dicken Zungenform nicht verdrehen können. Der Gelenkkopf (DIN 648 / 12240-4 Baureihe K M5) sitzt auf der Passschraube (ISO 7379-5-M4-12), die mit dem Befestigungsteil verschraubt wird.

## 4.15 Einsatzvorbereitungen

Da es sich bei dem Getriebe um ein universell einsetzbares Teil handeln soll, muss vorab die Erfüllung der Rahmenbedingungen geklärt werden. Diese sollen die problemlose Installation gewährleisten. Dazu wird der schematische Ablauf in Abbildung 87 dargestellt:

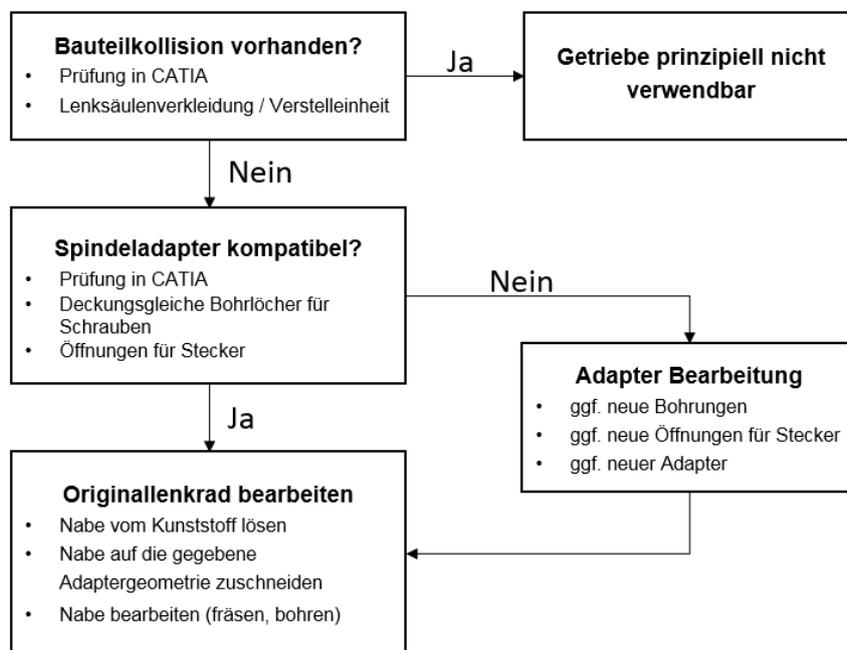


Abbildung 87: Flussdiagramm als Abhilfe zur Einsatzvorbereitung

Nach der erfolgreichen Überprüfung einer Bauteilkollision zwischen Lenksäulenverkleidung und Verstelleinheit im CAD-Programm und der prinzipiellen Montierbarkeit des Getriebes in der Fahrgastzelle wird der spindelseitige Adapter näher untersucht. Aufgrund unterschiedlicher Geometrien der Lenkradnaben, sind nicht immer alle Schraubbohrungen vom Adapter auf die Nabe projizierbar. Zudem sind die Öffnungen für die Stecker zu beachten, die ggf. zu einer Lochvergrößerung im Adapter und im ungünstigsten Fall zu einer Neuanfertigung führen. Ist die Kompatibilität geprüft, erfolgt die Bearbeitung des Originallenkrades. Dazu gehört das Lösen vom Kunststoff und die fertigungstechnische Bearbeitung des Nabenteils.

## 4.16 Montageablauf

Vor der eigentlichen Montage muss das Innenleben des Getriebes vorbereitet werden. Die Reihenfolge der abzuarbeitenden Punkte ist hierbei gleichgültig:

- Passfeder (A6x6x20), Zahnriemenrad (AT10/22 Zähne/16mm Breite) mit Stirnfläche nach außen auf Eingangswelle montieren
- Gleitlager (JFM-1618-12) in das hohle Teil der Eingangswelle montieren
- Passfeder (A6x6x63), SKF Schrägkugellager 7204 BECBM, R100b und Sicherungsring (DIN 471 19x1,2) auf Vorgelegewelle montieren
  - Danach Distanzhülse und kleine Passfeder (A6x6x20)
- Passfeder (A6x6x63), F100b auf Ausgangswelle montieren
- Zugeschnittene Lenkradnabe mit Lenkspindel verschrauben
- Sport Lenkrad (Sparco R368) mit Adapter verschrauben
- Verstellereinheit mit der hinteren Lagerwand verschrauben
- Spannvorrichtung mit linker Seitenwand verschrauben (auf Reihenfolge achten!)
  1. Distanzhülse formschlüssig mit Wand verbinden
  2. M12x45 Schraube (DIN 931, 18mm langer Schaft) durchstecken und mit Sicherungsring (DIN 471, 12x1) axial sichern (beide Teile an den Reibflächen ölen!)
  3. M5x25 (DIN 933) Schrauben in Wand schrauben und mit Flachkopfmuttern festziehen
  4. Gabel auf M12 Schraube bis zum Anschlag aufschrauben (Orientierung der Gabel beachten!)
  5. Rosta Spannrolle Typ R11 in Gabel festschrauben
- Befestigungsteile für Gehäuseanbindung an den Seitenwänden verschrauben
- Alle Gehäuselager einbauen
  - Eingangswelle: JFM-1922-12 MNA und JFM-2630-12 MNA
  - Vorgelegewelle: JFM-2023-11

Nachdem das Innenleben vorbereitet wurde, sind folgende Montageschritte in gegebener Reihenfolge durchzuführen:

1. Geteilte Zwischenwand mit rechter Seitenwand verschrauben
2. Boden und Decke mit geteilter Zwischenwand und rechter Seitenwand verschrauben
3. Vorgelegewelle in die vorbestimmte Zwischenwand einbauen
4. Zahnriemenrad (AT10/22 Zähne/16mm Breite) mit Stirnfläche nach außen auf Vorgelegewelle montieren
5. Ein- sowie Ausgangswelle mit dem dazugehörigen Riemen in die vorgesehene Zwischenwand einbauen

6. Vordere als auch hintere Lagerwand positionieren und verschrauben
7. Gelenklager der Teleskopstangen mit den vorgesehenen Befestigungsteilen am Gehäuse verbinden
8. Sport Lenkrad (+Adapter) mit Eingangswelle verschrauben
9. Spindelseitigen Adapter mit Ausgangswelle verschrauben (LOCTITE 221 oder 222 für Schraubensicherung und leichte Demontage verwenden!)
10. Anflanschen und Verschrauben des spindelseitigen Adapters mit der original Lenkrad Nabe
11. Längenanpassung der Teleskopstangen und Ansaugen der Saugnäpfe mit den Scheiben

## 5 Ergebnis der Arbeit

Aus dem ausführlichen Konzeptvergleich (siehe Kapitel 4.3) geht hervor, dass das bewährte Konzept des Riemenverstellgetriebes für den vorherrschenden Anwendungsfall am geeignetsten zu sein scheint. Die erzielten Ergebnisse sind in Tabelle 22 unter dem Aspekt der in Kapitel 4.1 gesetzten Forderungen und Wünsche dargestellt. Die im Konzeptvergleich vergebenen Punkte sind hier wiederzufinden. Damit werden die Erwartungen dem Ergebnis gegenübergestellt.

	Kriterium	Gew.	Pkt.	Ergebnis
Forderungen	Regelbereich/Spreizung (+-30%/1,86)	0,15	5	erfüllt
	Gangabstufung (1,5 - 2%)	0,15	5	erfüllt
	max. Drehmoment (45Nm - ECE-R 79 Forderung)	0,15	5	nicht erfüllt (Schlupf ab $T_{max} = 13Nm$ bei einer Übersetzung von 0,64 bzw. 1,57)
	Bautiefe (max. 150mm)	0,10	4	erfüllt mit 144mm (abzüglich des 20mm flacheren Lenkrades)
	Schlupffrei	0,15	4	erfüllt
	Feststehendes Übersetzungsverhältnis	0,10	5	1-2mm Schwankung im Wirkradius
	Gewicht	0,05	4	~10-15kg
Wünsche	Nullstellung des Lenkrades (nach Schaltvorgang)	0,01	3	nicht erfüllt
	Nutzerfreundlichkeit	0,02	4	teilweise erfüllt - 2Nm Betätigungsmoment
	kompakter Bauraum	0,01	3	160x320x134
	Geringer Entwicklungsaufwand	0,05	5	erfüllt
	Fertigungs- und Anschaffungskosten (Budget 15.000€)	0,04	5	erfüllt (ca. 3.000€)
	Lebensdauer/Verschleiß	0,02	4	erfüllt (30h Einsatz/J)
<b>Gesamt:</b>		1,00		

Tabelle 22: Ergebnisse der eingangs aufgestellter Kriterien

Das Getriebe ist darauf ausgelegt, dass gewöhnliche Lenkmanöver, bei denen Spitzen von maximal 13Nm auftreten, sicher an das Radpaar übertragen werden. Ab Werten darüber tritt augenscheinlicher Schlupf auf. Die nicht Erfüllung des gesetzlich geforderten Drehmoments gibt zu erkennen, dass der Einsatz des Getriebes nur auf

abgesperrten Strecken durchgeführt werden sollte. Deshalb wird hier explizit darauf hingewiesen, dass die Benutzung auf eigene Gefahr erfolgt.

Die Forderung einer stufenlosen Übersetzung in einem relativ großen Regelbereich verlangt nach einem reibschlüssigen Wirkprinzip (Ausnahme: P.I.V.), weshalb man hier den Kompromiss zwischen Kraftübertragung und Bauraum und folglich auch dem Gewicht eingehen muss. Die Größe der Scheiben ist hierbei so bemessen, dass die geforderte Bauraumtiefe nicht überschritten wird. Zwar liegt die Gesamttiefe mit knapp 164mm über dem Wert, jedoch werden 20mm durch das flachere Sportlenkrad kompensiert (siehe Abbildung 88).

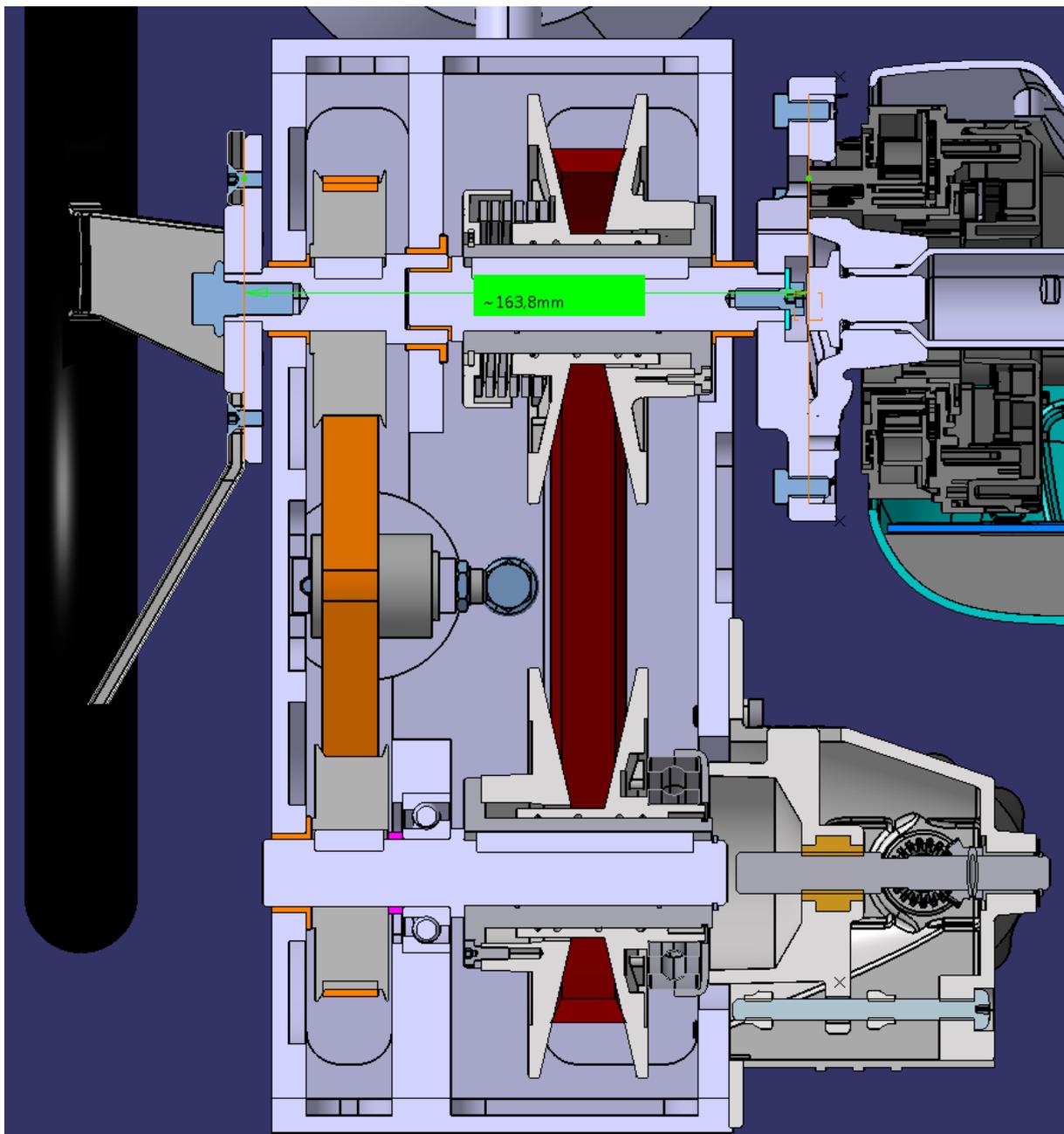


Abbildung 88: Messung der Bauraumtiefe

Da die Wirkradien des Riemens nicht konstant gehalten werden können, ist mit Abweichungen von ca. 1-2mm zu rechnen. Somit kann das Verhältnis mit bis zu 5% abweichen (Bsp: 83mm/87mm bei  $i = 1$  statt 85mm/85mm). Ein weiterer Nachteil des Konzepts, welcher sich im Zuge des Prüfstandes ergab, ist der relativ schlechte Wirkungsgrad des Variators. Dieser fordert ca. 2Nm Betätigungsmoment ein. Da es sich bei dem Prinzip um eine reibschlüssige Verbindung handelt, benötigt das System einen hohen Anpressdruck. Zu hohe Anpresskräfte führen jedoch zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrads und folglich dem erhöhten Betätigungsmoment. Eine Reduzierung der Anpresskraft würde hingegen ein Durchrutschen des Umschlingungsmittels verursachen.

Die Einstellung der Übersetzung, welche über das Verstellrad der Winkelsteuerung erfolgt, fordert eine zusätzliche Lenkradbewegung (um ca. 180°), da der Riemen auf den sich verändernden Wirkradius stückweise auf bzw. abwandern muss. Zur Folge kehrt das Lenkrad nicht in die Nullstellung zurück. Da eine ständige Demontage zur Neuausrichtung des Lenkrades nicht im Sinne der Nutzerfreundlichkeit ist, wurde unter anderem aus diesem Grund eine Polygonverbindung gegenüber der Kerbverzahnung bevorzugt.

Auffallend positiv sind die überschaubaren Fertigungs- und Anschaffungskosten, welche weiter unter dem gesetzten Budget liegen. Zudem hat sich auch der Entwicklungsaufwand relativ gering gehalten, was die Bewährtheit des Konzepts nur bestätigt.

## 6 Resümee und Ausblick

Die Entwicklung eines Getriebes zur variablen Lenkübersetzung für die Prototypenphase eines Fahrzeugs fordert Kompromisse. Insbesondere die feine Gangabstufung, der relativ große Regelbereich  $\pm 30\%$  und die geforderte Kraftübertragung stehen einem kompakten Bauraum gegenüber. Eine stufenlose bzw. feinabgestufte Übersetzung bietet hierbei eine gute Umsetzungsmöglichkeit. Dies fordert den Reibschluss als Wirkprinzip, der sich dessen ungeachtet negativ auf die Leistungsdichte, den Wirkungsgrad und Qualität der Übersetzung auswirkt. Somit gilt es ein Kompromiss zwischen diesen Eigenschaften zu finden.

Ausgenommen vom reibschlüssigen Wirkprinzip bei Stufenlosgetrieben ist das P.I.V. Getriebe. Die dazugehörigen Nachteile (Schmierung, Gewicht, Geräuschentwicklung, Volumen...) überwiegen allerdings und schließen das Konzept aus.

Ein weiterer Ansatz liegt in der Reduzierung der Anforderungen an das Erprobungstool (=Getriebe). Die Verringerung des Regelbereichs und/oder Vergrößerung der Gangabstufungen begünstigt den Einsatz von Zahnradgetrieben. Die Erfüllung der technischen Anforderungen wäre somit gewährleistet.

Die Recherche nach potentiellen Konzepten hat ergeben, dass es kein Konzept gibt, welches alle Bedingungen optimal erfüllt. Deutlich gemacht wurde dies noch einmal durch den Konzeptvergleich. Schlussendlich konnte die Einfachheit des bewährten Riemenverstellgetriebes überzeugen und sich gegen ein Stirnrad- und Kugelgetriebe durchsetzen. Der anschließende Variantvergleich konkretisierte das ausgewählte Konzept. Auf Basis dieses Konzeptes wurde der Variator ausgelegt und eine Eigenkonstruktion in Erwägung gezogen. Durch die Kooperation mit dem Riemenhersteller Optibelt, welche in weiterer Folge auf die Firma Berges aufmerksam machte, ist der Zukauf eines Variators mit geeigneter Winkelsteuerung erfolgt. Unklarheiten über das Verhalten bei Lenkbewegungen und übertragbaren Drehmomenten veranlassten die Konstruktion eines einfachen Prüfstandes. Nach nur bedingt zufriedenstellenden Ergebnissen wurde dieser Prüfstand neu aufgebaut mit dem Unterschied, dass ein Feststofflager durch ein Wälzlager ersetzt wurde. Die daraus gewonnene Erkenntnis war, dass das gesetzlich geforderte Drehmoment (im Falle eines schadhafte Lenksystems) nicht übertragen werden kann und 2Nm Betätigungsmoment notwendig sind. Letzteres ist dem suboptimalen Wirkungsgrad des Variators zu verschulden. Jedoch kann die Übertragung der (gewöhnlichen) Lenkbewegungen bei intakter Anlage gewährleistet werden. Die nicht Erfüllung der gesetzlichen Vorgabe ist aufgrund der Testfahrten auf abgesperrten Strecken nur sekundär. Das nötige Betätigungsmoment kann mit Hilfe der Servolenkung kompensiert werden. Dazu muss die Steuerung umprogrammiert werden.

Das entwickelte Getriebe wurde im CAD-Programm CATIA vollständig abgebildet. Basierend darauf wurden Fertigungszeichnungen erstellt. Eine Stückliste vervollständigt den Bedarf zur Umsetzung der Konstruktion. Nach der Beschaffung und Fertigung soll neben dem 3D-Modell vor allem die Montageanleitung für den Zusammenbau als Hilfe dienen. Für sonstige Hilfestellungen werden alle relevanten Daten auf dem Netzwerklaufwerk hinterlassen. Die Konstruktion ist dahingehend entwickelt, dass sie installationsfähig und zum Testen bereit sein sollte. Erste Versuche sind behutsam und unter großen Sicherheitsvorkehrungen durchzuführen. Da es sich hierbei um ein Forschungsprojekt handelt, kann für die Funktionalität keinerlei Garantie übernommen werden. Bei erfolgreichem Ausgang kann der Prototyp in der Größe/Gewicht und Nutzerfreundlichkeit optimiert werden.

## 7 Literaturverzeichnis

- [1] P. Pfeffer und M. Harrer, Hrsg., *Lenkungsbandbuch*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013.
- [2] R. Gscheidle und R. Fischer, Hrsg., *Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik*, 30., neubearbeitete Auflage. Haan-Gruiten: Verlag Europa-Lehrmittel, 2013.
- [3] J. Thomas, „Fahrdynamik-Tests: Slalom“, *auto motor und sport*, 29-Okt-2009. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.auto-motor-und-sport.de/test/fahrdynamik-tests-slalom/>. [Zugegriffen: 04-Okt-2018].
- [4] G. Wölfel, „Geometrische Nichtlinearität des Lenktrapezes und deren Auswirkung auf die Lenkübersetzung“, 03-Juli-2018.
- [5] M. Trzesniowski, *Fahrwerk*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.
- [6] B. Heißing, M. Ersoy, und S. Gies, Hrsg., *Fahrwerkhandbuch*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013.
- [7] K.-H. Dietsche, K. Reif, und U. A. A. Robert Bosch GmbH, *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*, 28., überarb. u. erw. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.
- [8] E. Kirchner, Hrsg., *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2007.
- [9] F. W. Simonis, *Stufenlos verstellbare mechanische Getriebe*. Springer-Verlag, 2013.
- [10] H. Naunheimer, B. Bertsche, und G. Lechner, *Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2007.
- [11] K. Kollmann und K. Giesen, „Stufenlose Regelgetriebe“, Nr. Heft 185, S. 38, Mai 1968.
- [12] R. Fischer, F. Küçükay, G. Jürgens, und B. Pollak, *Das Getriebebuch*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016.
- [13] K. Reif, Hrsg., *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.
- [14] H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch, und J. Voßiek, *Roloff/Matek Maschinenelemente*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009.
- [15] S. Pischinger und U. Seiffert, Hrsg., *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016.
- [16] G. Niemann, *Maschinenelemente: [in 3 Bänden]. 3. Schraubrad-, Kegelrad-, Schnecken-, Ketten-, Riemen-, Reibradgetriebe, Kupplungen, Bremsen, Freiläufe / G. Niemann; H. Winter, 2., völlig neu bearb. Aufl., Nachdr.* Berlin [u.a.]: Springer, 2004.
- [17] G. Niemann, H. Winter, und G. Niemann, *Schraubrad-, Kegelrad-, Schnecken-, Ketten-, Riemen-, Reibradgetriebe, Kupplungen, Bremsen, Freiläufe, 2., völlig neu bearb. Aufl., berechtigter Nachdr., Nachdr.* Berlin: Springer, 2004.
- [18] V. Duc Bui, „Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens eines stufenlosen Breitkeilriemengetriebes von Reisfeldtraktoren“, Universität Rostock, Rostock.
- [19] „Technisches Handbuch Keilriemenantriebe“, S. 188.
- [20] „ContiTech - AGRIDUR® Breitkeilriemen“. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.contitech.de/de-DE/Solutions/Power-Transmission/Agriculture/AGRIDUR-Power-Transmission-Belts/Products/Product-range/AGRIDUR-Variable-speed-belts>. [Zugegriffen: 20-Aug-2018].

- [21] K.-H. Grote und J. Feldhusen, Hrsg., *Dubbel*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2011.
- [22] „Die NuVinci(R) N360-Gangschaltung von Fallbrook Technologies Inc. wurde mit dem EUROBIKE 2010 Award ausgezeichnet - ProQuest“. [Online]. Verfügbar unter: [https://webvpn.tuwien.ac.at/+CSCO+0h75676763663A2F2F66726E6570752E63656264687266672E70627A++/docview/74932222?rfr\\_id=info%3Axi%2Fsid%3Aprimo](https://webvpn.tuwien.ac.at/+CSCO+0h75676763663A2F2F66726E6570752E63656264687266672E70627A++/docview/74932222?rfr_id=info%3Axi%2Fsid%3Aprimo). [Zugegriffen: 09-Juni-2018].
- [23] „n360\_tech\_german\_2012web-1.pdf“ .
- [24] J. Tromayer, M. Gaber, und R. Kirchberger, „Simulation Based Optimization of a Motorcycle Drive Train by the Integration of a Novel Continuously Variable Planetary Transmission (2017-32-0071 Technical Paper)- SAE Mobilus“, 17-Nov-2017. [Online]. Verfügbar unter: <https://saemobilus.sae.org/content/2017-32-0071>. [Zugegriffen: 27-Juni-2018].
- [25] [Online]. Verfügbar unter: <https://pinion.eu/p-linie/basistechnologie/>. [Zugegriffen: 28-Aug-2018].
- [26] R. List, *CATIA V5 – Grundkurs für Maschinenbauer*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012.
- [27] „Vorschriften für die Betätigungskraft.pdf“ .
- [28] H. Wolf, „Ergonomische Untersuchung des Lenkgefühls an Personenkraftwagen“, Technische Universität München, München, 2009.
- [29] „YouTube“. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.youtube.com/watch?v=-FyC3dn3HJY>. [Zugegriffen: 30-Aug-2018].
- [30] „Automatic Transmission Model by emmett - Thingiverse“. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.thingiverse.com/thing:34778>. [Zugegriffen: 30-Aug-2018].
- [31] J. Tromayer, R. Kirchberger, und M. Gaber, „Einsatzmöglichkeiten des NuVinci Fahrradnabengetriebes von Fallbrook Technologies“, 25-Juni-2018.
- [32] B. Fleischer und H. Theumert, *Entwickeln, Konstruieren, Berechnen: komplexe praxisnahe Beispiele mit Lösungsvarianten; mit 19 Tabellen*, 2., verb. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2009.
- [33] R. Kümmerer, *Konstruktionslehre Maschinenbau*, 4., erw. Aufl. Haan-Gruiten: Europa-Lehrmittel, 2015.
- [34] M. Weigand, P. Kral, und D. Dencsi, *Maschinenelemente*, 4. Aufl. Wien, 2012.
- [35] P. Branding, „Optibelt“.
- [36] „Technisches Handbuch Keilriemenantriebe“, S. 188.
- [37] „Berges Antriebstechnik - Home“. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.berges.de/>. [Zugegriffen: 22-Okt-2018].
- [38] J. Schenk, „Berges - Riemenverstellscheiben“.
- [39] „Zahnriemenrad Profil AT10; 22 Zähne; Riemenbreite 16 mm, 13,99 &“. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.cncshop.at/Zahnriemenrad-Profil-AT10-22-Zaehne-Riemenbreite-16-mm>. [Zugegriffen: 02-Nov-2018].
- [40] „igus® Gleitlager“. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.igus.at/info/plain-bearings-plain-bearings-iglidur>. [Zugegriffen: 24-Okt-2018].
- [41] C. Proksch, „Zahnriemenberechnung, Zahnriemen Kalkulator >> Duri.at“, *Duri.at*. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.duri.at>. [Zugegriffen: 16-Nov-2018].
- [42] „Optibelt - Technisches Handbuch Zahnriemenantriebe“, S. 168.
- [43] „Rubber Suspension Unit Type DO-A: ROSTA GmbH“. [Online]. Verfügbar unter: [https://www.rosta.de/produkte/spanntechnologie/zubehoer/details.php?id=86#anchor\\_51ee81be\\_Accordion-Product-information](https://www.rosta.de/produkte/spanntechnologie/zubehoer/details.php?id=86#anchor_51ee81be_Accordion-Product-information). [Zugegriffen: 19-Nov-2018].

## 8 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Schematischer Ablauf der Arbeit .....	7
Abbildung 2: Bestandteile einer Lenkung [1, S. 1] .....	8
Abbildung 3: Schematische Darstellung einer Achsschenkellenkung bei einer Starrachse (links) und Einzelradaufhängung (rechts) [1, S. 3].....	9
Abbildung 4: Ackermann-Prinzip [2, S. 489] .....	9
Abbildung 5: Mechanisches Zahnstangen-Lenkgetriebe [2, S. 481].....	10
Abbildung 6: Systemübersicht der Achsschenkellenkung [1, S. 64] .....	11
Abbildung 7: Geometrische Nichtlinearität des Lenktrapezes.....	12
Abbildung 8: Elastizitätsmessung einer Pkw-Lenkung im Stand bei festgehaltenen Rädern [2, S. 64] .....	13
Abbildung 9: Variable Lenkübersetzung bei variabler Verzahnung der Zahnstange [2, S. 481] .....	14
Abbildung 10: Zahnstangen-Hydrolenkung bei einem Rechtseinschlag [2, S. 481]...	15
Abbildung 11: Prinzipielle Darstellung einer Aktivlenkung [6, S. 242].....	17
Abbildung 12: Übersicht der verwendeten Überlagerungsvarianten [6, S. 239].....	19
Abbildung 13: Prinzipielle Funktionsweise einer Aktivlenkung [6, S. 238] .....	20
Abbildung 14: Schnittbild eines Dynamiklenkung Aktuators [2, S. 487] .....	21
Abbildung 15: Funktionsprinzip des Überlagerungsgetriebes [1, S. 415] .....	22
Abbildung 16: Explosionsdarstellung des Aktuators von Audi [1, S. 414].....	22
Abbildung 17: Differenzwinkeleinheit im Schnittbild [6, S. 240] .....	23
Abbildung 18: Funktionsprinzip des BMW/ZFLS- Überlagerungsgetriebes [1, S. 416] .....	24
Abbildung 19: Übersicht der einzelnen Komponenten der Differenzwinkeleinheit [6, S. 240] .....	25
Abbildung 20: Lenkwinkelüberlagerungsgetriebe [1, S. 417] .....	26
Abbildung 21: Toyotas Aktuator im Schnittbild [1, S. 417] .....	26
Abbildung 22: VGRS Überlagerungsprinzip [6, S. 241] .....	27
Abbildung 23: Überblick der CVT-Konzepte [10, S. 187].....	28
Abbildung 24: Funktionsprinzip kontinuierlicher stufenloser Leistungsübertragung bei Umschlingungs- (a,b) und Reibradgetrieben (c) [12, S. 167].....	29
Abbildung 25: fiktiver Reibwertverlauf bei konstanter Anpresskraft [12, S. 168].....	29
Abbildung 26: Funktionsprinzip eines Variators [8, S. 401] .....	32
Abbildung 27: Schubgliederband mit (1) Schubglied und (2) Stahlbandpaket [13, S. 246] .....	33
Abbildung 28: Laschenkette von Audi (Multitronic) mit (1) Laschen und (2) Wiegestück [13, S. 247].....	34
Abbildung 29: Aufbau eines Breitkeilriemens [20] .....	35
Abbildung 30: P. I. V. Getriebe im Schnittbild [9, S. 114].....	36

Abbildung 31: Lamellenverzahnungskette im Eingriff zwischen zwei Kegelscheiben [9, S. 116] .....	36
Abbildung 32: Kegelscheibengetriebe mit einer (a) Antriebskegelscheibe, (b) Abtriebskegelscheibe, (c) Flachriemen, (d) Verschiebegestänge, (c) Abtriebswelle und Motor m [9, S. 8] .....	37
Abbildung 33: Geschwindigkeitsverhältnisse bei Bohrrreibung [12, S. 172] .....	39
Abbildung 34: Kegelringgetriebe mit (1) Schlitten auf Gleitachsen und (2) Schwenkbrücke mit Rollenführung [8, S. 62] .....	39
Abbildung 35: Kopp-Tourator im Schnittbild [9, S. 61f] .....	41
Abbildung 36: Momenten abhängige Anpresseinrichtung [11, S. 14] .....	41
Abbildung 37: Schematische Darstellung der NuVinci Technologie [24, S. 2] .....	42
Abbildung 38: Übersetzungsänderung beim NuVinci [24, S. 2] .....	43
Abbildung 39: Prinzipskizze eines Halb- (a) und Volltoroidvariators [12, S. 173] .....	44
Abbildung 40: Schnittbild des Torotrak-Getriebes von Getrag [8, S. 398] .....	44
Abbildung 41: Räderpaarungen [21, S. G 121] .....	45
Abbildung 42: Markierte Teilgetriebe im Pinion P1.18 (links: zweites Teilgetriebe, rechts: 1. Teilgetriebe) [25] .....	46
Abbildung 43: Schaltmechanismus des Pinion P1.18 beim eingelegten 7. Gang [25] .....	47
Abbildung 44: Vorschriften für die Betätigungskraft [7, S. 1] .....	49
Abbildung 45: Momentenmessung am Lenkrad vom BMW F15 (Magna intern) .....	50
Abbildung 46: Dreistufiges Stirn-Schieberadgetriebe Konzept .....	53
Abbildung 47: 3D-gedrucktes 7-Gang Planetengetriebe [30] .....	54
Abbildung 48: 7-Gang Planetenradträger Konzept .....	55
Abbildung 49: Modifizierter Pinion P1.18 .....	56
Abbildung 50: Freilauf beim Pinion P1.18 .....	56
Abbildung 51: Kegelscheibengetriebe Konzept .....	57
Abbildung 52: Kegelringgetriebe Konzept .....	58
Abbildung 53: Riemenverstellgetriebe Konzept .....	59
Abbildung 54: Kugelgetriebe Konzept .....	60
Abbildung 55: Parallelgeschalteter NuVinci .....	61
Abbildung 56: Definition der Einheiten anhand einer Lösungsvariante .....	64
Abbildung 57: Vorgehensweise zur Berechnung von Riemengetrieben [14, S. 598] .....	72
Abbildung 58: Geometrie eines Variators bei einer festen Verstellungscheibe (2) [16, S. 185] .....	74
Abbildung 59: Riemenprofil eines Breitkeilriemens nach der DIN 7719 .....	75
Abbildung 60: Wahl des Keilriemenprofils nach DIN 2218 .....	76
Abbildung 61: Breitkeilriemenauswahl aus dem Optibelt Katalog [19, S. 45] .....	78
Abbildung 62: Definition der Längen eines Riemens .....	78
Abbildung 63: Auszug aus dem Berges Katalog für Riemen symmetrische Verstellungscheiben [37] .....	81

Abbildung 64: Kennlinien vom RF100b für zwei verschiedene Motoren [38] .....	82
Abbildung 65: Achsabstände mit den dazugehörigen Riemenlängen [38].....	83
Abbildung 66: Winkelsteuerung der Firma Berges .....	84
Abbildung 67: Fälle der Lastein-bzw. ableitung nach DIN 6892-Bild 3 .....	88
Abbildung 68: Zusammenstellungszeichnung vom Prüfstand .....	94
Abbildung 69: Versuchsdurchführung am Prüfstand .....	95
Abbildung 70: R100b mit verstellbarer Regelscheibe (rechts).....	96
Abbildung 71: Axiale Beanspruchung der Regelscheibe .....	97
Abbildung 72: Anpassung der Regelseite durch ein Wälzlager (links) und Lagerwandaussparung (rechts) bei einem Wirkdurchmesser von 31mm .....	98
Abbildung 73: Wiederholte Messung am veränderten Prüfstand.....	98
Abbildung 74: iglidur Feststofflager Bauform S (links) und Bauform F (rechts) [40] ..	99
Abbildung 75: Kollisionsprüfung .....	101
Abbildung 76: Verbindung der Getriebeausgangswelle mit der Lenkspindel .....	102
Abbildung 78: Verbindung vom Lenkrad mit der Getriebeeingangswelle .....	103
Abbildung 79: Polygonwellen-Profil P3G nach DIN 32711-1 .....	104
Abbildung 80: Nenngrößen für P3G nach DIN 32711-1 Tabelle 1 .....	104
Abbildung 81: Gewählter Zahnriemenantrieb [39] .....	107
Abbildung 82: AT-Profil.....	108
Abbildung 83: Spannrollen der Firma Rosta [43].....	110
Abbildung 84: Darstellung der Riemenwirklänge in CATIA.....	111
Abbildung 85: Minimal (links) und maximal (rechts) ausgelenkte Spannvorrichtung .....	112
Abbildung 86: Gewichtsoptimierter Gehäuseboden.....	113
Abbildung 87: Anbindung vom Gehäuse .....	114
Abbildung 88: Flussdiagramm als Abhilfe zur Einsatzvorbereitung .....	115
Abbildung 89: Messung der Bauraumtiefe.....	119

## 9 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Gesamtlenkübersetzung verschiedener Fahrzeugmodelle .....	13
Tabelle 2: Messergebnisse bei Paarungen mit unterschiedlichen Werkstoffen [11, S. 2] .....	30
Tabelle 3: Gewichtung der Forderungen und Wünsche .....	52
Tabelle 4: Übersicht der Gänge mit Anleitung zum Gängeschalten .....	54
Tabelle 5: Punktevergabe .....	62
Tabelle 6: Konzeptvergleich .....	63
Tabelle 7: Funktionsanalyse .....	65
Tabelle 8: Punkteeinfluss bei der Variantenbewertung .....	66
Tabelle 9: Variantenbewertung für Antriebseinheit .....	68
Tabelle 10: Variantenbewertung für Übertragungsmittel bzw. Zwischenglied .....	68
Tabelle 11: Variantenbewertung für Vorgelegeeinheit - rechts .....	69
Tabelle 12: Variantenbewertung für die Verstelleinheit (Bild 1 aus [33, S. 370], Bild 3 Eigenkonstruktion, Bild 4 aus [9]) .....	70
Tabelle 13: Variantenbewertung für CVT-Umschlingungsmittel .....	71
Tabelle 14: Übersetzungstabelle für die gewählten Wirkdurchmesser .....	77
Tabelle 15: Übersetzungen $i=0,7; 1; 3$ mit den dazugehörigen Werten .....	83
Tabelle 16: Stückliste für den Prüfstand .....	95
Tabelle 17: Gemessene Drehmomente .....	96
Tabelle 18: Abmessungen für AT-Profil [42, S. 20] .....	108
Tabelle 19: zulässige Flankenpressung in Abhängigkeit von der Riemengeschwindigkeit [34, S. 361] .....	109
Tabelle 20: Riemenwirkklängen bei fixem Achsabstand, Wirkdurchmessern und variablem Trumwinkel .....	110
Tabelle 21: Stückliste für Spannvorrichtung .....	112
Tabelle 22: Ergebnisse der eingangs aufgestellter Kriterien .....	118

## 10 Abkürzungsverzeichnis

bzw.	beziehungsweise
CS	Circular Spline
CVT	Continuously Variable Transmission
d.h.	das heißt
ECE	Economic Commission for Europe
EHPS	electro hydraulic power steering
etc.	et cetera
F	Funktion
FS	Flex-Spline
HPS	hydraulic power steering
HS	Hinteres Sonnenrad
IVT	Infinitely Variable Transmission
K	Kosten
KFZ	Kraftfahrzeug
P.I.V.	Positive Infinitely Variable
Pkw	Personenkraftwagen
PT	Planetenträger
VDT	Van Doorne's Transmissie
VGRS	Variable Gear-Ratio Steering System
VS	Vorderes Sonnenrad
WG	Wave Generator
z.B.	zum Beispiel
ZFLS	Zahnrad Fabrik Lenksysteme