



Diplomarbeit

Konzeption und Entwurf eines Prüfstands für Getriebe in elektrischen Fahrzeugachsen

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs bzw. Master of Science unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Georg Kartnig

Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik
Forschungsbereich Konstruktionslehre und Fördertechnik

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Maximilian Schiner BSc

0927690

Wasagasse 23/26

1090 Wien

Wien, im April 2016

Maximilian Schiner BSc

Maximilian Schiner BSc

Wasagasse 23/26, 1090 Wien

Hiermit versichere ich, dass ich die von mir vorgelegte Arbeit selbstständig verfasst habe, dass ich die verwendeten Quellen, Internet-Quellen und Hilfsmittel vollständig angegeben habe und dass ich die Stellen der Arbeit – einschließlich Tabellen, Karten und Abbildungen –, die anderen Werken oder dem Internet im Wortlaut oder dem Sinn nach entnommen sind, auf jeden Fall unter Angabe der Quelle als Entlehnung kenntlich gemacht habe.

Wien, den 17.04.2016

Maximilian Schiner BSc

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Konzeption und dem Entwurf eines Prüfstands für Getriebe, die in Personenkraftwagen mit elektrisch angetriebenen Achsen verbaut werden. Das Getriebe verbindet den Elektromotor mit den beiden angetriebenen Seitenwellen, dafür ist unter anderem ein Differential integriert.

Ein global tätiger Hersteller für solche Getriebe ist die Firma GKN Driveline. Produkte dieser Sparte werden speziell im Werk in Bruneck, Italien bis zur Serienreife weiterentwickelt und gefertigt. An diesem Standort soll die entwickelte Maschine in Zukunft auch eingesetzt werden.

Der Prüfstand hat die Aufgabe, nach Drehzahl und Drehmoment definierte Prüfläufe zu fahren und dabei die vom Prüfling erzeugten Schwingungen zu messen. Die Analyse dieser Schwingungen lässt auf Defekte innerhalb des Getriebes schließen. Die „Noise Vibration Harshness“-Problematik (NVH) ist zentral bei der Entwicklung und Produktion von Hybrid- und Elektrofahrzeugen.

Getestet werden sollen verschiedene Prototypen und Getriebe aus der Serienfertigung für eine Gegenprüfung der dort eingesetzten Prüfstände. Dafür ist beim Aufbau des zu entwickelnden Prüfstands eine hohe Flexibilität notwendig. Aktuell ist ein Prüfstand für die genannten Tests vorhanden, dieser entspricht aber nicht den Anforderungen. Es wurde deshalb ein Prüfstand von Grund auf neu entwickelt. Die Entwicklung wurde mit den Methoden und der Strukturierung nach dem Standardwerk „Konstruktionslehre“ von Pahl/Beitz und dem Standard VDI 2221 bzw. VDI 2225 durchgeführt.

Ergebnis der vorliegenden Arbeit ist ein vorläufiger Gesamtentwurf des Prüfstands, der die Aufgabe nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien bestmöglich erfüllt.

Abstract

The scope of this thesis is the conception and design of a test rig. The rig is intended to test gear boxes installed in passenger cars with electrical driven axels. This kind of gear box connects the driving electric motor with both side shafts of the axle. A differential is necessary for an equal power split.

GKN Driveline is a global manufacturer for such gear boxes. The company-internal competence center for further developments and manufacturing of such products has the seat in the plant in Bruneck, Italy. This is also the place where the rig will be used in future.

The purpose of the test rig is to drive test runs with defined speed and torque curves and to measure generated vibrations at the same time. Flaws in the gear box can be detected by analyzing the measured signals. Noise-Vibration-Harshness (NVH) is the central polemic in the development and production of hybrid and electric cars.

Prototypes have to be measured to ensure requirements have been achieved; parts of series production have to be measured to ensure accuracy of the end of line test rig integrated in series production. High mechanical and dynamic flexibility are necessary for the developed rig. The prototype test rig currently in use does not comply with the requirements. The development was carried out with the tools and structure according to the book “Konstruktionswissenschaften Pahl/Beitz”, to the standard VDI 2221 and VDI 2225.

The result of this thesis is the total design for the test rig with the best valence regarding technique and costs.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	6
1.1	Vorstellung <i>GKN Driveline Bruneck</i>	6
1.2	Problemstellung allgemein	7
2	Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung	10
2.1	Klären der Aufgabe	10
2.2	Art der Prüflinge	11
2.2.1	eDrive 1	12
2.2.2	eDrive 2	13
2.2.3	eDrive 3	14
2.2.4	Zusammenfassung der Eckdaten	16
2.3	Anforderungsliste	16
2.4	Erkennen der wesentlichen Probleme	18
3	Konzipieren	21
3.1	Aufstellen der Funktionsstrukturen	23
3.2	Lösungsprinzipien und deren Strukturen	24
3.2.1	Morphologischer Kasten	24
3.2.2	Teillösung für Leistungsverzweigung am Differential	26
3.2.3	Teillösung für die Verbindung mit dem Differential	29
3.2.4	Lösungsvariante 1	30
3.2.5	Lösungsvariante 2	32
3.2.6	Lösungsvariante 3	35
3.2.7	Lösungsvariante 4	37
3.2.8	Lösungsvariante 5	39

3.2.9	Lösungsvariante 6	41
3.3	Bewerten nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien	43
3.4	Konkretisieren der aussichtsreichsten Lösungsvarianten	49
3.4.1	Konkretisierte Lösungsvariante 4.1	49
3.4.2	Konkretisierte Lösungsvariante 5.1	51
3.4.2.1	Teillösung für das System zum Verstellen des oberen Motors	52
3.4.3	Konkretisierte Lösungsvariante 6.1	53
3.5	Bewerten nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien	54
3.6	Festlegen der prinzipiellen Lösung	56
4	Entwerfen	57
4.1	Modulare Strukturierung	59
4.1.1	Mechanische Module	59
4.1.2	Elektrotechnische Module und Kontrollsysteme	61
4.1.3	Sicherheitseinrichtungen	61
4.2	Gestaltungsbestimmende Anforderungen	62
4.2.1	Motor 2	62
4.2.2	Motor 1	63
4.3	Klären der räumlichen Bedingungen	64
4.4	Feingestalten der Haupt-Module	65
4.4.1	Übersetzungsgetriebe	66
4.4.2	Riemen und Riemenscheiben	68
4.4.3	Riemenspanner	71
4.4.4	Verbindungswelle	71
4.5	Feingestalten der Neben-Module	74
4.5.1	Antriebseinheit	74
4.5.1.1	Grundplatte mit Verbindungsstreben	74
4.5.1.2	Drehmoment-Aufnehmer mit Verbindungswellen	75
4.5.1.3	Elastomerkupplung	75
4.5.1.4	Stützaufbau und horizontale Verschiebe-Vorrichtung für Motor 2	75

4.5.1.5	Wagen mit vertikaler Verschiebe-Vorrichtung für Motor 2	77
4.5.1.6	Plattform für Motor 2	78
4.5.1.7	Verbindungswelle für Motor 2	79
4.5.2	Verteilergetriebe	79
4.5.2.1	Maschinenbett Verteilergetriebe	79
4.5.2.2	Profilhülsen mit Lagerung	82
4.5.2.3	Stehlager für Profilhülsen	83
4.5.2.4	Knauf für Profildorne	84
4.5.2.5	Weiterentwicklung des Knaufs: Schnellverschluss-System	85
4.5.3	Beruhigungsmasse mit Dämpfelementen	86
4.5.4	Zubehör für Übersetzungsgetriebe	87
4.5.4.1	Metallbalgkupplung	87
4.5.4.2	Elastomerkupplung und Messsystem für Drehzahl	88
4.5.5	Prüflingsinterface	89
4.5.5.1	Interface für eDrive 1	90
4.5.5.2	Interface für eDrive 2	92
4.5.6	Elektrotechnische Komponenten	93
4.5.7	Sicherheitssysteme für den Prüfstand	94
4.6	Bewerten nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien	95
4.6.1	Gesamtdarstellung des finalen Entwurfs	98
5	Zusammenfassung und Ausblick	99
	Literaturverzeichnis	101

1 Einleitung

1.1 Vorstellung *GKN Driveline Bruneck*

GKN ist ein weltweit agierender Konzern, dessen Ursprünge bis ins das Jahr 1759 zurückreichen,[5]. Organisatorisch ist die an der Londoner Börse notierte britische Aktiengesellschaft in vier Geschäftsbereiche unterteilt: Aerospace, Driveline, Powder Metallurgy und Land Systems. Haupttätigkeitsfelder des Konzerns sind die Luftfahrt und der Automobilbau.

Das Unternehmen beschäftigt derzeit etwa 55.000 Mitarbeiter in über 30 Ländern weltweit,[6].

In Bruneck, Italien, sind drei der vier Geschäftsbereiche vertreten. Driveline und Land Systems haben in der norditalienischen Kleinstadt ein gemeinsames Werk und teilen sich dort teilweise Infrastruktur und Personal. Das Werk der Sinter Metals, eine Untergesellschaft im Geschäftsbereich Powder Metallurgy, ist hingegen eigenständig organisiert.

GKN Driveline ist ein führender Lieferant von Kraftübertragungssystemen für die Automobilindustrie. Insgesamt sind in diesem Geschäftsbereich 24.000 Mitarbeiter an 56 Standorten in 22 Ländern beschäftigt,[4]. GKN Driveline ist ein global agierender Entwickler und Hersteller von Gleichlaufgelenken, Allradsystemen, Trans Axle Solutions und eDrive Systemen und beliefert alle namhaften Fahrzeughersteller weltweit.

Im GKN Driveline Werk am Standort Bruneck werden traditionell Gleichlaufgelenke in Kleinserien und Differenziale gefertigt. Über die Jahre wurden immer wieder neue Produktlinien eingeführt: Visco-Kupplungen, Verteilergetriebe, Sperrdifferenziale, Torque-Vectoring-Produkte. In den letzten Jahren wurde die Produktion um mehrere Produkte

aus dem sogenannten Segment „eDrive“ ergänzt. Dabei handelt es sich um Komponenten bzw. Systeme für elektrisch angetriebenen Fahrzeugachsen.

1.2 Problemstellung allgemein

Im Segment „eDrive“ beschäftigt sich die GKN Driveline am Standort Bruneck speziell mit Getrieben, die den Elektromotor mit den beiden Seitenwellen verbinden. Derzeit sind das zweistufige Getriebe mit einem oder zwei Gängen und integriertem Differential, an dessen Ausgänge die Seitenwellen angeschlossen werden.

Die Weiterentwicklung bis zur Serienreife der in Bruneck teilweise gefertigten und montierten Getriebe wird im Werk durchgeführt. Dafür war von Beginn an ein Prüfstand notwendig, mit dem die geforderten Eigenschaften überprüft werden konnten. Die Getriebe aus der Prototypen- sowie Serienphase werden nicht nur Funktionstests, sondern auch speziellen Messungen der erzeugten Schwingungen unterzogen. Mit solchen Schwingungsanalysen bei festgelegten Drehzahl- und Drehmomentverläufen können Fehler im Getriebe detektiert und - mithilfe der über die Zeit aufgebauten Erfahrung - eindeutig identifiziert werden.

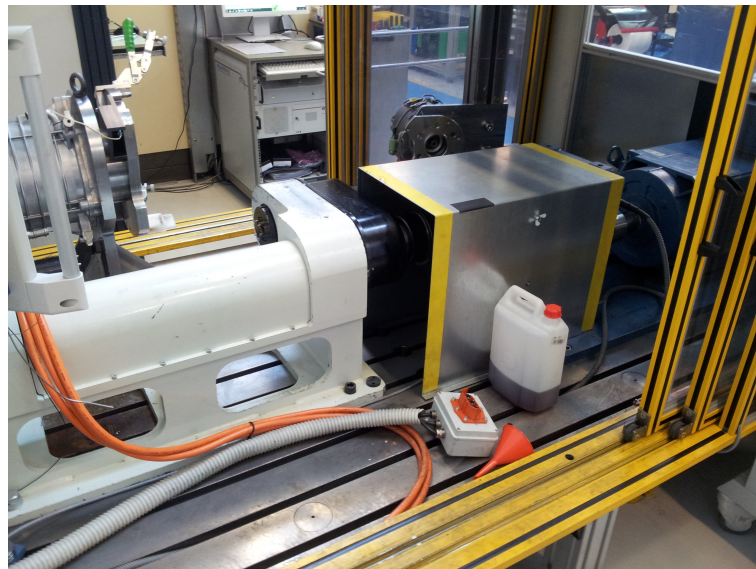


Abbildung 1.1: Aktueller Prüfstand

Der aktuelle Prototypen-Prüfstand wurde aus den Einzelteilen alter Prüfstände geschaf-

fen und mehrfach adaptiert. Für die anfänglichen Tests war er dadurch ausreichend ausgestattet. Der aktuelle Aufbau ist in Abbildung 1.1 zu sehen. Inzwischen schränkt die Funktionsweise des Prüfstands aber zunehmend ein, welche Tests durchgeführt werden können. Immer öfter muss auf einen teureren Drei-Motoren-Prüfstand ausgewichen werden.

Bei den Schwingungsanalysen steigen die Anforderungen an die Signalgüte stetig, Fehlerbilder können damit immer genauer zugeordnet werden. Hier machen sich konstruktive Nachteile des aktuellen Designs des Prototyp-Prüfstands bemerkbar: Alle Komponenten sind auf eine gemeinsame Grundplatte montiert, damit werden Schwingungen in alle Richtungen übertragen. Außerdem ist der Prüfstand nur so konfigurierbar, dass die Prüflinge differentialseitig angetrieben werden. Diese eingeschränkte Antriebssituation führt dazu, dass Fahrzustände nicht real abgebildet werden können.

Mit zunehmendem Wissen über die problematischen Bereiche der Produkte und mit den seriennäheren Produkten wurde es aber notwendig - auch um die Kundenvorgaben zu erfüllen - einen spezialisierten Prüfstand anzuschaffen. Mit der Entwicklung und Herstellung beauftragt wurde ein Schweizer Prüfstandsbauer. Dieser Prüfstand ist heute als „End Of Line“ (EOL) Prüfstand im Einsatz, direkt integriert in die Serienfertigungsstraße. Dafür ist der Prüfstand auch vollständig automatisiert, das Handling der Prüflinge und sämtliche Klemm- und Anschlussoperationen werden automatisch durchgeführt.

Der End-Of-Line Prüfstand wurde sehr speziell auf die in der Serie durchzuführenden Tests angepasst. Das sieht man einerseits an den Leistungsdaten und andererseits an der konsequenten Entkoppelung aller schwingenden Komponenten. Der Prüfling ist auf einer großen Ruhemasse gelagert, der Motor für die Antriebsachse wurde speziell angefertigt für hohe Drehzahlen und alle Komponenten sind sehr robust ausgeführt.

Der hohe Automatisierungsgrad erfordert sehr komplexe, prüflingsspezifische Montagevorrichtungen. Für den „End Of Line“-Prüfstand sind derzeit Montagewinkel für drei verschiedene, in Serienfertigung befindliche Getriebe verfügbar. Der Umbau des Prüfstands ist dank dieser Winkel relativ einfach. Derzeit ist ein baugleicher Prüfstand in Fertigung, mit dem die Kapazität der vorhandenen beiden Fertigungsstraßen gesteigert werden soll.

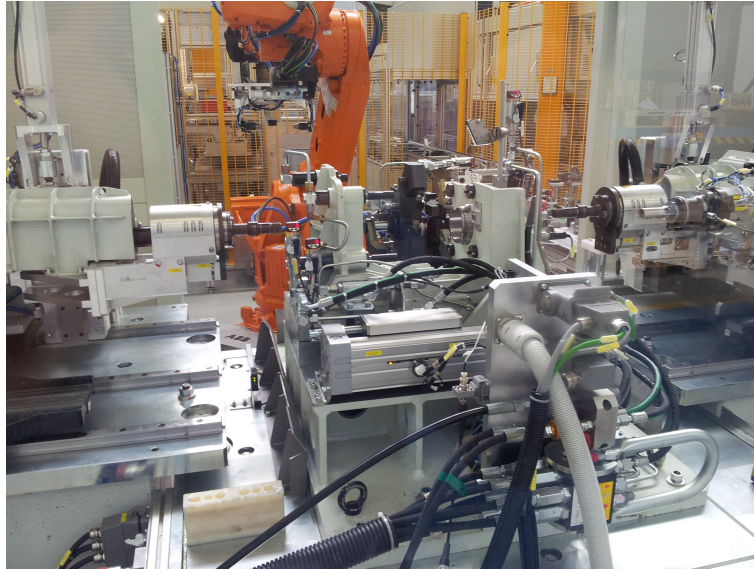


Abbildung 1.2: Vollautomatisierter „End Of Line“-Prüfstand

Wie in Abbildung 1.2 zu sehen ist, ist der Aufbau des End-Of-Line Prüfstandes durch die hohe Automatisierung sehr komplex und damit teuer. Eine neue Montagevorrichtung ist in der Entwicklung und Herstellung kostspielig, außerdem muss die Steuerung der Automation jedes Mal angepasst werden. Damit ist klar, dass der „End Of Line“-Prüfstand nicht für Tests von Prototypen in Frage kommt.

Die Notwendigkeit für eine Aufwertung bzw. Neuentwicklung des aktuellen Prüfstands ist damit mehr als gegeben.

2 Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung

Das Klären der Aufgabenstellung dient zur Informationsbeschaffung über die Anforderungen, die an den Prüfstand im Einzelnen gestellt werden, sowie über die bestehenden Bedingungen und deren Bedeutung. Das Ergebnis ist die informative Festlegung in einer Anforderungsliste. Die Aussagen und Festlegungen der Anforderungsliste sind auf die Belange der konstruktiven Entwicklung und der weiteren Arbeitsschritte zugeschnitten und abgestimmt. Die Anforderungsliste wird stets auf dem neuesten Stand gehalten.[7]

Auf die informative Festlegung der Aufgabe folgt ein Entscheidungsschritt. Er dient nach geklärter Aufgabenstellung durch Vorliegen der vorläufig festgelegten Anforderungsliste dazu, über folgende Fragen zu entscheiden:[7]

- Ist die Aufgabenstellung soweit geklärt, dass die Entwicklung der konstruktiven Lösung eingeleitet werden kann?
- Ist eine Konzepterarbeitung notwendig oder können schon bekannte Lösungen direkt Grundlage der Entwurfs- bzw. Ausarbeitungsphase sein?
- Wenn die Konzeptphase durchlaufen werden muss, wie und in welchem Umfang ist sie in Anlehnung an das methodische Vorgehen zu gestalten?

2.1 Klären der Aufgabe

Für Prototypen-Tests und Vergleich-Tests zur Validierung der Ergebnisse des End-Of-Line-Prüfstands ist ein spezialisierter Prüfstand für NVH-Tests notwendig (Noise Vibra-

tion Harshness). Der Prüfstand muss wiederholbare Schwingungsmessungen durchführen können. Außerdem soll die Möglichkeit bestehen, verschiedene Funktionstests durchzuführen.

Die Montagezeiten für Prüflinge sollen kurz sein, damit auch Serien des gleichen Getriebes schnell geprüft werden können. Außerdem soll der Umbau für den Test von verschiedenartigen Getrieben in kurzer Zeit vonstattengehen. Auch neu entwickelte Getriebe sollen ohne großen finanziellen Aufwand und langwierige Vorbereitung am Prüfstand aufspannbar sein.

Insgesamt soll der Prüfstand, mit gewissen Einschränkungen, die Prüfaufgaben eines Drei-Motor-Prüfstands übernehmen. Die wichtigsten Einschränkungen sind die Koaxialität der beiden Ausgangsachsen und deren Antrieb bzw. Bremsen mit nur einem Motor oder einer Bremse.

Das vorhandene Equipment soll berücksichtigt werden, um Kosten zu sparen. Verfügbar ist ein 73 kW Motor und eine 30 kW Wirbelstrombremse, deren Verwendbarkeit zu überprüfen ist. Ausschlaggebend hierfür sind die Drehmoment- und Drehzahlkurven, die bei den Tests gefahren werden sollen.

Die flexible Konfigurierbarkeit des Prüfstands ist ausschlaggebend. Dadurch, dass der Prüfstand rasch und günstig für neue Prototypen angepasst werden kann, werden Kosten und Zeit für einen Prüfdurchlauf reduziert und die firmeninterne Prüf-Kapazität gesteigert.

2.2 Art der Prüflinge

Im Folgenden sollen nun einige Beispiele für Getriebe angeführt werden, die aktuell getestet werden. Die Beispiele sind konkrete Serienprodukte, auf eine Angabe des Produktnamen oder des Herstellers wird verzichtet.

2.2.1 eDrive 1

eDrive 1 ist ein zweistufiges Zweigang-Getriebe, es stellt damit eine Besonderheit im Hybrid-Fahrzeugbau dar. Das Getriebe ist direkt in der Vorderachse des Fahrzeugs verbaut, deshalb ist ein Differential integriert. Ein Funktionsschema ist in Abbildung 2.1 zu sehen.

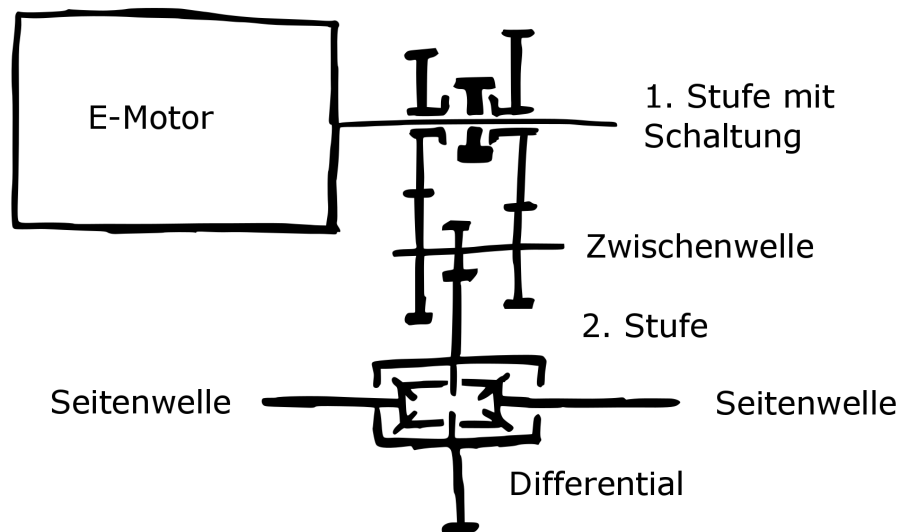


Abbildung 2.1: Funktionsschema eDrive 1

Eingesetzt wird dieses Getriebe in einem modernen Sportwagen. Bis zu einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 120 km/h wird mit dem ersten Gang gefahren, darüber dann mit dem zweiten. Damit wird es überhaupt erst möglich, den E-Motor auch bei hohen Geschwindigkeiten noch zu verwenden. Der Abstand zwischen Antriebsachse und Differentialanschlüssen ist relativ groß, dieser Umstand ist dem großen und leistungsstarken E-Motor geschuldet.

Im Prüflauf für dieses Getriebe sind zusätzliche Tests für die Funktion der Schaltung vorgesehen. Diese sehr dynamischen Vorgänge stellen eine zusätzliche Beanspruchung für den Prüfstand dar.

In Abbildung 2.2 ist das Getriebe zu sehen, wie es in den aktuellen Prüfstand montiert wird. An die Antriebswelle wird ein Elektromotor angeschlossen, dieser wird mit Widerständen ausschließlich als Bremse betrieben.

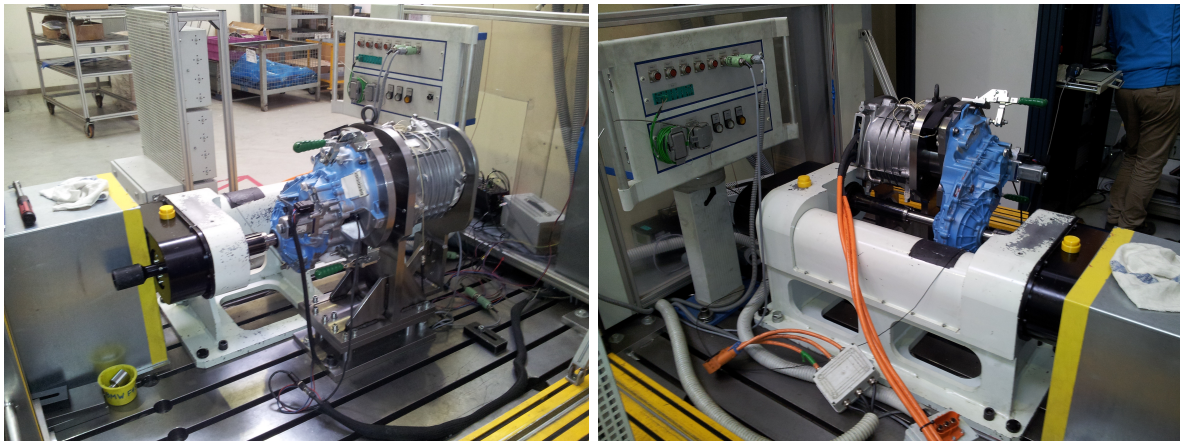


Abbildung 2.2: Zwei Fotos des aktuellen Prüfstandes, Prüfling ist hier blau eingefärbt

2.2.2 eDrive 2

Das eDrive 2 kommt in einem Mittelklassefahrzeug zum Einsatz. Es ist ein zweistufiges Getriebe mit integriertem Differential zur Kraftaufteilung an der Hinterachse. Das Funktionsschema wird in Abbildung 2.3 dargestellt.

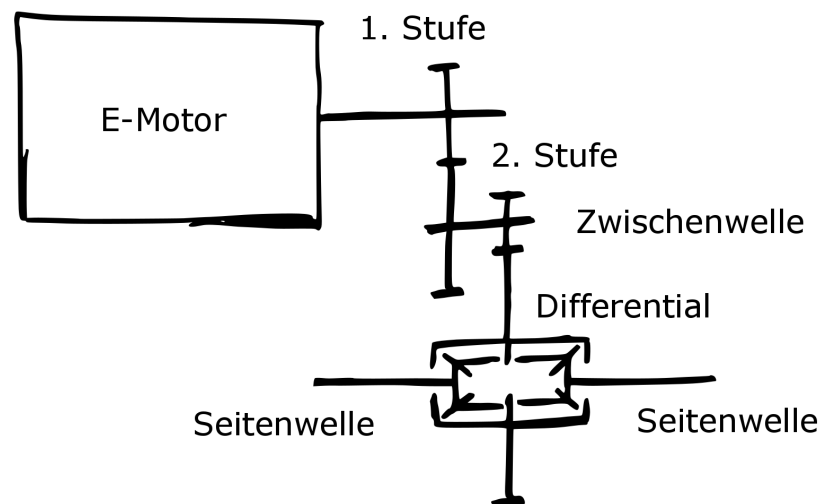


Abbildung 2.3: Funktionsschema eDrive 2

Das Getriebe ist sehr kompakt gebaut. Im Normalbetrieb fährt das damit bestückte Fahrzeug frontangetrieben mit einem Verbrennungsmotor, bei Bedarf aber wird der elektrische Antrieb an der Hinterachse zugeschaltet. Das Getriebe hat nur einen relativ kleinen

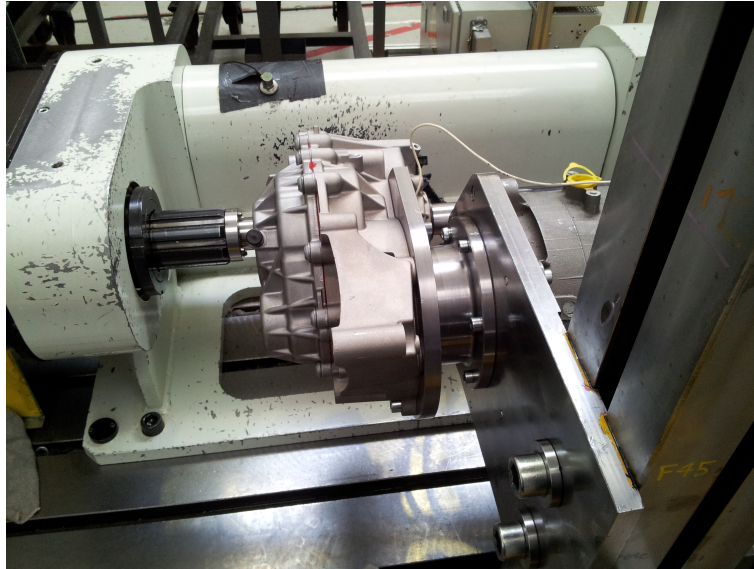


Abbildung 2.4: eDrive 2 montiert im aktuellen Prototyp-Prüfstand

Abstand zwischen der Antriebsachse und den Differentialanschlüssen und stellt damit ganz andere geometrische Ansprüche an den zu entwickelnden Prüfstand wie das eDrive 1.

Die sehr kompakte Bauform des eDrives ist in Abbildung 2.4 zu sehen. Der verfügbare Bauraum für diesen Test ist sehr knapp, da der bremsende Elektromotor auch zwischen den beiden Seitenteilen des Verteilergetriebes Platz haben muss.

2.2.3 eDrive 3

Beim eDrive 3 wurde ein gänzlich anderer Ansatz für die Anordnung der Komponenten gewählt: Die Welle des Elektromotors und die Abtriebswellen sind coaxial. Verbunden sind sie durch ein zweistufiges Getriebe, montiert an eine Stirnseite des Elektromotors. Die Abdeckung des Elektromotors bildet gleichzeitig eine Gehäusenhälfte des Getriebes, insgesamt wird damit ein außergewöhnliches Packaging erreicht. Der Motor ist eine spezielle Anfertigung mit einer Hohlwelle (im Schema ist der Elektromotor deshalb in Schnittdarstellung dargestellt), durch diese läuft eine der beiden Seitenwellen. Verbaut wird dieser Antrieb in Hybridfahrzeugen an der Hinterachse. In Abbildung 2.5 ist das Funktionsschema für das Getriebe zu sehen (der Elektromotor ist geschnitten dargestellt).

Bis auf einige Funktionstests müssen alle Tests an diesem Getriebe mit dem originalen

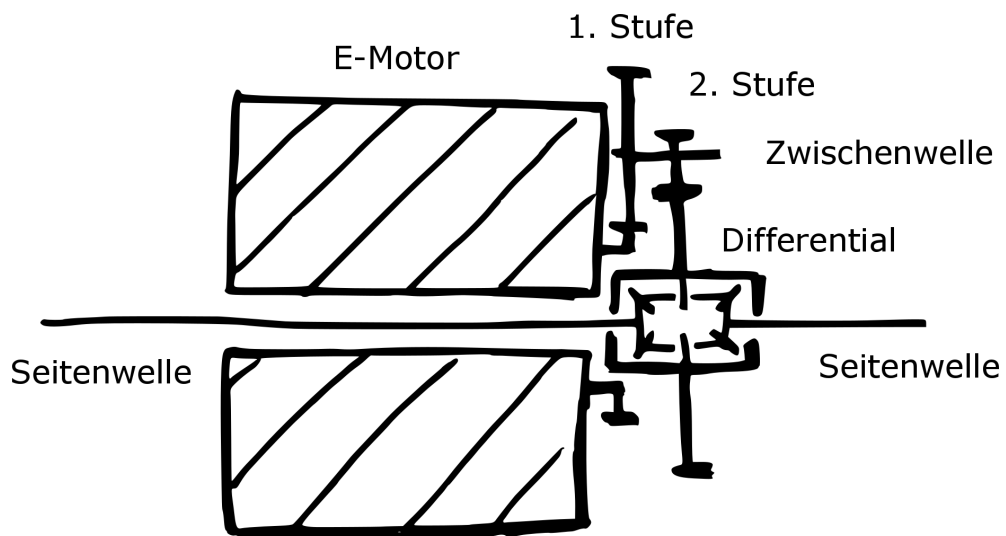


Abbildung 2.5: Funktionsschema eDrive 3

Motor, in komplett montiertem Zustand, gemacht werden. Der originale Motor muss in diesem Fall als Antrieb bzw. Bremse funktionieren, vom Prüfstand wird hingegen nur ein Antrieb bzw. eine Bremse benötigt. In Abbildung 2.6 ist ein eDrive 3 zu sehen, montiert im aktuellen Prüfstand.

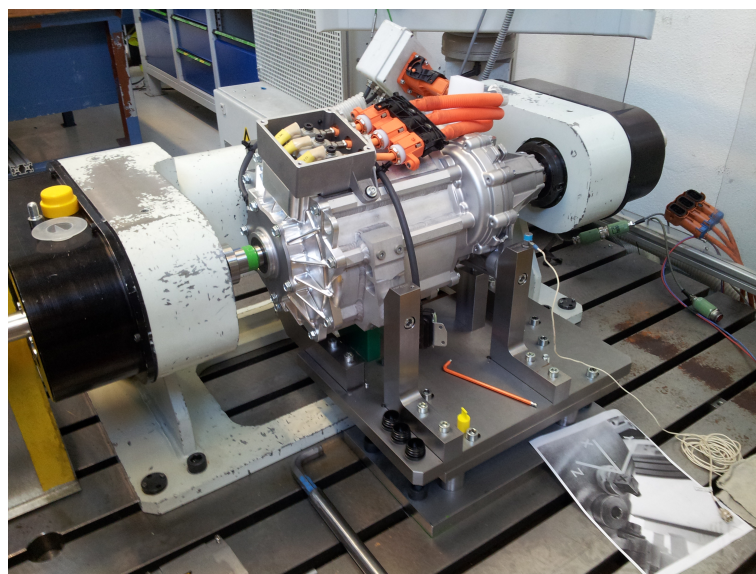


Abbildung 2.6: Mit spezifischer Halterung auf aktuellen Prüfstand montiertes eDrive 3

2.2.4 Zusammenfassung der Eckdaten

In der folgenden Tabelle 2.1 und 2.2 sind die generellen Anforderungen an Drehmoment, Drehzahl und Achsabständen für die Prüfung der oben genannten Getriebe dargestellt. Für zukünftige Entwicklungen muss ein angemessener Spielraum eingeplant werden.

	Maximalwert im Testzyklus		
	Drehzahl Eingangswelle	Drehzahl Differential	Drehmoment Differential
eDrive 1	10.000 min ⁻¹	890 min ⁻¹	1.150 N m
eDrive 2	13.700 min ⁻¹	1.100 min ⁻¹	2.058 N m
eDrive 3	—	1.000 min ⁻¹	400 N m

Tabelle 2.1: Zusammenfassung Daten Prüflauf

	Übersetzungsverhältnis	Abstand An-/Abtrieb	
		Horizontal	Vertikal
eDrive 1	11,38 / 5,85	158.55 mm	181.50 mm
eDrive 2	12,473	164.04 mm	17.82 mm
eDrive 3	10,008	0 mm	0 mm

Tabelle 2.2: Zusammenfassung Geometriedaten

Für das eDrive 2 ist ein relativ hohes Drehmoment im hohen Drehzahlbereich im Prüflauf vorgesehen. Nach Rücksprache mit den Verantwortlichen ist dieser Bereich des Prüflaufs aber für den Prototypen-Test vernachlässigbar, diese Anforderung ist deshalb nicht zwingend in die Anforderungsliste zu übernehmen.

2.3 Anforderungsliste

In der folgenden Tabelle 2.1 ist die Anforderungsliste zusammengestellt.

Änderung	F/W	Anforderung
		1. Geometrie
01.04.2015	F	Alle aktuellen Getriebe können im Prüfstand montiert werden
30.03.2015	F	Für zukünftige, derzeit noch nicht bekannte Getriebetypen adaptierbar
01.04.2015	F	Geeignete Drehmomentübertragung auf das Differential

08.04.2015	F	Anschlusspositionen an Differential und Antriebswelle des Prüflings sehr genau einstellbar
28.08.2015	F	Die Position der Antriebswelle kann in Bezug zur Radachse des Prüflings variiert werden: in vertikaler Richtung von -120 mm bis 250 mm und in horizontaler Richtung von 100 mm bis 280 mm bzw. -100 mm bis -280 mm
28.08.2015	F	Minimal verfügbarer Raum in axialer Richtung für Prüfling: 750 mm
30.03.2015	F	Energieflussrichtung im Prüfling kann umgekehrt werden (4-Quadranten Betrieb)
08.04.2015	W	Energieflussrichtung ohne Umbau umkehrbar
30.03.2015	W	Schwingungsaufnehmer so nahe wie möglich am Prüfling
30.03.2015	W	Drehzahlaufnehmer so nahe wie möglich am Prüfling
30.03.2015	W	Die Außenabmessungen des Prüfstands sollen klein sein
		2. Kinematik
30.03.2015	F	Drehzahl an der Antriebswelle des Prüflings von 0 bis maximal 15.000 min^{-1} , Beschleunigung auf Höchstdrehzahl in maximal 5 s , beide Drehrichtungen
28.08.2015	F	Drehzahl an Abtriebswelle des Prüflings: $0 - 1.200\text{ min}^{-1}$
30.03.2015	F	Übersetzungsverhältnis der Prüflinge $1:5 - 1:12$
30.03.2015	F	Schwingungsentkoppelung von Prüfstandsantrieb
30.03.2015	F	Schwingungsentkoppelung des Prüflings, keine Schwingungen des Prüfstands sollen gemessen werden
		3. Kräfte/Momente
30.03.2015	F	Prüflings-Eingangswelle bis 5.000 min^{-1} maximal mit 300 Nm belastet, bei höherer Drehzahl wird das Drehmoment linear verringert
28.08.2015	F	Drehmoment an den Prüflings-Ausgangswellen (jeweils): 750 Nm
30.03.2015	F	Stufenlos regelbares Bremsen bis zur maximalen Antriebsleistung
		4. Energie
31.03.2015	F	Weiterverwendung des bestehenden Motors mit 74 kW
30.03.2015	W	Zukünftige Erweiterung um Generator/Batterie-Einheit vorsehen
		5. Werkstoff
30.03.2015	F	Stahl, geeignete dämpfende Materialien
30.03.2015	W	Rostfrei
		6. Signal - Eingang
30.03.2015	F	Ansteuerung Antriebsmotor (Drehzahl)
30.03.2015	F	Vorgabe für Bremsmoment

		7. Signal - Ausgang
30.03.2015	F	Gemessene Drehzahl des Antriebs
30.03.2015	F	Gemessene Schwingungen des Test-Getriebes
30.03.2015	W	Gemessenes Bremsmoment
		8. Sicherheit
30.03.2015	F	Schutz des Bedienpersonals
28.08.2015	F	Fail-Safe-Verhalten für alle bewegenden Teile im Prüfstand
		9. Ergonomie
30.03.2015	F	Handling des Prüflings mit Kran, vertikale Einführung in die Halterung
30.03.2015	W	Gute Zugänglichkeit zur Montage des Test-Getriebes
		10. Fertigung
30.03.2015	F	Einzelfertigung
		11. Gebrauch
30.03.2015	F	Schnelle Montage des Prüflings möglich
30.03.2015	F	Schneller Umbau des Prüfstands für verschiedene Getriebetypen
		12. Instandhaltung
30.03.2015	W	Wenig Instandhaltung notwendig, Wartung einfach
		13. Termin
28.08.2015	F	Ausschreibungsunterlagen bis Herbst 2015
		14. Kosten
30.03.2015	W	Fertigungskosten sollen nicht zu hoch sein

Tabelle 2.1: Anforderungsliste

2.4 Erkennen der wesentlichen Probleme

Am Prüfstand sollen verschiedenartige Prüflinge - aber immer mit insgesamt drei Wellenanschlüssen - mit definierten Drehmoment- und Drehzahlkurven angetrieben werden. Dabei soll ein möglichst deutliches Signal der Vibrationen aus dem Inneren des Prüflings aufgenommen werden.

Bei der Analyse der Anforderungsliste und der Eckdaten der Prüfläufe fällt als erstes wesentliches Problem die für Getriebe relativ hohe Drehzahl an der Eingangswelle auf. Um den Fahrbetrieb darzustellen, muss diese im Prüfstand bis auf 15.000 min^{-1} beschleunigt werden können. Wichtig ist auch bei dieser hohen Drehzahl noch, dass die Antriebskom-

ponenten möglichst ruhig laufen und kaum Schwingungen auf den Prüfling übertragen werden. Im aktuellen Prototyp-Prüfstand wird die Eingangswelle des Prüflings nur gebremst. Als Bremse dient ein Motor, der später im Fahrzeug montiert ist, dieser wird durch einen Widerstand gebremst. Angetrieben wird der Prüfling über die Seitenwellen. Im „End Of Line“-Prüfstand hingegen wurde eigens ein Motor entwickelt, der die geforderte Drehzahl erreicht. Die Anschaffungskosten für diesen Motor lagen im sechsstelligen Bereich und damit weit über dem Einkaufspreis für einen Standard-Motor. Eine ähnliche Variante mit schnell laufendem Motor für den zu entwickelnden Prototypen-Prüfstand muss deshalb hinsichtlich Kosten überprüft werden. Bei derartigen Drehzahlen werden auch Lagerungen, Schmierungen und Dichtungen zum Problem, da es hier keine Standardlösungen mehr gibt. Wichtig ist auch, dass die hohe kinetische Energie im Antriebsstrang des Prüfstands berücksichtigt wird.

Ein weiteres zentrales Problem stellt die Umkehrbarkeit des Energieflusses dar. Wünschenswert wäre es, wenn diese ohne Umbau machbar wäre. Grundsätzlich lassen sich aus der Funktionsstruktur zwei Möglichkeiten einer Umsetzung ablesen: Eine (mechanische) Vertauschung des Antriebs- und des Abtriebsstranges oder die (elektrische) Umschaltung des Antriebs zur Bremse bzw. umgekehrt.

Eine wichtige Eigenschaft, die schlussendlich die Qualität des Prüfstands ausmachen wird, ist die Schwingungsentkoppelung des Prüflings während des Prüflaufs. Diese Entkoppelung ist sicherlich am besten durch eine ausgewogene Kombination mehrerer Maßnahmen zu erreichen. Eine generelle robuste Ausführung aller Teile bzw. die Reduzierung von Trägheitsmassen – indirekt die Reduzierung von oszillierenden Kräften durch Unwucht – ist auf jeden Fall anzustreben.

Nicht unwesentlich ist es auch, von Anfang an auf eine einfache und schnelle Montage der Prüflinge hinzuarbeiten. Hier kann auch mit den Erfahrungen aus dem Alltag bei der Verwendung des aktuellen Prototypen-Prüfstandes gearbeitet werden.

Im Fahrzeug hat das Differential die Aufgabe, eine gleichmäßige Kraftaufteilung auf beide Seitenwellen zu gewährleisten. Durch seine Funktion lässt das Differential eine Drehzahldifferenz zu, so kann zum Beispiel in einer Kurvenfahrt das kurvenäußere Rad schneller drehen und überträgt trotzdem (theoretisch) gleich viel Kraft wie das kurven-

innere Rad.

Für den Prüfstand stellt diese Funktionsweise des Differentials ein grundlegendes Problem dar: Der zusätzliche Freiheitsgrad muss berücksichtigt werden. Theoretisch ergeben sich drei mögliche Varianten: Beidseitig mit jeweils einer Welle anschließen, einseitig mit einer Welle anschließen und mit einer Gabel an deren Ende das Differential blockieren oder drittens durch ein einseitiges Blockieren und durch ein doppelt so schnelles Antreiben der anderen Seite. Die erste Variante ist konstruktiv aufwändig, die zweite ermöglicht nur die Übertragung von kleinen Momenten und die dritte Variante bildet einen absolut unrealistischen Fahrzustand ab. Es wird deshalb von vornherein der beidseitige, drehsynchrone An- bzw. Abtrieb an beiden Differentialausgängen festgelegt.

3 Konzipieren

Nach dem Klären der Aufgabenstellung wird durch Abstrahieren auf die wesentlichen Probleme, Aufstellen von Funktionsstrukturen und durch Suche nach geeigneten Wirkprinzipien und deren Kombination in einer Wirkstruktur die prinzipielle Lösung festlegt. Das Konzipieren ist die prinzipielle Festlegung einer Lösung.[7]

Die Vorgehensweise beim Konzipieren mit den einzelnen Schritten ist in Abbildung 3.1 visualisiert.

Die Kombination von verschiedenen Wirkprinzipien führt zu mehreren Wirkstrukturen. Da sich im vorliegenden Fall sehr unterschiedliche Strukturen bilden lassen, werden zunächst die sechs aussichtsreichsten Lösungsvarianten zusammengestellt. Um den Arbeitsaufwand in Grenzen zu halten, sollen nicht alle sechs Lösungen konkretisiert werden. Es wird deshalb eine Zwischenbewertung mit einer nachfolgenden Auswahl von drei Lösungen vorgenommen. Durch das nochmalige Durchlaufen mit einem höheren Informationsstand können die ursprünglichen Ergebnisse verbessert werden.[7]

Den Abschluss der Konzipier-Phase bildet eine Bewertung der konkretisierten Lösungsvarianten nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien und ein anschließendes Festlegen der prinzipiellen Lösung.

Als Auswahlkriterium soll in beiden Fällen das Hyperbelverfahren laut der Gleichung 3.1 dienen. Dieses Verfahren gibt technisch/wirtschaftlich ausgeglichenen Lösungen den Vorzug [7].

$$W = \sqrt{W_t * W_w} \tag{3.1}$$

mit:

- W – Gesamtwertigkeit,
- W_t – Technische Wertigkeit,
- W_w – Wirtschaftliche Wertigkeit.

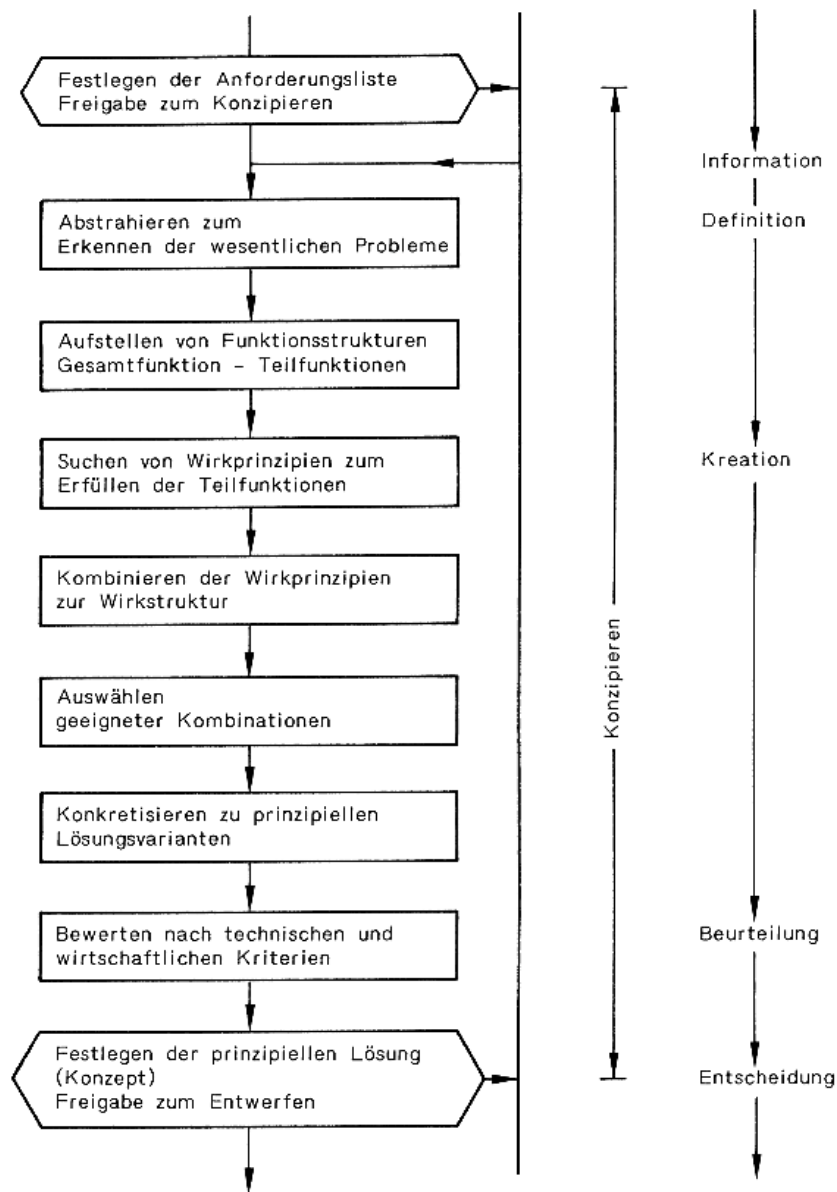


Abbildung 3.1: Methodisches Konzipieren nach Pahl/Beitz [7]

3.1 Aufstellen der Funktionsstrukturen

Die Gesamtfunktion des neuen Prototyp-Prüfstands ist in der folgenden Abbildung 3.2 dargestellt.

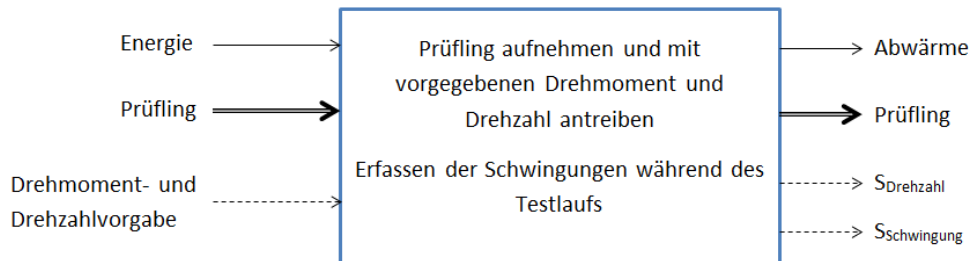


Abbildung 3.2: Gesamtfunktion

Diese Gesamtfunktion kann in mehrere Teilfunktionen aufgeschlüsselt werden. Ein Schema dafür ist in Abbildung 3.3 zu sehen.

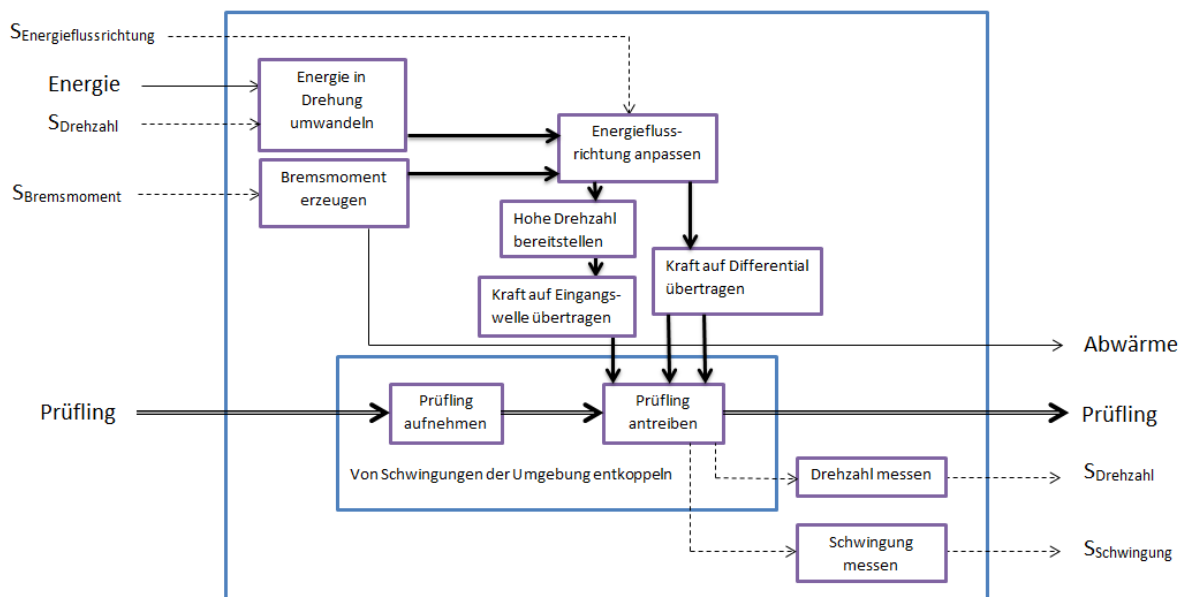


Abbildung 3.3: Funktionsstruktur neuer Prüfstand

Im Vergleich dazu ist das Schema der Teilfunktionen des aktuellen Prototyp-Prüfstands in Abbildung 3.4 zu sehen.

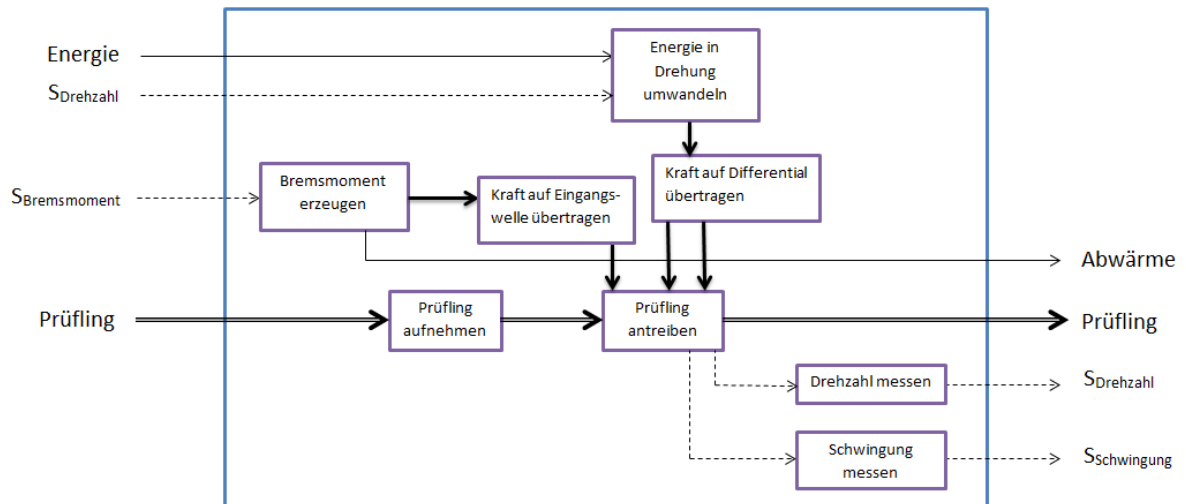


Abbildung 3.4: Funktionsstruktur alter Prüfstand

3.2 Lösungsprinzipien und deren Strukturen

Nachfolgend werden allgemein gültige Grenzen und Einschränkungen aufgelistet:

- Kardan-Gelenkwellen sind nur bis maximal 6.000 min^{-1} einsetzbar (in spezieller Ausführung). Gleichlauf-Gelenkwellen mit Faltenbälgen sind limitiert auf etwa 2.200 min^{-1} .
- Die Verwendung von mehr als zwei Elektromotoren wird aus wirtschaftlichen Gründen und wegen des begrenzten Platzangebots im Testcenter prinzipiell ausgeschlossen.
- Das Differential muss beidseitig angetrieben bzw. gebremst werden.
- Ein Elektromotor (74 kW , 5.000 min^{-1} maximal) und eine Wirbelstrombremse (30 kW , 18.000 min^{-1}) sind vorhanden, eine Verwendung dieser Komponenten bringt wirtschaftliche Vorteile.

3.2.1 Morphologischer Kasten

Im morphologischen Kasten werden jeder Teilfunktion mehrere Teillösungen zugeordnet. Durch die Kombination von Teillösungen ergibt sich dann eine Vielzahl von Gesamtlö-

sungen. Die Tabelle 3.1 zeigt den morphologischen Kasten für den zu entwickelnden Prüfstand, aufgestellt auf Basis der Funktionsstruktur.

Drehbewegung erzeugen	E-Motor	Nach Bedarf langsamer oder schneller E-Motor		
Bremsmoment erzeugen	E-Motor	Wirbelstrombremse	Scheibenbremse	
Drehmoment auf Differential übertragen	Welle	Dämpfende Kupplung	Gelenkwelle	Riemen
Drehmoment auf Eingangswelle übertragen	Welle	Dämpfende Kupplung	Gelenkwelle	Riemen
Energieflussrichtung umschalten	Manuelles Ummontieren	Schaltgetriebe	Elektrotechnisch	
Hohe Drehzahl bei Eingangswelle bereitstellen	Schnelllaufender Motor bzw. Bremse	Übersetzungsgetriebe	Übersetzung im Schaltgetriebe	
Prüfling aufnehmen	Spezifische Montagevorrichtung	Spezifische Anschlussflansche	Allgemeine Montagevorrichtung	
Position Eingangswelle einstellen	Fest	1-achsig verstellbar	2-achsig verstellbar	3-achsig verstellbar
Position Differentialanschlüsse einstellen	Fest	1-achsig verstellbar	2-achsig verstellbar	3-achsig verstellbar
Kraft beidseitig übertragen	Zahnriemen	Keilriemen	Kette	Zahnräder, Kegelhäder
Schwingungen entkoppeln	Elastomerkupplung	Getrennte Grundplatte	Beruhigungsmasse für Prüfling	Active Noise Cancelling
Drehzahl messen	Direkt an Antriebswelle	Direkt an Differentialwelle	Drehzahlsignal Antrieb	
Schwingungen messen	Am Prüflingsgehäuse	An Montagevorrichtung	Körperschallsensor	

Tabelle 3.1: Morphologischer Kasten

Die Schwingungsentkoppelung und das Messsystem sind für alle Lösungsvarianten zumindest ähnlich. Diese Teilfunktionen sollen in der ersten Runde der Lösungsfindung nicht berücksichtigt werden.

Die beidseitige Kraftübertragung auf das Differentialgetriebe im Prüfling hingegen soll schon vor dem weiteren Vorgehen prinzipiell festgelegt werden, denn alle zu entwickelnden Lösungen sind in ihrem Aufbau stark von dieser Teillösung abhängig.

Die letzten drei Zeilen des morphologischen Kastens werden aus diesen Gründen in den folgenden Kapiteln nicht mehr angeführt.

3.2.2 Teillösung für Leistungsverzweigung am Differential

Die Umsetzung dieser Teilfunktion beeinflusst stark die geometrischen Bedingungen aller Lösungsvarianten. Eine prinzipielle Lösung für die Verzweigung soll deshalb unabhängig von späteren Überlegungen festgelegt werden.

Die Drehmomentübertragung muss beidseitig am Differential erfolgen, trotzdem soll dafür nur ein Motor bzw. eine Bremse eingesetzt werden. Damit wird eine mechanische Leistungsverzweigung notwendig. Eine Möglichkeit dafür sind parallele Wellen, die gekoppelt werden. In Abbildung 3.5 ist eine solche Konfiguration dargestellt. Als Koppel-elemente kommen Keilriemen, Ketten, Zahnriemen, Flachriemen und Stirnzahnräder in Frage.

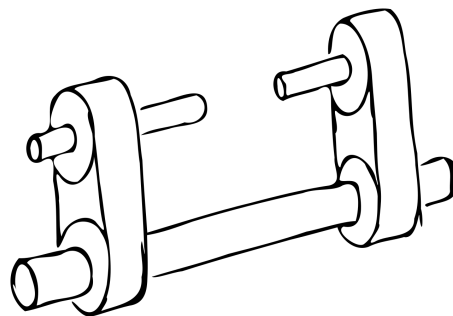


Abbildung 3.5: Schema für Leistungsübertragung mit Riemen

Eine orthogonale Anordnung des Antriebsmotor bzw. der Bremse und der Anschlusswellen ist auch denkbar. Als Koppel-elemente kommen in dieser Variante unter anderem Kegelräder zum Einsatz. Eine Skizze dieser Anordnung ist in Abbildung 3.6 zu sehen.

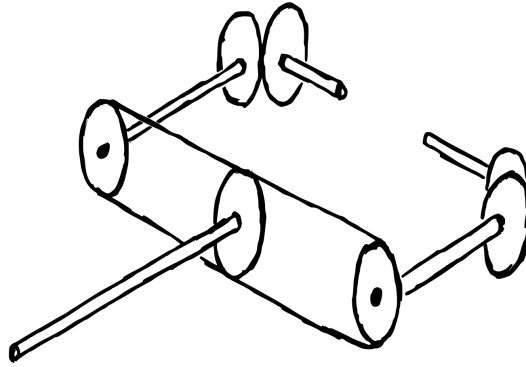


Abbildung 3.6: Schema für Leistungsübertragung mit Riemen und Kegeleädern

Zur Auswahl der besten Lösung für diese Teilfunktion soll eine technische Bewertung aller möglichen Koppelemente durchgeführt werden. Für diese Analyse bietet sich ein Vorgehen nach VDI 2225 an; die verwendete Werteskala in der Tabelle 3.2 ist dem Blatt 3 der Richtlinie entnommen.

Bewertung	Bedeutung
0	unbefriedigend
1	gerade noch tragbar
2	ausreichend
3	gut
4	sehr gut (ideal)

Tabelle 3.2: Bewertungsskala nach VDI 2225 [22]

Erläuterung der Bewertungskriterien:

- Die **Leistungsdichte** bestimmt maßgeblich den notwendigen Bauraum und ist damit bestimmend für den geometrischen Aufbau des Prüfstands.
- Die wichtigsten Eigenschaften, die das Kraftübertragungssystem haben soll, sind aber das **Schwingungsverhalten**, also ob Schwingungen gedämpft werden oder zumindest kaum welche generiert werden, und die **Gleichförmigkeit** der Übertragung der Drehbewegung. Die Anschlusswellen werden direkt in das Differential im Prüfling hineingeschoben, übertragene Schwingungen sollen deshalb minimal sein. Eine gleichförmige Drehbewegung ist wichtig für die Analyse der periodischen Vorgänge innerhalb des Prüflings. Beide Punkte sollen gesondert bewertet werden.

- Ein **konstruktiv einfaches** System senkt die Kosten bei Entwicklung und Herstellung des Prüfstands. Außerdem wird mit einem weniger komplexen System die Fehleranfälligkeit vermindert, weshalb die Zuverlässigkeit steigt.
- Sehr wichtig für eine schnelle und einfache Wartung ist die schnelle **Verfügbarkeit von Ersatzteilen**. Damit soll eine hohe Verfügbarkeit des Prüfstands erreicht werden.

Variante	Zahnriemen	Keilriemen	Flachriemen	Kette	Stirnräder	Kegelräder
Leistungs-dichte	3	2	1	4	4	4
Schwingungs-verhalten	3	4	4	1	3	2
Gleichförmig-keit	3	4	4	0	3	2
Konstruktiv einfach	4	4	4	4	2	1
Verfügbarkeit Ersatzteile	4	4	4	4	1	1
Summe	17	18	17	13	13	10
Technische Wertigkeit	0,85	0,9	0,85	0,65	0,65	0,5

Tabelle 3.3: Punktbewertung der Lösungsvarianten für die Teilfunktion „beidseitige Kraftübertragung auf Differential“

Die Eigenschaften des Zahnriemens sind stark von der verwendeten Profilform abhängig. Hier wird von einem modernen Riementyp ausgegangen, der speziell dem Polygoneffekt entgegenwirkt und zudem eine hohe Übertragungsleistung aufweist.

Mit der Punktbewertung der Teillösungsvarianten in Tabelle 3.3 ist absehbar, dass eine Lösung mit Zahnriemen, Keilriemen oder Flachriemen technisch am aussichtsreichsten ist. Eine Anordnung nach Abbildung 3.6 ist wegen der notwendigen Kegelräder ungünstig. Außerdem wäre ein Getriebe mit Kegelrädern für eine Drehzahl von bis zu 15.000 min^{-1} technisch herausfordernd.

Es soll erst im Entwurf festgelegt werden, ob ein System mit Zahnriemen, Keilriemen oder Flachriemen am geeignetsten ist. Zu diesem Zeitpunkt sind dann mehr relevante Informationen für die Auslegung des Riementriebs gegeben.

3.2.3 Teillösung für die Verbindung mit dem Differential

Die beidseitige Verbindung des Antriebsstrangs des Prüfstandes mit den beiden Differentialausgängen im Prüfling ist im aktuellen Prototypen-Prüfstand mit einem System aus Profilhülsen und Profildornen verwirklicht. Die Profildorne sind innerhalb der Profilhülsen verschiebbar und werden in der Endposition verschraubt. Am Ende der Profildorne wird jeweils eine prüflingsspezifische Anschlusswelle befestigt, die zum Verbinden in das Differential geschoben werden. Abbildung 3.7 zeigt eine Draufsicht auf das beschriebene System. Die Profildorne sind mit orangen Rahmen markiert. Damit ein Prüfling montiert bzw. demontiert werden kann, werden die Wellen links und rechts nach außen geschoben. In Abbildung 3.7 ist ein eDrive 2 mit eingeschobenen Wellen dargestellt.

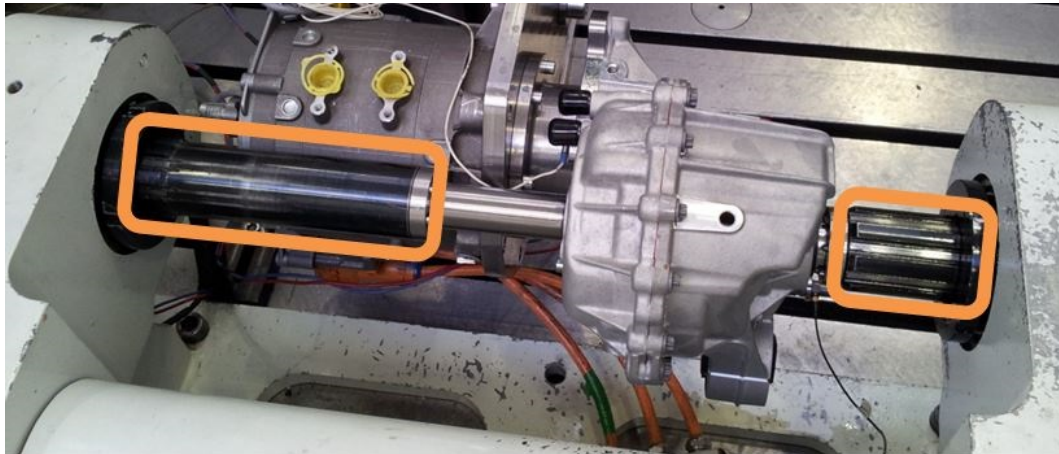


Abbildung 3.7: Profildorne verbaut im aktuellen Prüfstand

Das System hat sich in der Anwendung bewährt, die Verbindung mit dem Prüfling ist schnell hergestellt und die notwendigen, prüflingsspezifischen Wellenstücke sind einfach zu fertigen. Der Mechanismus soll deshalb vorerst ohne Anpassungen übernommen, zukünftige Weiterentwicklungen können später angedacht werden.

Die Profilhülsen sind in einem Gehäuse gelagert und nehmen die Riemenscheiben auf. Im aktuellen Prototypen-Prüfstand ist diese Lagerung - für die mechanische Beanspruchung der Bauteile ungünstig - als fliegende Lagerung ausgeführt.

Ein Beispiel für eine prüflingsspezifische Anschlusswelle ist in Abbildung 3.8 dargestellt.

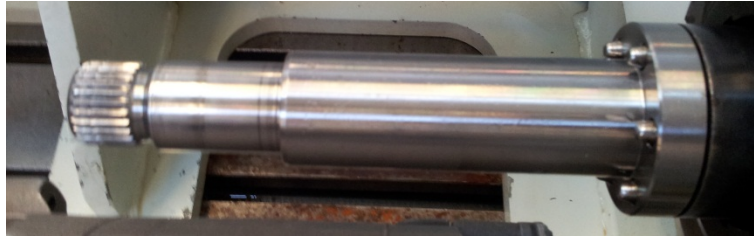


Abbildung 3.8: Anschlusswelle mit Außenprofil

3.2.4 Lösungsvariante 1

Die erste Variante stellt eine Modifikation des aktuellen Prüfstands dar. Tabelle 3.4 zeigt diese Lösung im morphologischen Kasten.

Drehbewegung erzeugen	E-Motor	Nach Bedarf langsamer oder schneller E-Motor		
Bremsmoment erzeugen	E-Motor	Wirbelstrombremse	Scheibenbremse	
Drehmoment auf Differential übertragen	Welle	Dämpfende Kupplung	Gelenkwelle	Riemen
Drehmoment auf Eingangswelle übertragen	Welle	Dämpfende Kupplung	Gelenkwelle	Riemen
Energieflussrichtung umschalten	Manuelles Ummontieren	Schaltgetriebe	Elektrotechnisch	
Hohe Drehzahl bei Eingangswelle bereitstellen	Schnelllaufender Motor bzw. Bremse	Übersetzungsgetriebe	Übersetzung im Schaltgetriebe	
Prüfling aufnehmen	Spezifische Montagevorrichtung	Spezifische Anschlussflansche	Allgemeine Montagevorrichtung	
Position Eingangswelle einstellen	Fest	1-achsig verstellbar	2-achsig verstellbar	3-achsig verstellbar
Position Differentialanschlüsse einstellen	Fest	1-achsig verstellbar	2-achsig verstellbar	3-achsig verstellbar

Tabelle 3.4: Morphologischer Kasten für Lösungsvariante 1

Die Maßnahmen zur Verbesserung sind:

- Die bestehende Grundplatte wird getrennt, wie in Abbildung 3.9 skizziert. Je nach

Betriebsmodus steht auf der abgetrennten Platte ein Motor mit zugehörigem Untersetzungsgetriebe oder die Bremse.

- Zwischen Untersetzungsgetriebe und Verteilergetriebe sind zur Dämpfung eine Elastomerkupplung und eine Gelenkwelle zwischengeschaltet.
- Mit derselben Gelenkwelle kann auch die Bremse an das Verteilergetriebe angeschlossen werden.
- Ein zusätzlicher Motor wird benötigt für eine umgedrehte Energieflussrichtung. Dieser Motor muss bis zu 15.000 min^{-1} drehen können. Der Prüfling wird direkt an diesen Motor angeflanscht, in Abbildung 3.9 ist die Position des Prüflings mit einer roten Umrandung angedeutet.

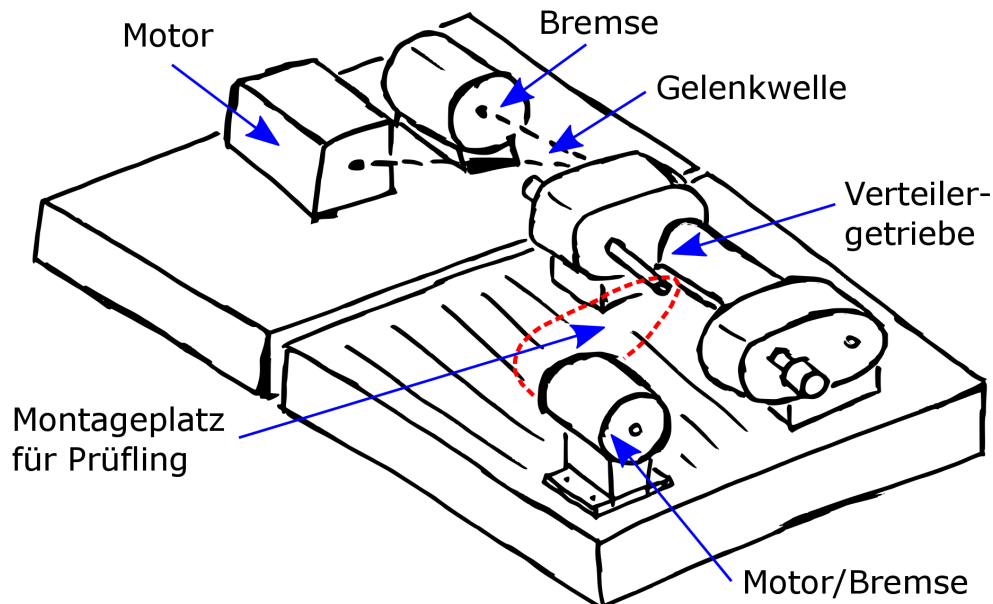


Abbildung 3.9: Schema Variante 1

Vorteile:

- Wenig Umbau am alten Prüfstand notwendig
- Prüfling muss nicht neu montiert werden, wenn Energieflussrichtung umgekehrt wird

Nachteile:

- Aufwändiger Umbau notwendig für die Umkehrung der Energieflussrichtung: Die Bremse muss auf die vorige Position des Antriebsmotors montiert werden, die freigewordene Stelle wird jeweils durch den anderen Motor besetzt.
- Zwei Antriebsmotoren notwendig
- Schwingungen durch den Motor bzw. die Bremse an der Antriebswelle werden direkt auf den Prüfling übertragen

3.2.5 Lösungsvariante 2

Diese Lösungsvariante ist prinzipiell ähnlich zur ersten Variante, hier wird aber versucht, den Aufwand beim notwendigen Umbau für die Umkehrung der Energieflussrichtung zu reduzieren. Im morphologischen Kasten ändert sich nur wenig, wie in Tabelle 3.5 zu sehen ist.

Drehbewegung erzeugen	E-Motor	Nach Bedarf langsamer oder schneller E-Motor		
Bremsmoment erzeugen	E-Motor	Wirbelstrombremse	Scheibenbremse	
Drehmoment auf Differential übertragen	Welle	Dämpfende Kupplung	Gelenkwelle	Riemen
Drehmoment auf Eingangswelle übertragen	Welle	Dämpfende Kupplung	Gelenkwelle	Riemen
Energieflussrichtung umschalten	Manuelles Ummontieren	Schaltgetriebe	Elektrotechnisch	
Hohe Drehzahl bei Eingangswelle bereitstellen	Schnelllaufender Motor bzw. Bremse	Übersetzungsgetriebe	Übersetzung im Schaltgetriebe	
Prüfling aufnehmen	Spezifische Montagevorrichtung	Spezifische Anschlussflansche	Allgemeine Montagevorrichtung	
Position Eingangswelle einstellen	Fest	1-achsig verstellbar	2-achsig verstellbar	3-achsig verstellbar
Position Differentialanschlüsse einstellen	Fest	1-achsig verstellbar	2-achsig verstellbar	3-achsig verstellbar

Tabelle 3.5: Morphologischer Kasten für Lösungsvariante 2

In dieser Variante bleiben Antriebsmotor und Bremse immer auf derselben Seite des Prüfstands. Das erleichtert den Umbauvorgang, der für eine Umkehr des Energieflusses notwendig ist. Dieser erfolgt auch bei dieser Variante manuell, der Prüfling muss dafür nicht zwingend neu montiert werden.

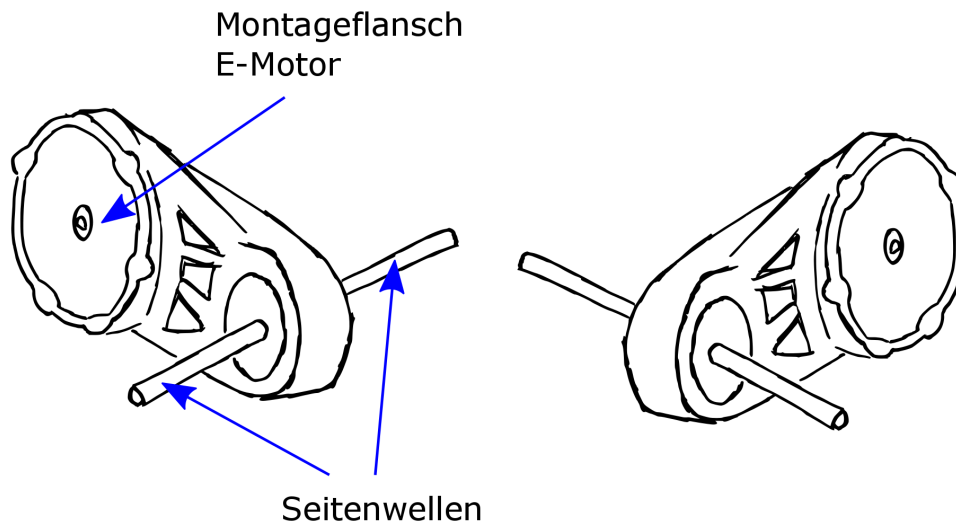


Abbildung 3.10: Der Flansch für die Montage des E-Motors kann am Prüfling auf beiden Seiten ausgeführt sein

Wie in Abbildung 3.10 zu sehen, ist der Elektromotor am Prüfling nicht immer an derselben Seite angeflanscht. Beide in Abbildung 3.10 gezeigten Ausführungen sind möglich. Für den Testlauf wird das Getriebe mit der vorgeschriebenen Menge an Öl befüllt und in derselben Ausrichtung wie später im Fahrzeug montiert. Deshalb muss der Prüfstand in dieser Variante so aufgebaut sein, dass beide Ausführungen installierbar sind. Das kann dadurch erreicht werden, dass der an die Eingangswelle anzuschließende Motor horizontal verschoben werden kann und entweder links oder rechts vom Verteilergetriebe den Prüfling antreibt bzw. bremst.

Weitere wesentliche Merkmale dieser Variante sind:

- Die hohe Drehzahl an der Eingangswelle des Prüflings wird durch ein Übersetzungsgetriebe erreicht, dieses ist in Abbildung 3.11 zu sehen. Dieses wird direkt an die stehende Montageplatte in der jeweils geforderten Position angeschraubt.

- Für die Montage können entweder eine universelle Montageplatte oder prüflings-spezifische Anschlussplatten realisiert werden.
- Antrieb und Bremse werden über eine Gelenkwelle oder eine Elastomerkupplung angeschlossen.
- Prüflinge können schnell montiert und wieder demontiert werden. Eine gute Zugänglichkeit ist gewährleistet.

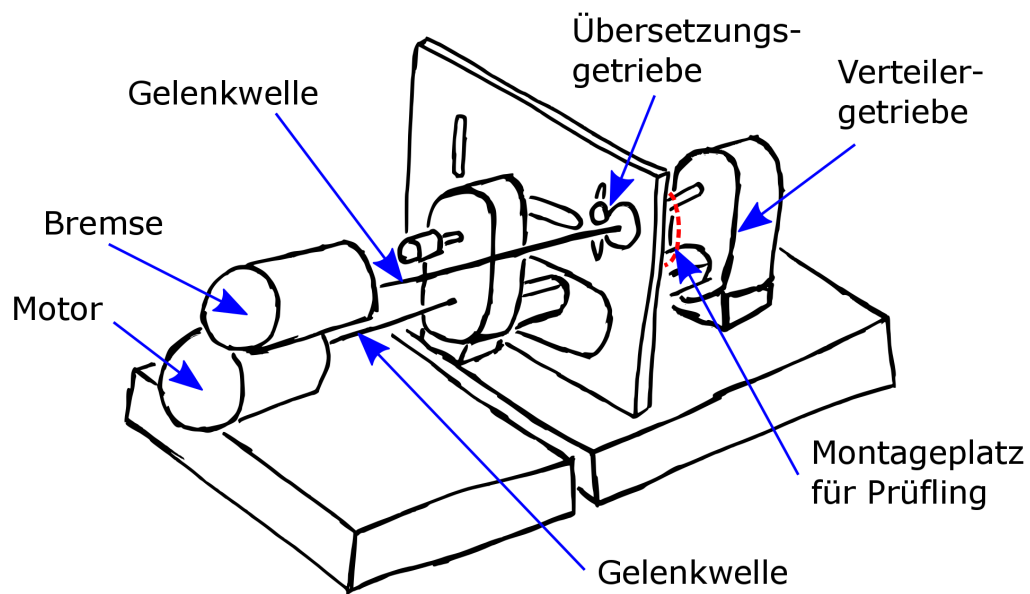


Abbildung 3.11: Schema Variante 2

Vorteile:

- Konstruktiv relativ simpler Aufbau
- Schnelle Montage von Prüflingen
- Gute Schwingungsentkoppelung von Antriebsmotor und Bremse

Nachteile:

- Aufwändiger Umbau für Umkehr der Energieflussrichtung
- Schwingungen vom Übersetzungsgetriebe werden nicht gedämpft.

3.2.6 Lösungsvariante 3

Diese Variante erleichtert den notwendigen Umbau zur Abbildung aller Fahrzustände wesentlich: Ein Schaltgetriebe verbindet je nach Bedarf den Antriebsmotor mit der Eingangswelle am Prüfling und die Differentialausgänge mit der Bremse bzw. jeweils umgekehrt. Der Morphologische Kasten für diese Variante ist in Tabelle 3.6 zu sehen.

Drehbewegung erzeugen	E-Motor	Nach Bedarf langsamer oder schneller E-Motor		
Bremsmoment erzeugen	E-Motor	Wirbelstrombremse	Scheibenbremse	
Drehmoment auf Differential übertragen	Welle	Dämpfende Kupplung	Gelenkwelle	Riemen
Drehmoment auf Eingangswelle übertragen	Welle	Dämpfende Kupplung	Gelenkwelle	Riemen
Energieflussrichtung umschalten	Manuelles Ummontieren	Schaltgetriebe	Elektrotechnisch	
Hohe Drehzahl bei Eingangswelle bereitstellen	Schnelllaufender Motor bzw. Bremse	Übersetzungsgetriebe	Übersetzung im Schaltgetriebe	
Prüfling aufnehmen	Spezifische Montagevorrichtung	Spezifische Anschlussflansche	Allgemeine Montagevorrichtung	
Position Eingangswelle einstellen	Fest	1-achsig verstellbar	2-achsig verstellbar	3-achsig verstellbar
Position Differentialanschlüsse einstellen	Fest	1-achsig verstellbar	2-achsig verstellbar	3-achsig verstellbar

Tabelle 3.6: Morphologischer Kasten für Lösungsvariante 3

Wesentliche Merkmale dieser Variante sind:

- Die Energieflussrichtung kann automatisch und sogar während des Prüflaufs umgekehrt werden. Erreicht wird dies durch eine mechanische Schaltung mit Synchronisierungseinrichtung und Schaltmuffe, die je nach Bedarf die Eingangswelle bzw. das Verteilergetriebe mit Motor oder Bremse verbindet.
- Ein Motor und eine Bremse sind ausreichend, dafür wird ein Schaltgetriebe benötigt. Diese Anordnung ist in Abbildung 3.12 gezeigt.

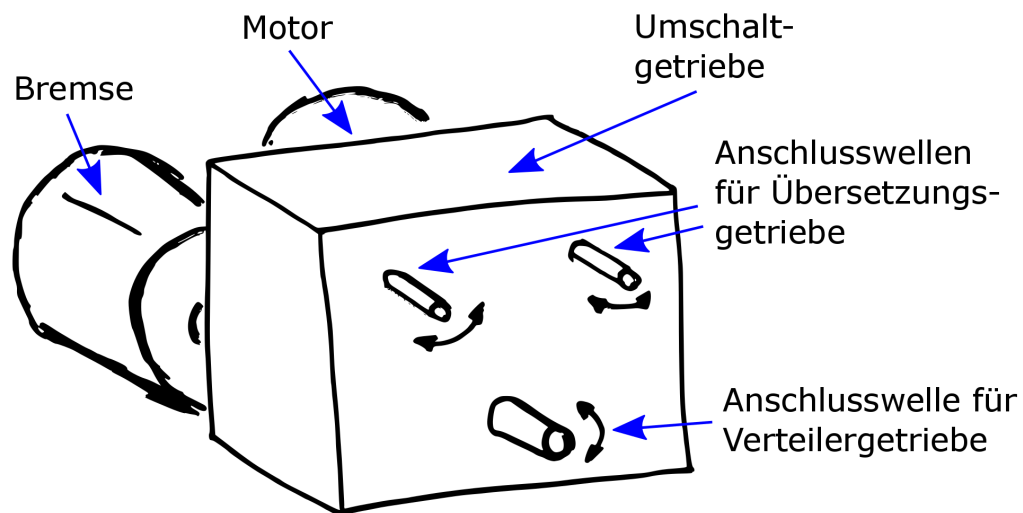


Abbildung 3.12: Anordnung von Motor, Bremse und Umschaltgetriebe in Variante 3

- Antriebsmotor, Bremse und Schaltgetriebe sind auf getrennter Grundplatte montiert. Verbindung zu Verteilergetriebe und Übersetzungsgetriebe mit Gelenkwellen oder Elastomerkupplungen.
- Die hohe Drehzahl an der Eingangswelle des Prüflings wird durch ein Übersetzungsgetriebe erreicht. Dieses wird gleich wie der Prüfling an eine vertikale Platte montiert, siehe Abbildung 3.13.

Vorteile:

- Umschalten der Energieflussrichtung während Prüflauf möglich
- Gute Entkoppelung der Antriebskomponenten
- Antriebsmotor und Bremse aus Bestand

Nachteile:

- Komplexes Schaltgetriebe: Teuer in der Anschaffung, schränkt Flexibilität ein
- Übersetzungsgetriebe überträgt Schwingungen auf Prüfling

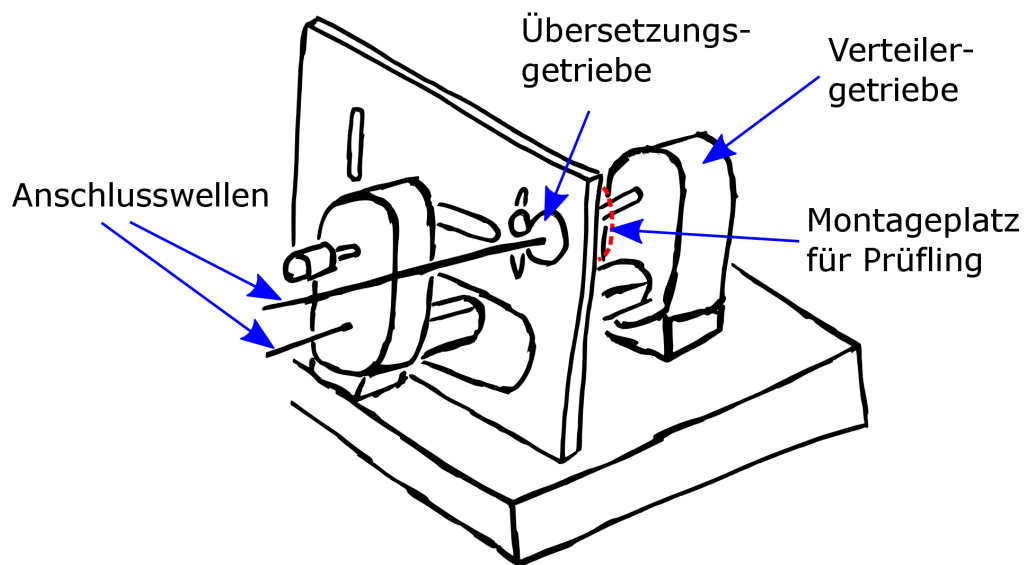


Abbildung 3.13: Verteilergetriebe und vertikale Montageplatte in Variante 3

3.2.7 Lösungsvariante 4

Diese Lösungsvariante unterscheidet sich von Lösungsvariante 3 dadurch, dass das Übersetzungsgetriebe in das Schaltgetriebe integriert wird. Tabelle 3.7 zeigt den entsprechenden morphologischen Kasten.

Drehbewegung erzeugen	E-Motor	Nach Bedarf langsamer oder schneller E-Motor		
Bremsmoment erzeugen	E-Motor	Wirbelstrombremse	Scheibenbremse	
Drehmoment auf Differential übertragen	Welle	Dämpfende Kupplung	Gelenkwelle	Riemen
Drehmoment auf Eingangswelle übertragen	Welle	Dämpfende Kupplung	Gelenkwelle	Riemen
Energieflussrichtung umschalten	Manuelles Ummontieren	Schaltgetriebe	Elektrotechnisch	
Hohe Drehzahl bei Eingangswelle bereitstellen	Schnelllaufender Motor bzw. Bremse	Übersetzungsgetriebe	Übersetzung im Schaltgetriebe	
Prüfling aufnehmen	Spezifische Montagevorrichtung	Spezifische Anschlussflansche	Allgemeine Montagevorrichtung	
Position Eingangswelle einstellen	Fest	1-achsig verstellbar	2-achsig verstellbar	3-achsig verstellbar
Position Differentialanschlüsse einstellen	Fest	1-achsig verstellbar	2-achsig verstellbar	3-achsig verstellbar

Tabelle 3.7: Morphologischer Kasten für Lösungsvariante 4

Wesentliche Merkmale dieser Variante sind:

- Ein Umschaltgetriebe verbindet je nach Bedarf Antriebsmotor oder Bremse mit der Eingangswelle des Prüflings oder mit dem Verteilergetriebe. Im Unterschied zur Variante 3 können bei diesem Umschaltgetriebe die Anschlusswellen für die Eingangswelle bereits bis 15.000 min^{-1} drehen. Ein nachgeschaltetes Übersetzungsgetriebe entfällt damit.
- Die Verbindungswelle zwischen Umschaltgetriebe und Prüflings-Eingangswelle bleibt für jeden Aufbau gerade, Abwinkelungen oder Längenänderungen sind nicht notwendig. Trotzdem ist bei der hohen Maximaldrehzahl eine spezielle Lagerung vorzusehen.
- Zum Einstellen der Anschlusspositionen kann das Verteilergetriebe in zwei Raumachsen bewegt werden, die Kraftübertragung erfolgt mit einer Gelenkwelle. Die

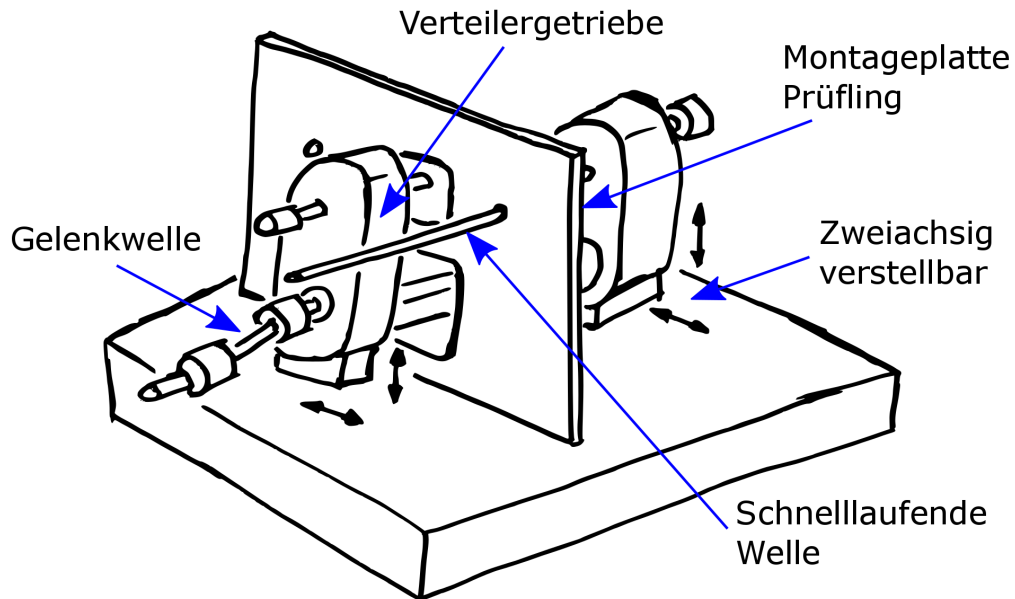


Abbildung 3.14: Schema Variante 4

beiden Bewegungsrichtungen sind in Abbildung 3.14 mit Pfeilen dargestellt.

Vorteile:

- Energieflussrichtung im Betrieb umkehrbar
- Ein Motor und eine Bremse ausreichend
- Gute Schwingungsentkoppelung der Motoren und Bremse
- Kein Übersetzungsgetriebe an der Montageplatte

Nachteile:

- Lange Welle mit Drehzahlen von bis zu 15.000 min^{-1} notwendig
- Entwicklung des Schaltgetriebes aufwendig

3.2.8 Lösungsvariante 5

Diese Lösungsvariante ist ähnlich wie die Lösungsvariante 2, nur dass hier zwei Elektromotoren statt eines Elektromotors und einer Wirbelstrombremse eingesetzt werden. Tabelle 3.8 zeigt den morphologischen Kasten dieser Variante.

Drehbewegung erzeugen	E-Motor	Nach Bedarf langsamer oder schneller E-Motor		
Bremsmoment erzeugen	E-Motor	Wirbelstrombremse	Scheibenbremse	
Drehmoment auf Differential übertragen	Welle	Dämpfende Kupplung	Gelenkwelle	Riemen
Drehmoment auf Eingangswelle übertragen	Welle	Dämpfende Kupplung	Gelenkwelle	Riemen
Energieflussrichtung umschalten	Manuelles Ummontieren	Schaltgetriebe	Elektrotechnisch	
Hohe Drehzahl bei Eingangswelle bereitstellen	Schnelllaufender Motor bzw. Bremse	Übersetzungsgetriebe	Übersetzung im Schaltgetriebe	
Prüfling aufnehmen	Spezifische Montagevorrichtung	Spezifische Anschlussflansche	Allgemeine Montagevorrichtung	
Position Eingangswelle einstellen	Fest	1-achsig verstellbar	2-achsig verstellbar	3-achsig verstellbar
Position Differentialanschlüsse einstellen	Fest	1-achsig verstellbar	2-achsig verstellbar	3-achsig verstellbar

Tabelle 3.8: Morphologischer Kasten für Lösungsvariante 5

Die Umkehrung der Energieflussrichtung erfolgt dadurch, dass jeweils ein Elektromotor als Antrieb und einer als Bremse über die Leistungselektronik geschaltet wird.

Die wesentlichen Merkmale dieser Variante sind:

- Wie in Abbildung 3.15 zu sehen, ist der untere Motor fest montiert und mit einer Elastomerkupplung mit dem Verteilergetriebe verbunden. Der obere Motor ist entlang zweier Raumachsen stufenlos verstellbar.
- Die beiden Elektromotoren haben eine ähnliche Nennleistung, die Nenndrehzahl kann aber den Anforderungen entsprechend festgelegt werden.
- Ein Energieaustausch von Motor in Bremsbetrieb und Motor in Antriebsbetrieb über die Leistungselektronik ist technisch umsetzbar.
- Die notwendige hohe Drehzahl wird in dieser Variante über ein Übersetzungsgetriebe bereitgestellt.

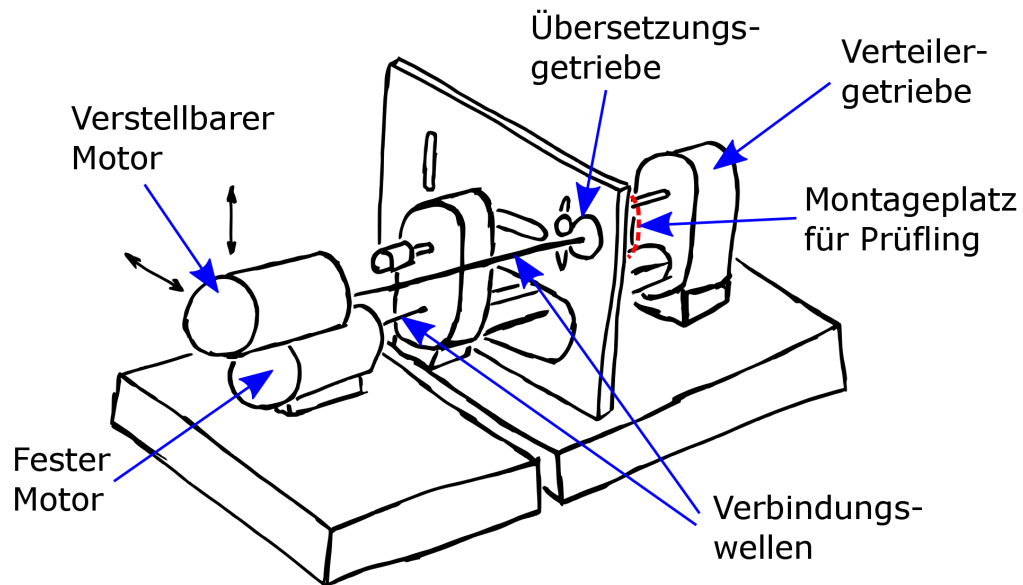


Abbildung 3.15: Schema Variante 5

Vorteile:

- Sehr schnelles Umschalten der Energieflussrichtung möglich
- Zwei Standard-Elektromotoren
- Energieeffizient, Bremsenergie kann rückgewonnen werden
- Mechanische Übertragungselemente (Wellen, Kupplungen) sind konstruktiv nicht aufwendig

Nachteile:

- Übersetzungsgetriebe notwendig

3.2.9 Lösungsvariante 6

Diese Variante entspricht in vielen Punkten dem Lösungsansatz 5, allerdings kann hier ein Motor bis zu den geforderten 15.000 min^{-1} hochdrehen. Der Morphologische Kasten ergibt sich damit mit der Tabelle 3.9.

Drehbewegung erzeugen	E-Motor	Nach Bedarf langsamer oder schneller E-Motor		
Bremsmoment erzeugen	E-Motor	Wirbelstrombremse	Scheibenbremse	
Drehmoment auf Differential übertragen	Welle	Dämpfende Kupplung	Gelenkwelle	Riemen
Drehmoment auf Eingangswelle übertragen	Welle	Dämpfende Kupplung	Gelenkwelle	Riemen
Energieflussrichtung umschalten	Manuelles Ummontieren	Schaltgetriebe	Elektrotechnisch	
Hohe Drehzahl bei Eingangswelle bereitstellen	Schnelllaufender Motor bzw. Bremse	Übersetzungsgetriebe	Übersetzung im Schaltgetriebe	
Prüfling aufnehmen	Spezifische Montagevorrichtung	Spezifische Anschlussflansche	Allgemeine Montagevorrichtung	
Position Eingangswelle einstellen	Fest	1-achsig verstellbar	2-achsig verstellbar	3-achsig verstellbar
Position Differentialanschlüsse einstellen	Fest	1-achsig verstellbar	2-achsig verstellbar	3-achsig verstellbar

Tabelle 3.9: Morphologischer Kasten für Lösungsvariante 6

Die wesentlichen Merkmale dieser Variante sind:

- Wie in Variante 5 ist der untere Motor fest montiert und mit einer Elastomerkupplung mit dem Verteilergetriebe verbunden. Der obere Motor ist entlang zwei Raumachsen stufenlos verstellbar.
- Die Nenndrehzahl bzw. Maximaldrehzahl wird direkt nach den Anforderungen der Prüfläufe ausgelegt, ein Übersetzungsgetriebe ist damit nicht notwendig.
- Ein Energieaustausch von Motor in Bremsbetrieb und Motor in Antriebsbetrieb über die Leistungselektronik ist technisch umsetzbar.

Vorteile:

- Sehr schnelles Umschalten der Energieflussrichtung möglich
- Energieeffizient, Bremsenergie kann zurückgewonnen werden

Nachteile:

- Elektromotor ist eine teure Spezialanfertigung

3.3 Bewerten nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien

Die bisher erarbeiteten Lösungsvarianten sollen nun nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien beurteilt werden. Ziel dieser Beurteilung ist es, die drei aussichtsreichsten Varianten auszuwählen, um diese dann weiter zu konkretisieren.

Die Wertigkeiten werden durch eine Nutzwertanalyse ermittelt. Die Bewertungsskala nach Pahl/Beitz laut Tabelle 3.1 wird dafür übernommen. Für eine bessere Übersicht über die Punktwerte der einzelnen Lösungsvarianten wird den Werten zusätzlich eine Farbskala laut derselben Tabelle 3.1 zugewiesen. Die farbliche Darstellung dient gleichzeitig als visuelles Werteprofil zum Vergleich der Varianten.

Pkt.	Bedeutung
0	Absolut unbrauchbare Lösung
1	Sehr mangelhafte Lösung
2	Schwache Lösung
3	Tragbare Lösung
4	Ausreichende Lösung
5	Befriedigende Lösung
6	Gute Lösung mit geringen Mängeln
7	Gute Lösung
8	Sehr gute Lösung
9	Über die Zielvorstellungen hinausgehende Lösung
10	Ideallösung

Tabelle 3.1: Werteskala Nutzwertanalyse [7]

Für die Nutzwertanalyse wurden folgende technische Kriterien zusammengestellt:

- **K1:** Testläufe mit **steilen Drehmoment- und Drehzahlkurven** können gefahren werden. Dafür müssen der Antriebsstrang und die An- bzw. Abtriebsmaschine im Prüfstand insgesamt möglichst wenig Trägheitsmoment haben. Ein robuster Aufbau des Prüfstands ist von Vorteil.
- **K2:** Die **Leistung des An- und Abtriebs** ist ausreichend, um die geforderten Drehmomente bei den gefahrenen Drehzahlen aufzubringen. Ausreichend Spielraum nach oben bei der Leistung ist für zukünftige Anwendungsfälle von Vorteil.
- **K3:** Das Getriebe kann problemlos im selben Prüflauf in allen **4 Quadranten betrieben** werden. Die vier Quadranten sind die Betriebsmodi des Fahrzeugs: Vorwärtsfahrt mit dem Elektromotor als Antrieb bzw. Rekuperationsbremse und Rückwärtsfahrt mit dem Elektromotor als Antrieb bzw. Rekuperationsbremse. Sind die Drehzahlen von An- und Abtrieb vor einem Umschalten zu synchronisieren, schränkt dieser Vorgang die Funktion des Prüfstands ein. Ist ein Umbau von Antrieb und Abtrieb notwendig, ist ein Umschalten während des Prüflaufs nicht möglich.
- **K4:** Die in der Anforderungsliste geforderte **hohe Drehzahl** von 15.000 min^{-1} an der Eingangswelle des Prüflings wird von An- bzw. Abtrieb problemlos erreicht. Zusätzlich wird auch die Verträglichkeit von hohen Drehzahlen bewertet. Eine robuste Ausführung des Antriebsstranges und der Lagerungen wirkt sich positiv aus.
- **K5:** Drehmoment und Drehzahl von An- bzw. Abtrieb sind **stufenlos einstellbar** und die wirklichen Größen im Antriebsstrang sind möglichst genau als (Mess-)Wert verfügbar.
- **K6:** Der Prüfling ist von den **Schwingungen des Prüfstands gut isoliert**. Bei den Schwingungen sind speziell auch Drehschwingungen zu beachten, die über die Verbindungswellen auf den Prüfling übertragen werden.
- **K7:** Der Aufbau des Prüfstands ist **konstruktiv relativ einfach** und deshalb wenig fehleranfällig. Die Kombination bewährter Komponenten und Teillösungen

ist dafür zusätzlich von Vorteil.

- **K8:** Bei neuen Anforderungen ist der Prüfstand **mit geringem Aufwand anpassbar**. Neue Anforderungen ergeben sich aus neuen geometrischen Abmessungen und neuen Leistungsanforderungen von Prüflingen. Ein modularer Aufbau ist insgesamt von Vorteil.
- **K9:** Die **Bedienung** des Prüfstands ist für das Bedienpersonal einfach. Der Umbau zwischen verschiedenen Prüflings-Typen, also das Montieren neuer Haltevorrichtungen und das Einstellen der Anschlusspositionen, geht schnell vonstatten. Prüflinge desselben Typs können schnell ausgetauscht werden, damit soll der Test von kleinen Serien erleichtert werden.
- **K10:** Die **Wartung** ist einfach, alle Bereiche sind gut zugänglich. Eventuell notwendige Ersatzteile sind schnell verfügbare Standard-Teile.
- **K11:** Die **äußeren Abmessungen** des Prüfstands sind klein. Als optimal sollen die Dimensionen des aktuellen Prototypen-Prüfstands gelten.

Die genannten Merkmale haben eine sehr unterschiedlichen Einfluss auf die Funktion des Prüfstands. Diese Unterschiede sollen durch eine geeignete Gewichtungen der Kriterien einbezogen werden.

...als → ↓ wichtiger...	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8	K9	K10	K11	Σ	%
K1		0	0	0	0	0	1	0,5	0	1	1	3,5	6,36%
K2	1		0,5	0	0,5	0	1	0,5	0,5	1	1	6	10,91%
K3	1	0,5		0,5	1	0,5	1	1	1	1	1	8,5	15,45%
K4	1	1	0,5		0,5	0,5	1	1	1	1	1	8,5	15,45%
K5	1	0,5	0	0,5		0	0,5	0	0	0,5	1	4	7,27%
K6	1	1	0,5	0,5	1		1	0,5	0,5	1	1	8	14,55%
K7	0	0	0	0	0,5	0		0,5	0	0,5	0,5	2	3,64%
K8	0,5	0,5	0	0	1	0,5	0,5		0,5	1	0,5	5	9,09%
K9	1	0,5	0	0	1	0,5	1	0,5		0,5	1	6	10,91%
K10	0	0	0	0	0,5	0	0,5	0	0,5		0	1,5	2,73%
K11	0	0	0	0	0	0	0,5	0,5	0	1		2	3,64%

Tabelle 3.2: Ermitteln der Gewichtungen durch paarweisen Vergleich

Für ein methodisches Bestimmen der Gewichtungen wird ein paarweiser Vergleich durch-

geführt, siehe Tabelle 3.2. Dafür werden alle Kriterien nacheinander paarweise miteinander verglichen. Das jeweils wichtigere Kriterium bekommt den Wert 1, das unwichtigere den Wert 0. Bei Gleichwertigkeit bekommen beide Kriterien den Wert 0,5. Durch ein Aufsummieren und Normieren der Werte erhält man dann die gesuchte Gewichtung.

In der Anforderungsliste wurde als Kriterium für die Kosten des Prüfstands keine konkrete Maximalsumme definiert. Eine möglichst kosteneffiziente Umsetzung der Anforderungsliste ist anzustreben. Die Verbesserung der technischen Wertigkeit hat jedoch Priorität.

Die wirtschaftliche Bewertung soll nicht gewichtet werden, da sich die konkreten Kosten für die verschiedenen Baugruppen nicht genau abschätzen lassen. Die Kriterien für die wirtschaftliche Beurteilung sind im Folgenden zusammengestellt:

- **K12: Die Anschaffungskosten für An- und Abtriebsmaschinen** sind gering. Die Weiterverwendung des bestehenden Motors und der Wirbelstrombremse wirken sich positiv aus. Soll eine neue Maschine angeschafft werden, ist die Wahl eines Standard-Produkts von Vorteil.
- **K13: Der Preis für die Leistungselektronik** soll niedrig sein. Positiv wirkt sich aus, wenn möglichst wenige Anlagen mit möglichst wenigen Funktionen angesteuert werden müssen.
- **K14: Es sollen wenig Kosten für externe Entwicklung** anfallen. Damit sind speziell Sonderbauteile gemeint, die extern entwickelt werden müssen. Dieses Kriterium kann durch gute Ausarbeitung aller Bauteile in der Entwurfsphase verbessert werden.
- **K15: Sonstige Bauteile** des Prüfstands sollen günstig sein. Damit sind Verstellvorrichtungen, Messsysteme, Kupplungen, Dämpfer, alle Teile des Antriebsstrangs und die Stützaufbauten gemeint.

Die Bewertung für die Lösungsvarianten 1 bis 6 sind in den Tabellen 3.3 und 3.4 festgehalten.

Kriterium	L1			L2		L3	
	Gew.	Wert	Gew.W.	Wert	Gew.W.	Wert	Gew.W.
K1	6,36%	9	0,573	7	0,445	6	0,382
K2	10,91%	2	0,218	2	0,218	2	0,218
K3	15,45%	0	0,000	0	0,000	6	0,927
K4	15,45%	6	0,927	7	1,082	7	1,082
K5	7,27%	9	0,655	9	0,655	9	0,655
K6	14,55%	1	0,145	4	0,582	4	0,582
K7	3,64%	8	0,291	6	0,218	2	0,073
K8	9,09%	5	0,455	5	0,455	5	0,455
K9	10,91%	1	0,109	5	0,545	7	0,764
K10	2,73%	7	0,191	8	0,218	4	0,109
K11	3,64%	9	0,327	9	0,327	9	0,327
Techn. W.		38,91%		47,45%		55,73%	
K12	20,00%	6	1,200	9	1,800	9	1,800
K13	20,00%	7	1,400	9	1,800	9	1,800
K14	20,00%	9	1,800	9	1,800	4	0,800
K15	20,00%	10	2,000	6	1,200	4	0,800
K16	20,00%	10	2,000	6	1,200	6	1,200
Wirtsch. W.		84,00%		78,00%		64,00%	

Tabelle 3.3: Technische und wirtschaftliche Bewertung der Lösungsvarianten, Teil 1

Kriterium	L4			L5		L6	
	Gew.	Wert	Gew.W.	Wert	Gew.W.	Wert	Gew.W.
K1	6,36%	6	0,382	8	0,509	10	0,636
K2	10,91%	2	0,218	8	0,873	8	0,873
K3	15,45%	6	0,927	10	1,545	10	1,545
K4	15,45%	7	1,082	8	1,236	9	1,391
K5	7,27%	9	0,655	8	0,582	8	0,582
K6	14,55%	7	1,018	4	0,582	6	0,873
K7	3,64%	3	0,109	6	0,218	7	0,255
K8	9,09%	4	0,364	5	0,455	5	0,455
K9	10,91%	7	0,764	7	0,764	7	0,764
K10	2,73%	5	0,136	7	0,191	7	0,191
K11	3,64%	9	0,327	9	0,327	9	0,327
Techn. W.		59,82%		72,82%		78,91%	
K12	20,00%	9	1,800	8	1,600	1	0,200
K13	20,00%	9	1,800	8	1,600	8	1,600
K14	20,00%	4	0,800	9	1,800	9	1,800
K15	20,00%	5	1,000	6	1,200	1	0,200
K16	20,00%	8	1,600	6	1,200	8	1,600
Wirtsch. W.		70,00%		74,00%		54,00%	

Tabelle 3.4: Technische und wirtschaftliche Bewertung der Lösungsvarianten, Teil 2

Eine Gegenüberstellung der wirtschaftlichen und technischen Bewertungen in einem sogenannten s-Diagramm [22] ist in Abbildung 3.16 zu sehen.

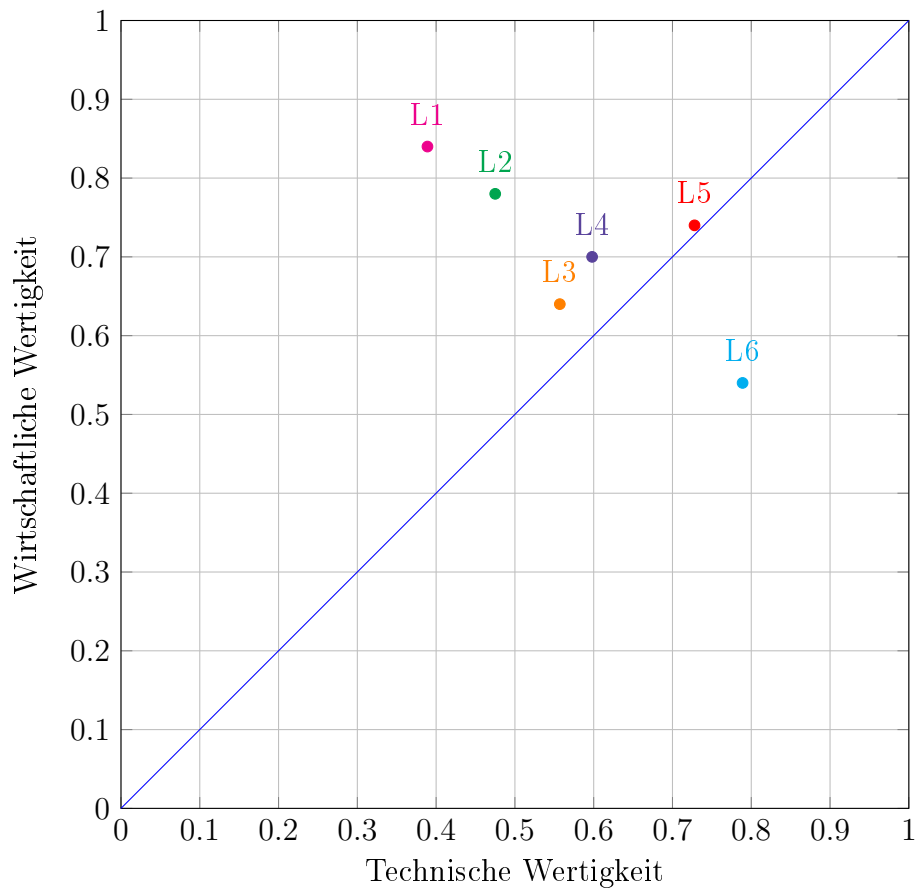


Abbildung 3.16: Wertigkeitsdiagramm für die Lösungsvarianten 1 bis 6

Die Wertigkeiten der Lösungsvarianten in der Tabelle 3.5 sind mit dem Hyperbelverfahren berechnet. Die entsprechende Gleichung wurde in der Einleitung von Kapitel 3 vorgestellt.

Lösungsvariante	Wertigkeit
L1	57,17%
L2	60,84%
L3	59,72%
L4	64,71%
L5	73,41%
L6	65,28%

Tabelle 3.5: Wertigkeiten der Lösungsvarianten L1 bis L6

Die drei Lösungsvarianten mit den höchsten Wertigkeiten - **L4**, **L5** und **L6** - sollen

konkretisiert und Schwachstellen beseitigt werden. Sie werden dann einer erneuten Bewertung mit denselben Kriterien unterzogen.

3.4 Konkretisieren der aussichtsreichsten Lösungsvarianten

3.4.1 Konkretisierte Lösungsvariante 4.1

Die Schwachpunkte dieser Lösung sind die schlechtere Dynamik des Umschaltgetriebes im Testzyklus im Vergleich zu den Lösungen 5 und 6, die aufwändige Entwicklung und die hohen Kosten. Außerdem wird der Prüfling nicht ausreichend gegen die Schwingungen des Prüfstands abgeschirmt.

Die Nachteile des Umschaltgetriebes lassen sich nicht beseitigen, ohne diese Lösungsvariante prinzipiell infrage zu stellen. Durch eine gute mechanische und steuerungstechnische Ausarbeitung lässt sich die Dynamik eventuell steigern.

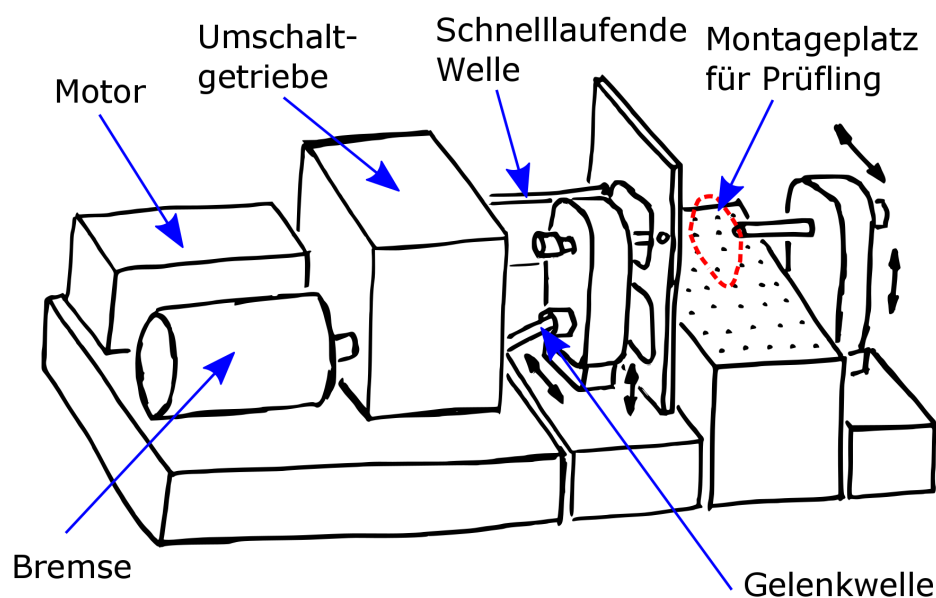


Abbildung 3.17: Schema der weiterentwickelten Variante 4.1

Die Abschirmung von Schwingungen kann verbessert werden. Wie in Abbildung 3.17 zu sehen, wird dafür der Prüfling nicht mehr an die vertikale Platte, sondern auf einen

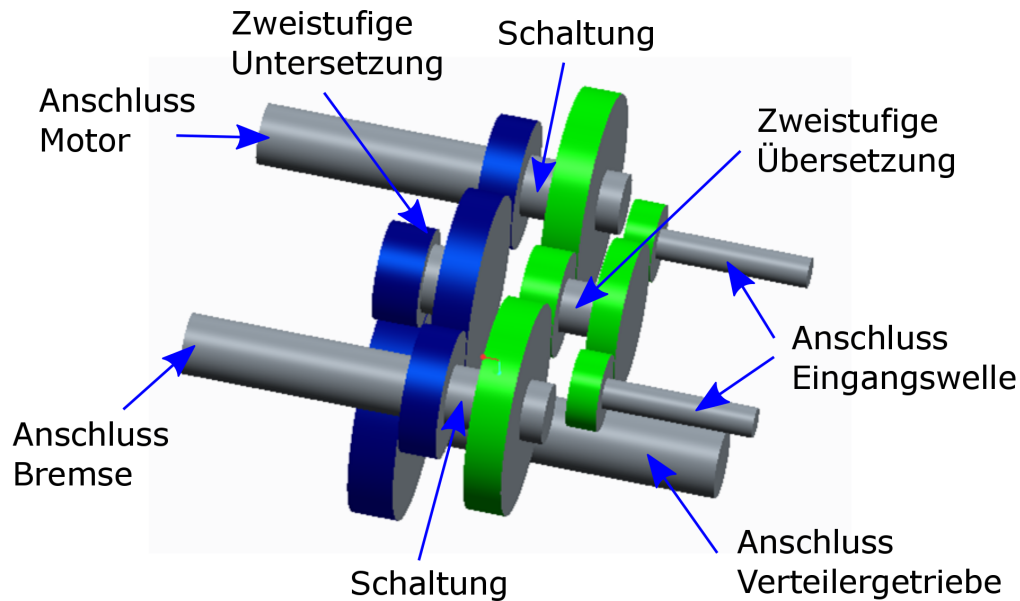


Abbildung 3.18: Getriebeschema Umschaltgetriebe

eigenen Block montiert. Dieser massive Block wirkt als Beruhigungsmasse. Die schnelllaufende Welle wird am Umschaltgetriebe und in der vertikalen Platte gelagert. Durch Unwucht erzeugte Vibrationen werden an Lagerstellen in diese Platte abgeleitet. Auch das Verteilergetriebe ist getrennt von diesem Block, die Verbindungswelle läuft durch eine Aussparung hindurch.

Zum Einstellen der Anschlusspositionen kann das Verteilergetriebe entlang zweier Raumachsen bewegt werden. Eine Gelenkwelle ermöglicht die Kraftübertragung zwischen Umschaltgetriebe und Verteilergetriebe.

Für die Montage der Prüflinge sind spezifische Winkel notwendig. Diese werden auf den Block verschraubt.

Ein Entwurf für das Innenleben des Umschaltgetriebes ist in Abbildung 3.18 dargestellt. Alle blau dargestellten Stirnräder sind mit dem Verteilergetriebe verbunden, die grün dargestellten Stirnräder hingegen sind mit den beiden obenliegenden Ausgängen verbunden, von denen je nach Bedarf einer mit der Eingangswelle des Prüflings verbunden wird. Diese beiden Ausgänge müssen so konstruiert werden, dass sie Drehzahlen von bis zu 15.000 min^{-1} standhalten.

Die Dynamik des Prüfstands mit einem Umschaltgetriebe leidet am Umstand, dass für

eine Umschaltung die Drehzahlen in den Schaltungen synchronisiert werden müssen. Konstruktiv lassen sich die Übersetzungsverhältnisse so auslegen, dass der Synchronisierungsvorgang kurz ausfällt. Ganz vermieden werden kann er aber nicht.

3.4.2 Konkretisierte Lösungsvariante 5.1

Der klare Schwachpunkt dieser Lösungsvariante ist die schlechte Isolierung des Prüflings gegen Schwingungen, die im Prüfstand selbst entstehen. Das Übersetzungsgetriebe ist an einer vertikalen Platte fixiert, an die gleichzeitig der Prüfling montiert wird. Diese vertikale Platte ist außerdem mit dem Verteilergetriebe verbunden.

Wenn das Übersetzungsgetriebe nicht mehr auf dieselbe Plattform wie der Prüfling montiert wird, sondern zum Beispiel an das Gehäuse des Verteilergetriebes, werden die Schwingungen aus dem Übersetzungsgetriebe über das Verteilergetriebe in den Boden abgeführt. Gleichzeitig soll das Verteilergetriebe und die Montageplatte für den Prüfling getrennt und gesondert auf den Boden gelagert werden. In Abbildung 3.19 ist ein Schema mit diesen beiden Maßnahmen zu sehen.

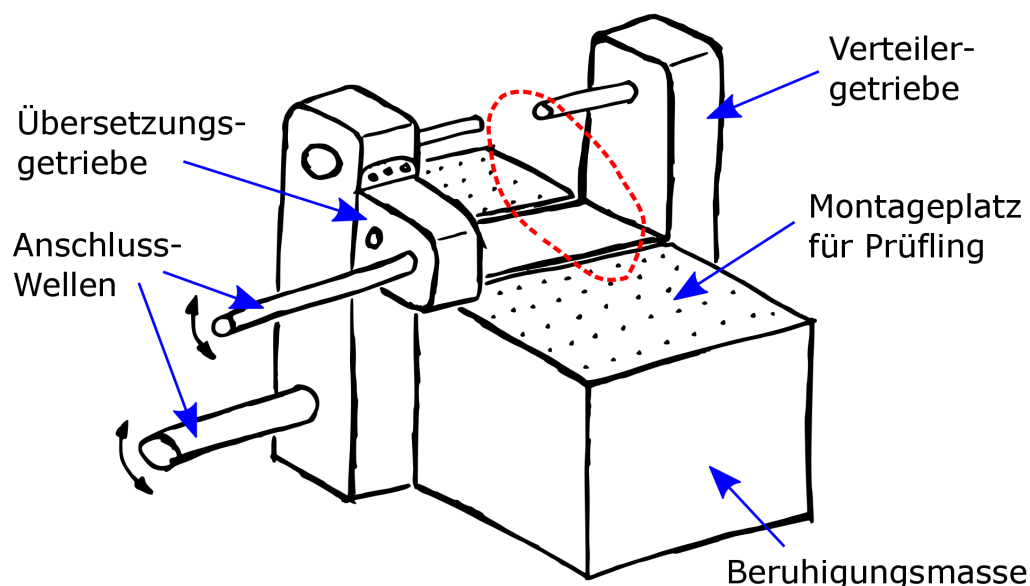


Abbildung 3.19: Übertragungsgetriebe an Verteilergetriebe, Variante 5.1

Das Übersetzungsgetriebe muss entlang von drei Raumachsen verstellbar sein. Die einfachste und robusteste Lösung hierfür ist eine prüflingsspezifische Halterung für das

Übersetzungsgetriebe.

Die Grundplatte, auf welche die Prüflinge montiert werden, kann als robuster Block ausgeführt werden. Damit wird eine Beruhigungsmasse geschaffen. Durch diesen Block muss die Verbindungswelle des Verteilergetriebes geführt werden.

Neben der spezifischen Halterung für das Übersetzungsgetriebe ist für jeden Prüfling ein spezifischer Montagewinkel notwendig.

3.4.2.1 Teillösung für das System zum Verstellen des oberen Motors

Der obere Motor muss in den drei Raumachsen positioniert werden, damit die jeweilige Anschlussposition der Eingangswelle des Prüflings erreicht wird. Eine der Raumachsen kann relativ einfach über eine längenvariable Verbindungswelle oder prüflingsspezifischen Verbindungswellen eingestellt werden.

Übrig bleibt eine Verschiebung in horizontaler und eine in vertikaler Richtung. Die Anforderungen für die vorzusehenden Verschiebewege sind in der Anforderungsliste gegeben. Um den Bauraum des Prüfstands klein zu halten, soll der Aufbau für den Mechanismus zwischen den beiden Motoren möglichst kompakt gehalten werden. Es ergeben sich mehrere Lösungsvarianten, zusammengefasst morphologischen Kasten in Tabelle 3.1.

Horizontale Verstellung			
Führung	Schienen mit Laufwägen	Führungsschienen	
Parallele Bewegung	Synchrone Spindelantriebe	Scherenhebel	(Hydraulik-) Zylinder
Befestigung	Schrauben	Manuelle Spannelemente	Automatische Spannelemente
Vertikale Verstellung			
Führung	Schienen mit Laufwägen	Führungsschienen	(Hydraulik-) Zylinder
Parallele Bewegung	Synchrone Spindelantriebe	Scherenhebel	(Hydraulik-) Zylinder
Befestigung	Schrauben	Manuelle oder automatische Spannelemente	(Hydraulik-) Zylinder

Tabelle 3.1: Morphologischer Kasten für Verstellsystem

Führungsschienen für die horizontale Verschiebung werden ausgeschlossen, das hohe Ge-

wicht des Motors und seiner Halterung wäre zu schwer zu bewegen. Hydraulikzylinder werden auch von vornherein ausgeschlossen, weil der notwendige Bauraum dafür zu groß würde.

Synchrone Spindelantriebe ermöglichen eine weit genauere Parallelbewegung als Scherenhebel, außerdem lassen sich diese besser in den Aufbau integrieren. Für die Arretierung in beide Achsrichtungen sind Schrauben ausreichend, Spannelemente würden erst bei sehr häufigen Umbauten des Prüfstands die höheren Kosten rechtfertigen. Führungsschienen sind für die vertikale Bewegung ausreichend, das Gewicht wird von den Spindeln getragen.

Damit steht die Lösungsvariante in Tabelle 3.2 ohne weitere Bewertung fest.

Horizontale Verstellung			
Führung	Schienen mit Laufwägen	Führungsschienen	
Parallele Bewegung	Synchrone Spindelantriebe	Scherenhebel	(Hydraulik-) Zylinder
Befestigung	Schrauben	Manuelle Spannelemente	Automatische Spannelemente
Vertikale Verstellung			
Führung	Schienen mit Laufwägen	Führungsschienen	(Hydraulik-) Zylinder
Parallele Bewegung	Synchrone Spindelantriebe	Scherenhebel	(Hydraulik-) Zylinder
Befestigung	Schrauben	Manuelle oder automatische Spannelemente	(Hydraulik-) Zylinder

Tabelle 3.2: Gewählte Lösungsvariante für Verstellsystem

3.4.3 Konkretisierte Lösungsvariante 6.1

Bei der Lösungsvariante 6 sind nicht viele Änderungen notwendig, der unumgängliche Schwachpunkt ist der Elektromotor mit extrem hoher Maximaldrehzahl, der den groben Kostenrahmen für den Prüfstand klar sprengt. Die technische Wertigkeit kann hingegen durch eine bessere Schwingungsentkoppelung weiter gesteigert werden, ähnlich wie bei der Lösungsvariante 5. Das Schema des verbesserten Prüfstands ist in Abbildung 3.20 zu sehen. In der Abbildung ist unter anderem die Wellenlagerung der schnelllaufenden

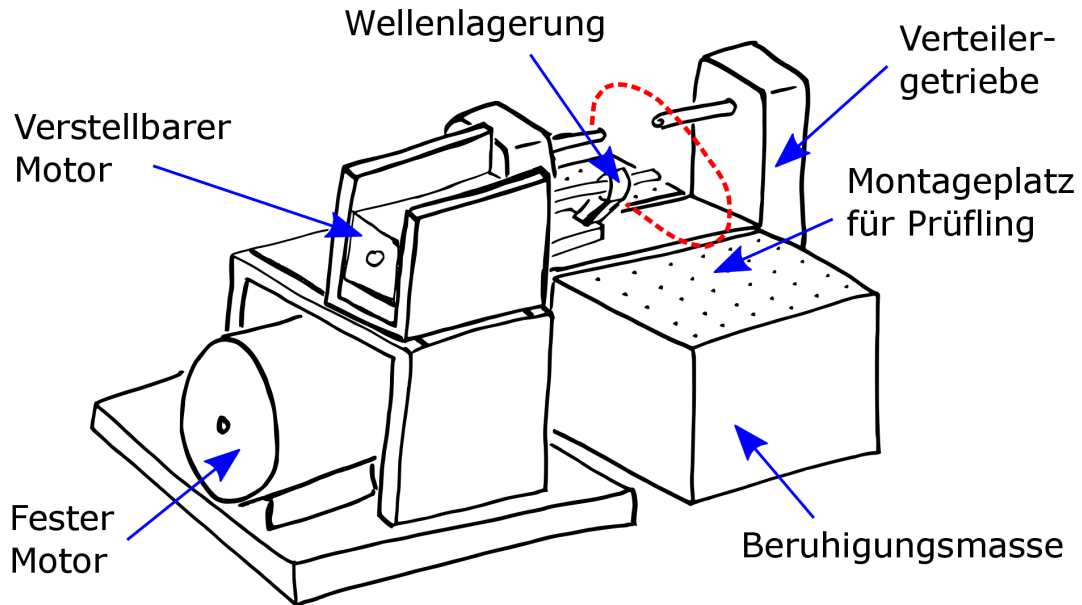


Abbildung 3.20: Schema der weiterentwickelten Lösungsvariante 6.1

Welle dargestellt, die in diesem Fall auf dieselbe Plattform wie der Motor befestigt ist. Denkbar ist auch, dass die Wellenlagerung an das Verteilergetriebe geschraubt wird.

Für den Verstell-Mechanismus für den oberen Motor gelten dieselben Überlegungen wie bei der Lösungsvariante 5.1.

3.5 Bewerten nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien

Die Bewertung der konkretisierten Lösungsvarianten erfolgt mit den gleichen Kriterien und Gewichtungen, die schon für die vorhergehende Bewertung herangezogen wurden. Damit lässt sich auch eine Verbesserung bzw. Verschlechterung der Eigenschaften direkt vergleichen.

In der folgenden Tabelle 3.1 wird die technische und die wirtschaftliche Wertigkeit der Lösungsvarianten neu bestimmt.

Kriterium	L4.1			L5.1		L6.1	
	Gew.	Wert	Gew.W.	Wert	Gew.W.	Wert	Gew.W.
K1	6,36%	7	0,445	8	0,509	10	0,636
K2	10,91%	2	0,218	8	0,873	8	0,873
K3	15,45%	7	1,082	10	1,545	10	1,545
K4	15,45%	8	1,236	8	1,236	9	1,391
K5	7,27%	9	0,655	8	0,582	8	0,582
K6	14,55%	8	1,164	7	1,018	9	1,309
K7	3,64%	4	0,145	6	0,218	8	0,291
K8	9,09%	4	0,364	6	0,545	7	0,636
K9	10,91%	8	0,873	8	0,873	8	0,873
K10	2,73%	5	0,136	7	0,191	7	0,191
K11	3,64%	9	0,327	9	0,327	9	0,327
Techn. W.		66,45%		79,18%		86,55%	
K12	20,00%	9	1,800	8	1,600	1	0,200
K13	20,00%	9	1,800	8	1,600	8	1,600
K14	20,00%	5	1,000	9	1,800	9	1,800
K15	20,00%	6	1,200	6	1,200	1	0,200
K16	20,00%	9	1,800	7	1,400	8	1,600
Wirtsch. W.		76,00%		76,00%		54,00%	

Tabelle 3.1: Technische und wirtschaftliche Bewertung der konkretisierten Lösungsvarianten

In Abbildung 3.21 werden zur besseren Übersicht die Werte der technischen und wirtschaftlichen Wertigkeit wieder in einem s-Diagramm zusammengefasst.

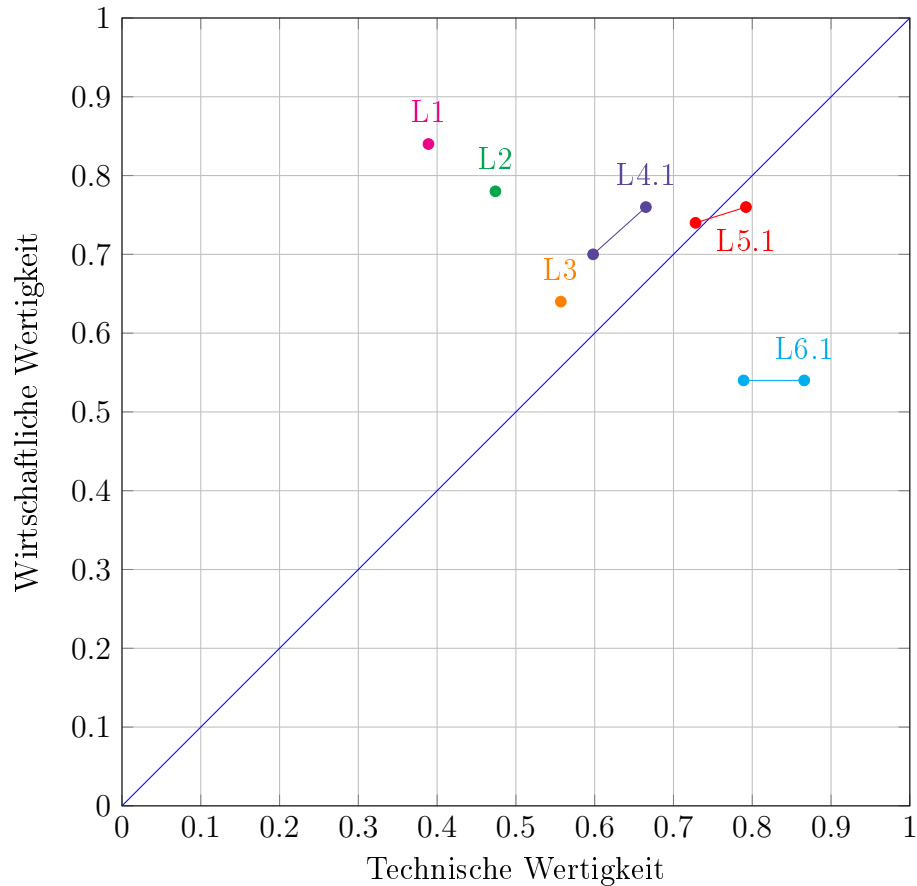


Abbildung 3.21: Wertigkeitsdiagramm, ergänzt um die weiterentwickelten Lösungsvarianten

3.6 Festlegen der prinzipiellen Lösung

Die Wertigkeiten der konkretisierten Lösungsvarianten werden wieder mit dem Hyperbelverfahren bestimmt. In der Tabelle 3.1 sind die Ergebnisse aufgelistet.

Lösungsvariante	Wertigkeit
L4.1	71,07%
L5.1	77,57%
L6.1	68,36%

Tabelle 3.1: Wertigkeiten der konkretisierten Lösungsvarianten L4.1 bis L6.1

Die **Lösungsvariante L5.1** hat die größte Wertigkeit, sie wird deshalb als prinzipielle Lösung festgelegt.

4 Entwerfen

Unter Entwerfen wird der Teil des Konstruierens verstanden, der für ein technisches Gebilde von der Wirkstruktur bzw. prinzipiellen Lösung ausgehend die Baustruktur nach technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten eindeutig und vollständig erarbeitet. Die Vorgehensweise ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Das Ergebnis des Entwerfens ist die gestalterische Festlegung einer Lösung.[7]

Als erstes werden die gestaltungsbestimmenden Anforderungen wie die Leistung und Anschlussmaße erarbeitet. Darauf folgt die Festlegung der Hauptabmessungen und die Untersuchung der räumlichen Verträglichkeit.[7]

Die gestaltungsbestimmenden Hauptfunktionsträger werden zunächst grob gestalten und dann durch Ergänzung mit den Nebenfunktionen zu einem vorläufigen Entwurf weiterentwickelt. Auf die Darstellung dieses Zwischenschritts wird in der vorliegenden Arbeit verzichtet.

Nach den darauf folgenden Feingestalten der Haupt- und Nebenfunktionsträger liegt ein vollständiger Entwurf vor.

Technologische und wirtschaftliche Gesichtspunkte spielen bei der Entwicklung eine beherrschende Rolle. Die Gestaltung wird unter maßstäblicher Darstellung entwickelt und kritisch untersucht. Sie wird durch eine technische und wirtschaftliche Bewertung abgeschlossen.[7]

In der vorliegenden Arbeit soll ein vorläufiger Gesamtentwurf festgelegt werden. Der Endgültige Gesamtentwurf und die weitere Ausführung bis hin zur Fertigung wird eine auf Prüfstandsbau spezialisierte Firma durchführen.

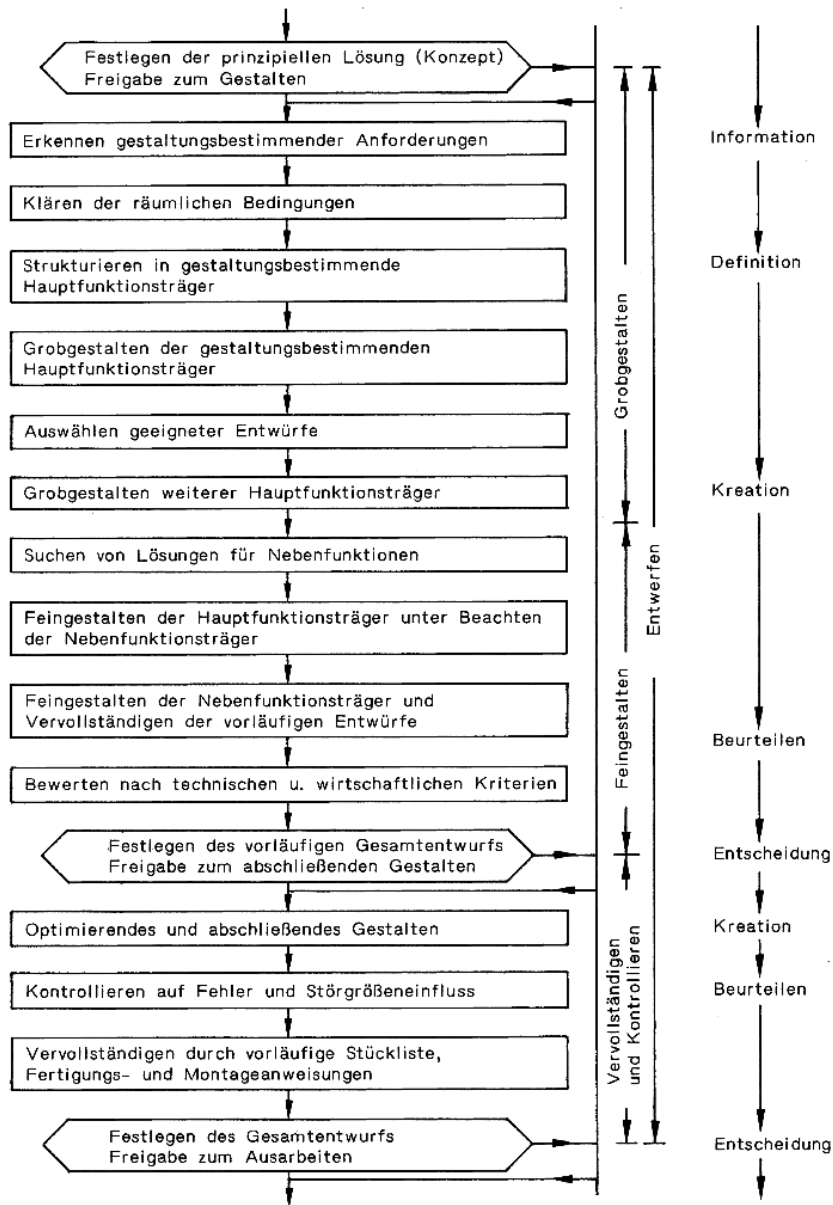


Abbildung 4.1: Methodisches Entwerfen nach Pahl/Beitz [7]

4.1 Modulare Strukturierung

Die modulare Strukturierung orientiert sich an den Teilfunktionen. Durch eine örtliche Abgrenzung der Module ergeben sich mehrere Vorteile für die Nutzung des Prüfstandes:

- Prüfstand ist zerlegbar und damit leichter transportierbar
- Zugänglichkeit für Wartungsaufgaben ist besser
- Module, die im Betrieb nicht zufriedenstellend arbeiten, können weiterentwickelt und unabhängig vom restlichen Aufbau ausgetauscht werden
- Ändern sich die Anforderungen an den Prüfstand, müssen nur betroffene Module angepasst werden

4.1.1 Mechanische Module

Antriebseinheit:

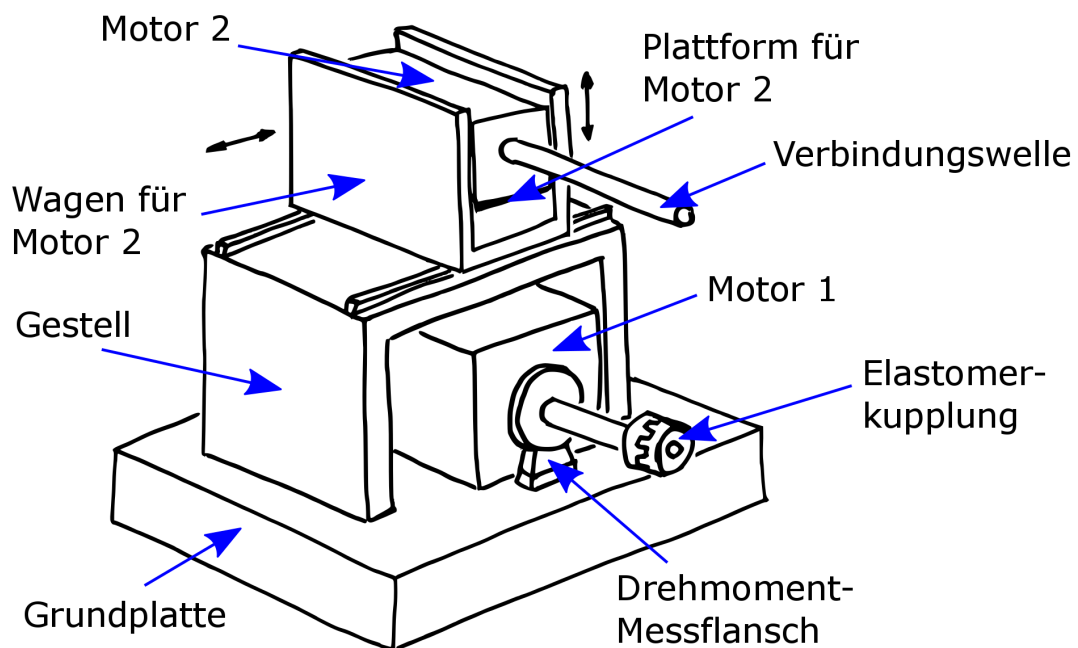


Abbildung 4.2: Schema der Antriebseinheit mit allen Modulen

Die Antriebseinheit (Abbildung 4.2) besteht aus folgenden Modulen:

- Grundplatte
- Motor 1
- Drehmoment-Messflansch mit Wellenstummel
- Elastomerkupplung
- Gestell mit Schienen, auf denen der Wagen für Motor 2 fährt
- Wagen für Motor 2
- Plattform für Motor 2
- Motor 2
- Längenvariable Verbindungswelle

Einheit für Prüflingsmontage:

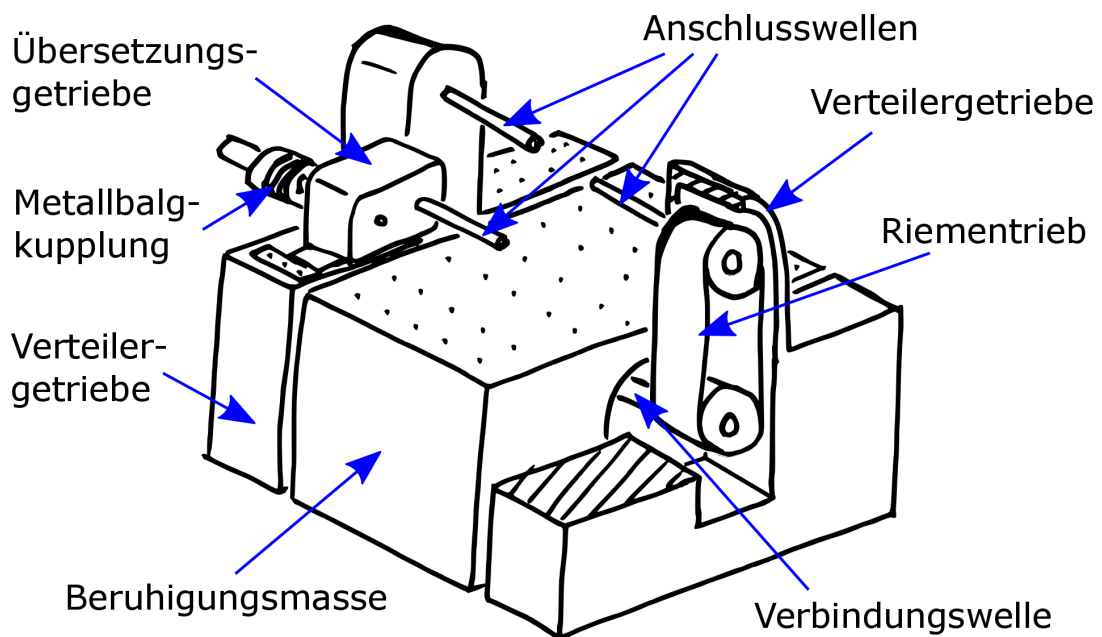


Abbildung 4.3: Schema der Einheit für Prüflingsmontage mit allen Modulen

Die Einheit für die Prüflingsmontage (Abbildung 4.3) besteht aus folgenden Modulen:

- Verteilergetriebe
 - Riementriebe

- Verbindungswelle
- Anschlusswellen
- Übersetzungsgetriebe
 - Metallbalgkupplung
 - Anschlusswelle
 - Prüflingsspezifische Halterung (in der Skizze nicht bezeichnet)
- Beruhigungsmasse

4.1.2 Elektrotechnische Module und Kontrollsysteme

Für den Betrieb des Prüfstands sind folgende elektrotechnischen Module notwendig:

- Leistungselektronik für Motor 1
- Leistungselektronik für Motor 2
- Informationssystem für die Steuerung
- Sensorik
- Informationssystem für die Auswertung
- Bedienpult

4.1.3 Sicherheitseinrichtungen

Damit die Sicherheit für das Bedienpersonal gegeben ist, sind folgende Module notwendig:

- Komplette Einhausung des Prüfstands mit Sensor, der bei jeder Öffnung eine Notabschaltung einleitet
- Not-Aus-Taster
- Fangeinrichtungen für mechanische Teile mit hoher kinetischer Energie

- Sicheres Herunterfahren des Prüfstandes durch Steuerung bei Notfall oder Stromausfall

4.2 Gestaltungsbestimmende Anforderungen

4.2.1 Motor 2

Im aktuellen Prototyp-Prüfstand ist eine Asynchronmaschine verbaut, die im neuen Prüfstand weiter verwendet werden soll. Der optimale Betriebsbereich des Motors liegt zwischen der Nenndrehzahl von 1.500 min^{-1} und der maximalen Dauerdrehzahl von 3.500 min^{-1} . Diese Daten sind nochmals in der Tabelle 4.1 zusammengefasst. Der optimale Betriebsbereich ergibt sich aus der Motorkennlinie in Abbildung 4.4. Für einen Einsatz als Motor 1 (nach der Moduleinteilung in Abbildung 4.2) wäre deshalb ein Untersetzungsgetriebe notwendig. Die Verwendung als Motor 2 ist aus diesem Grund vorzuziehen, hier wird ohnehin ein Übersetzungsgetriebe benötigt.

Die Motordaten der Asynchronmaschine sind: **Siemens SINAMICS M Asynchronmotor 1PH7 186 2NF200A A2Z**; Fremdbelüftet, IP55 [16], Kenndaten laut Tabelle 4.1

	Symbol	Wert	Einheit
Nennleistung	P_N	74	kW
Nenndrehzahl	N_N	1.500	min^{-1}
Max. Dauerdrehzahl	$n_{max,bet}$	3.500	min^{-1}
Max. Drehzahl	n_{max}	5.000	min^{-1}
Nennmoment	M_N	471	Nm
Wellenhöhe	WH	180	mm
Trägheitsmoment	J	0,666	kgm^2
Gewicht	m	440	kg

Tabelle 4.1: Kenndaten Motor 2 [16]

Die Kennlinie ist schematisch in Abbildung 4.4 dargestellt.

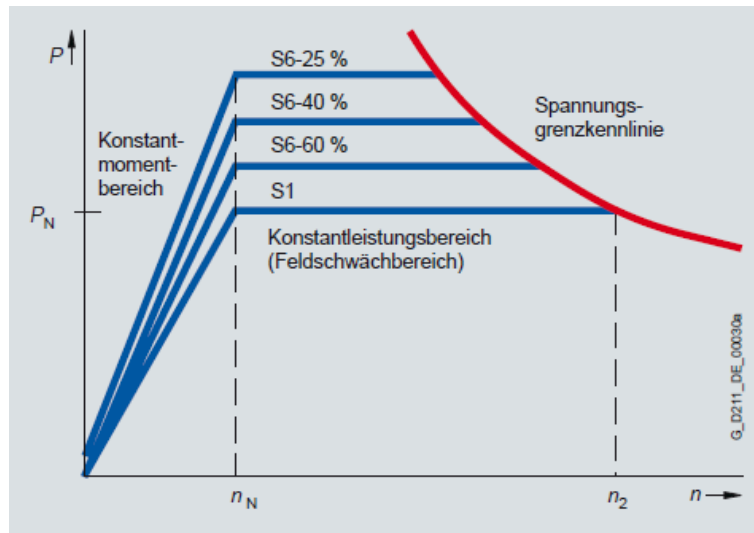


Abbildung 4.4: Motorkennlinie SIEMENS 1PH7 [16]

4.2.2 Motor 1

Der neue Motor soll ein hohes Nenndrehmoment haben und im Drehzahlbereich von 0 bis 1.200 min^{-1} arbeiten. Außerdem soll der Motor so kompakt wie möglich sein, damit genügend Bauraum für den Motor 2 und das dazugehörige Verstellsystem bleibt.

Bei diesen Vorgaben bieten sich permanenterrregte Synchronmaschinen an, die bei manchen Herstellern unter der Produktbezeichnung „Torque-Motoren“ geführt werden.

Für ein homogenes Steuerungs- und Kontrollsystem wird die Auswahl auf Motoren der Firma SIEMENS begrenzt. Unter Berücksichtigung eines Spielraums nach oben bei der Leistung wird der folgende Motor gewählt.

Siemens SIMOTICS T 1FW3206-3CP62-5AH0: Torque-Motor, wassergekühlt [17], Kenndaten laut Tabelle 4.2

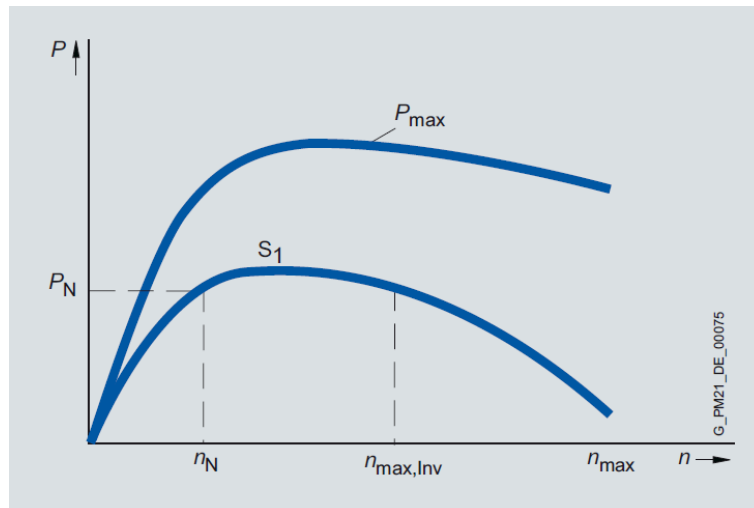


Abbildung 4.5: Motorkennlinie SIEMENS 1FW3206 [17]

	Symbol	Wert	Einheit
Nennleistung	P_N	103	kW
Nenn Drehzahl	N_N	710	min^{-1}
Max. Dauerdrehzahl	$n_{max,bet}$	1.260	min^{-1}
Max. Drehzahl	n_{max}	1.800	min^{-1}
Nennmoment	M_N	1.380	Nm
Statisches Moment	M_0	1.500	mm
Wellenhöhe	WH	200	mm
Trägheitsmoment	J	200	kgm^2
Gewicht	m	0,94	kg

Tabelle 4.2: Kenndaten Motor 1 [17]

Die Kennlinie ist schematisch in Abbildung 4.5 dargestellt.

4.3 Klären der räumlichen Bedingungen

Die wichtigsten bis jetzt bekannten Geometriedaten sind:

- Aus den Geometriedaten verschiedener Prüflinge folgt, dass der Abstand zwischen der Montagefläche an der Oberseite der Beruhigungsmasse und den Differentialwellenanschlüssen 250 mm betragen soll.
- Der Abstand zwischen den beiden Stehlagergehäusen des Verteilergetriebes wurde in der Anforderungsliste mit 800 mm festgelegt.

- Die Gesamtbreite des aktuellen Protoypen-Prüfstands und damit die innere Breite der wiederverwendbaren Sicherheitseinhausung ist 1.500 mm.
- Die Gesamtlänge des aktuellen Protoypen-Prüfstands und damit die innere Länge der wiederverwendbaren Sicherheitseinhausung ist 3.000 mm.
- Der Durchmesser von Motor 1 beträgt 400 mm, die weiteren Maße des Motors sind gegeben.
- Die Wellenhöhe von Motor 2 beträgt 180 mm, die weiteren Maße des Motors sind gegeben.
- Der minimale Wellenabstand zwischen beiden Motoren (bei Kontakt) beträgt damit 380 mm.
- Der vertikale Verstellbereich für den Motor 2 ist in der Anforderungsliste mit –120 mm bis 250 mm bezüglich der Differentialachse definiert.
- Der horizontale Verstellbereich für den Motor 2 ist in der Anforderungsliste mit –280 mm bis 280 mm bezüglich der Differentialachse definiert.
- Das Verteilergetriebe und die Stehlagergehäuse des Verteilergetriebes sollen möglichst kompakt sein, damit auch bei kleinen Achsabständen zwischen Differentialwelle und Anschlusswelle des Prüflings keine Kollisionen auftreten.
- Es wird ein Achsabstand von 600 mm-610 mm zwischen den Differentialanschlüssen und der Verbindungswelle des Verteilergetriebes gewählt. Damit bleiben 100 mm Bauraum zwischen Motor 1 und Motor 2, in diesem muss das zweiachsige Verstellsystem Platz finden.
- Die Höhe der Montagefläche über den Boden soll aus Ergonomischen Gründen ungefähr 700 mm betragen.

4.4 Feingestalten der Haupt-Module

Als maßgebende Module wurden neben Motor 2 und Motor 1 folgende identifiziert:

- Übersetzungsgetriebe: Die Abmessungen sind wichtig für den geometrischen Aufbau der Nebenmodule
- Riementrieb: Welcher Riementyp verwendet wird, muss noch festgelegt werden. Der Bauraum ist kritisch
- Verbindungswelle mit Lagerung: Bestimmt den Aufbau des Gehäuses für das Verteilergetriebe und wie die Beruhigungsmasse ausgeführt werden kann

4.4.1 Übersetzungsgetriebe

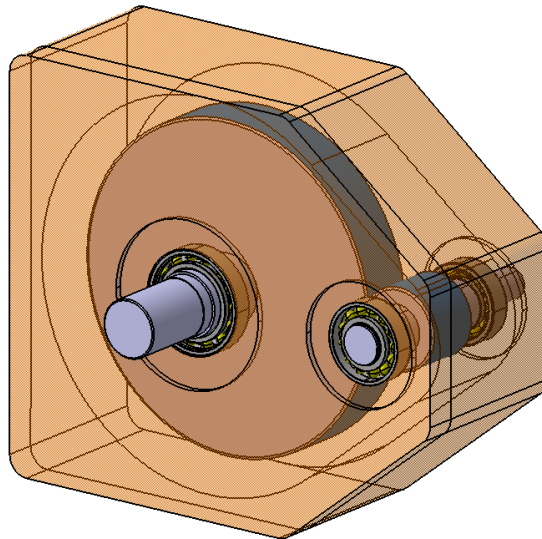


Abbildung 4.6: Zusammenbau Übersetzungsgetriebe (Gehäuse ist transparent dargestellt)

Das Übersetzungsgetriebe in Abbildung 4.6 erhöht die Drehzahl von Motor 2 so weit, dass die geforderte Drehzahl von 15.000 min^{-1} erreicht wird. Die maximale Dauerdrehzahl des eingesetzten Motors ist 3.500 min^{-1} , damit ergibt sich ein minimales Übersetzungsverhältnis laut Gleichung 4.1 bzw. 4.2.

$$u_{min} = \frac{3.500}{15.000} = 0,233 \quad (4.1)$$

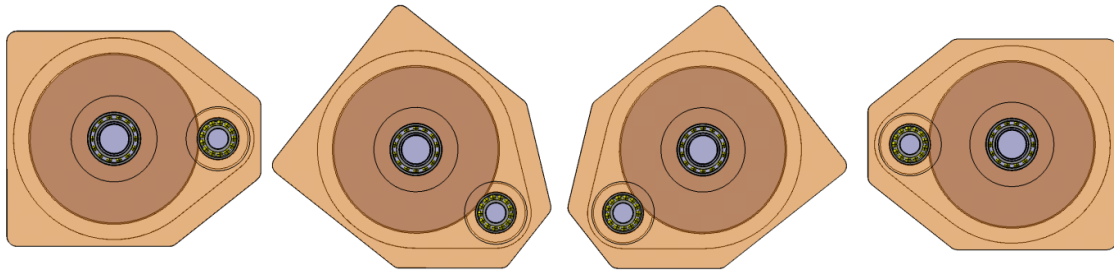


Abbildung 4.7: Mögliche Orientierungen des Getriebes bei Montage (Gehäuse ist transparent dargestellt)

bzw.

$$\frac{1}{u_{min}} = \frac{15.000}{3.500} = 4,29 \quad (4.2)$$

Die Übersetzung soll durch ein einstufiges Stirnradgetriebe erreicht werden, das so ausgelegt wird, dass es so wenig Vibrationen wie möglich erzeugt und die Ungleichförmigkeiten in der Drehbewegung minimal sind.

Die Außenmaße des Getriebes sollen so klein wie möglich sein, damit Kollisionen mit dem Verteilergetriebe nicht vorkommen. Gewindebohrungen oder andere Methoden zur Befestigung ermöglichen eine Montage des Übersetzungsgetriebes auf eine prüflingspezifische Halterung, dadurch wird die jeweilige Position der Anschlusswelle eingestellt. Damit alle möglichen Positionen für eine Anschlusswelle erreicht werden können, soll es möglich sein, das Getriebe in den in Abbildung 4.7 gezeigten Orientierungen zu montieren. Speziell die Schmierung muss dafür ausgelegt sein.

Bei der für Stirnradgetriebe relativ hohen Drehzahl ist es notwendig, dass das Getriebe mit einer Trockensumpfschmierung mit externer Kühlung und Öleinspritzung ausgestattet wird. Außerdem ist eine möglichst parallele Ausrichtung der Wellen wichtig, eine symmetrische Lagerung beider Wellen ist von Vorteil.

Für die Lagerung und Abdichtung der schnelllaufenden Ritzelwelle sind Speziallösungen notwendig, die mit den Herstellern abgesprochen werden müssen. Als Lager kommen zum Beispiel Hochgeschwindigkeits-Schräggugellager von SKF [19] infrage, als Wellendichtung eine berührungslose Labyrinthdichtung.

In der folgenden Tabelle 4.1 werden Verzahnungsdaten einer Zahnradpaarung vorgeschlagen, die die Anforderungen bezüglich der Festigkeit mit guter Sicherheit erfüllt. Mit einer ganzzahligen, ungeraden Profilüberdeckung sollen außerdem Torsionsschwingungen durch die Zahnelastizität minimiert werden.

			Rad	Ritzel
Normalmodul	mn	mm	1.5	1.5
Zähnezahl	z		159	37
Breite	b	mm	48	50
Eingriffswinkel	α	deg	20	20
Schrägungswinkel	β	deg	19.12	19.12
Profilverschiebung	x		-0.46356	0.080
Grundkreisdurchmesser	d	mm	235.552	54.814
Erzeugungswälzkreis	d_e	mm	252.425	58.740
Außendurchmesser	d_a	mm	254.035	61.980
Fußkreisdurchmesser	d_f	mm	247.144	55.123
Qualität nach DIN 3961			5	5
Passung nach DIN 3967			25f	25f
Material			16MnCr5	16MnCr5

Tabelle 4.1: Errechnete Getriebedaten

Der Achsabstand des errechneten Getriebes beträgt 155 mm js6.

Vorgeschlagene Lagerungen und Abdichtungen von SKF [20]:

- 2x **SKF Lager 6010** Fest-/Loslagerung für Radwelle
- 2x **SKF Lager 7206 CD/HCP4A** in O-Anordnung für Ritzelwelle
- 1x **SKF Dichtung 46X65X10 CRW1 R** für Radwelle
- 1x Labyrinth-Dichtung für Ritzelwelle

4.4.2 Riemen und Riemenscheiben

Eine Auswahl des Riementyps wurde bisher noch nicht vorgenommen.

Der Außendurchmesser der Riemenscheiben inklusive der Riemen soll ungefähr 200 mm betragen. Die Einbausituation ist in Abbildung 4.2 zu sehen. Dieses Maß ergibt sich

als Kompromiss zwischen zwei einander widersprechenden Eigenschaften: Damit ausreichend Leistung übertragen werden kann, müssen die Scheiben möglichst groß sein, damit aber die Stehlager des Verteilergetriebes kompakt bleiben, sollen die Scheiben eher klein sein. Der Achsabstand wurde auf den Bereich 600 mm bis 610 mm festgelegt.

Die Riemen sollen nach den Nenn-Kenndaten des Synchronmotors ausgelegt werden: 1.380 Nm bei 710 min^{-1} , also 103 kW. Pro Seite müssen damit maximal 51.5 kW übertragen werden, mit einem Betriebsfaktor von 1,4 für Stoßbelastung ergibt sich eine Auslegungsleistung von 72.1 kW.

In der Tabelle 4.2 sind die - mit den Online-Tools von Mulco [8] und Riemen-Profi.de [11] berechneten - Leistungswerte für verschiedene Riemenkonfigurationen zusammengestellt.

Typ	Anzahl	Breite	Achsabstand	Max. Leistung
Zahnriemen HTD 1890 14M; Riemenscheiben 44 Zähne	1	170 mm	637 mm	69.8 kW
Zahnriemen ATP 10 GenIII 1800, Riemenscheiben 58 Zähne	1	100 mm	610 mm	84.2 kW
Bogenzahnriemen BATK10 1800, Riemenscheiben 58 Zähne	1	100 mm	610 mm	56.2 kW
Hochleistungs Schmalkeilriemen XPB 1800 LW; 190 mm Riemenscheiben	10	10x14 mm	602 mm	74.7 kW
Keilrippenriemen 1775 PK 20 Rippen; 180 mm Riemenscheiben	2	2x71.2 mm	605 mm	94.2 kW
Flachriemen NE 18 1800; 190 mm Riemenscheiben	5	5x100 mm	602 mm	85 kW

Tabelle 4.2: Übersicht Riemenauslegung

Die beste Leistungsdichte hat der Zahnriemen ATP 10 GenIII. Durch die Verwendung von speziellen Materialien und durch eine neuartige Zahnform werden eine höhere Festigkeit und eine Verringerung des Polygoneffekts erreicht.[3]

Das Riemensystem mit dem Bogenzahnriemen BATK10 ist von den Abmessungen her gleich wie der ATP 10 GenIII, es unterscheidet sich nur in der Zahnform: Die Zähne verlaufen nicht gradlinig über die Breite, sondern bogenförmig. Dadurch kommt es zu keinen stoßartigen Eingriffen und der Polygoneffekt tritt nicht auf.[2]

Alle anderen Varianten erhöhen den notwendigen Raumbedarf stark. Es soll deshalb der ATP10- und der BATK10-Riemen verwendet werden. Je nach Anwendungsfall soll der

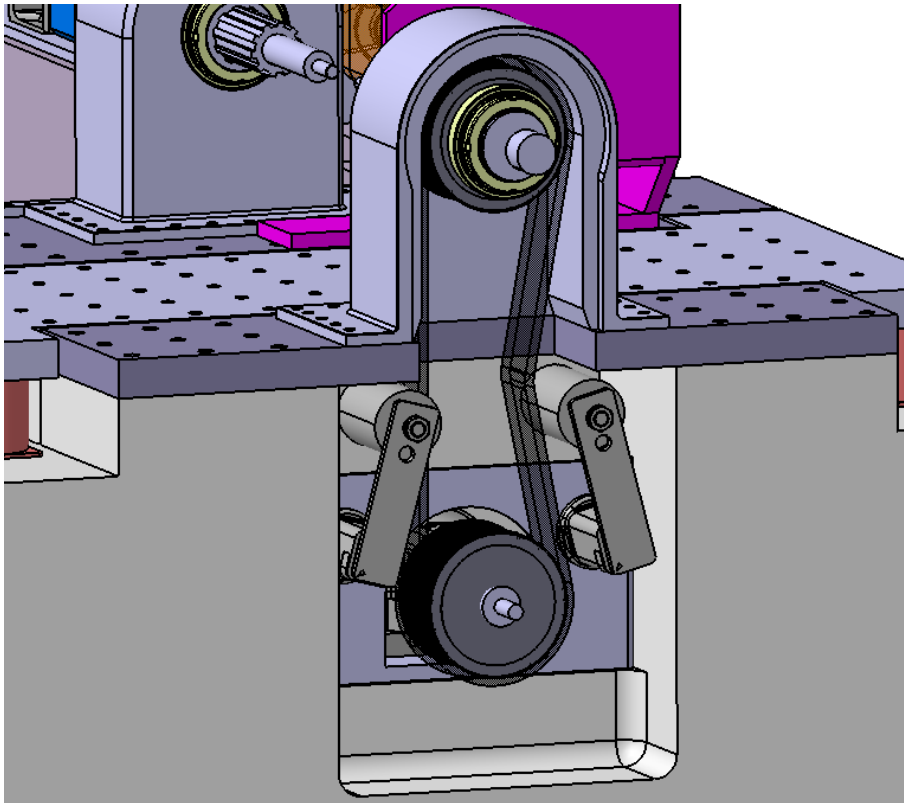


Abbildung 4.8: Einbausituation für Riemen

robustere ATP10 oder der ruhiger laufende BATK10-Riemen verwendet werden.

Vorgeschlagene Zahnriemen und Riemenscheiben von CONTI [3] und BRECO [2]:

- 2x **CONTINENTAL Synchroflex 100 ATP10 / 1800 GenIII** (100 mm Breite)
- 4x **MULCO Synchronscheibe AL 120 ATP10 / 58** (für 100 mm Riemenbreite, 58 Zähne)
- Vorgeschlagener Achsabstand: 608 mm

Oder:

- 2x **BRECO Brecoflex BATK10 / 1800** (100 mm Breite)
- 4x **MULCO Synchronscheibe AL 115 BATK10 / 58** (für 100 mm Riemenbreite, 58 Zähne)

4.4.3 Riemenspanner

Die Riemen werden durch vier Riemenspanner gespannt, damit in beide Laufrichtungen das lose Trum mittig angepresst wird. Die Spannelemente sollen ohne Nachspannen eine gleichbleibende Presskraft aufbringen, damit die Zahnriemen mit einer konstanten Kraft vorgespannt sind.

Abschätzungen / Berechnungen:

- In der Riemenberechnung wurde auch die notwendige Riemenspannkraft abgeschätzt: Bei einem vorgeschlagenen Achsabstand der beiden Riemenräder von 608 mm ist eine Spannkraft von ca. 800 N ideal
- Der einzustellende Spannwinkel für die ROSTA SE38 Riemenelemente ist deshalb: 20° - 25° [13]

Vorschlag für Riemenspanner-System von Rosta [13]:

- 4x ROSTA Spannelement SE38
- 4x ROSTA Spannrolle R45

4.4.4 Verbindungswelle

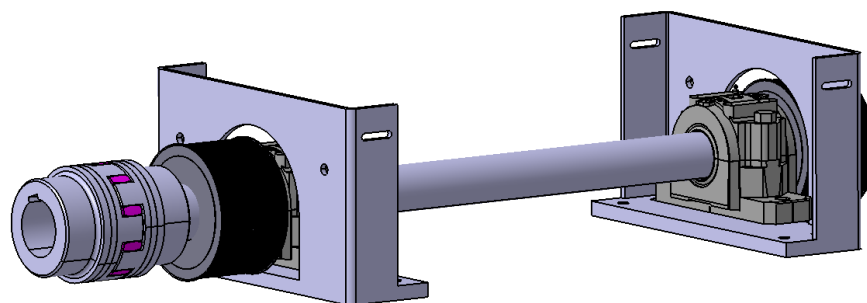


Abbildung 4.9: Verbindungswelle verbaut mit Stehlagern, Montagewinkeln, Elastomerkupplung und Zahnriemenscheiben

Eine robuste Welle verbindet die beiden Zahnriemenscheiben und sorgt damit für die mechanische Koppelung der beiden Differential-Anschlusswellen. Die Verbindungswelle

ist mit einer Elastomerkupplung mit dem Motor 1 verbunden. Die beiden Zahnriemenscheiben sind mit Passfedern auf der Welle montiert. Die Lagerung übernehmen zwei Kugellager, die in Stehlagern auf speziellen Montagewinkeln montiert sind. Das Lager näher zur Kupplung ist als Festlager ausgeführt, das andere als Loslager. Die vollständig montierte Anordnung ist in Abbildung 4.9 zu sehen.

Eine Abschätzung des Wellendurchmessers erfolgt nach Gleichung 4.3 nach Roloff/Matek [23] für die voraussichtlich am stärksten beanspruchte Stelle der Welle, zwischen Kupplung und erstem Riemenrad, wo das volle Torsionsmoment wirkt (Biegemomente werden hier nicht berücksichtigt).

$$d' = 2,7 * \sqrt[3]{\frac{T}{\tau_{tD}}} = 2,7 * \sqrt[3]{\frac{1.500 \text{ N m}}{195 \text{ N mm}^{-2}}} = 53.3 \text{ mm} \quad (4.3)$$

Eine Abschätzung für die Welle zwischen den beiden Riemenscheiben (wieder ohne Berücksichtigung der Biegemomente) liefert Gleichung 4.4.

$$d' = 2,7 * \sqrt[3]{\frac{T}{\tau_{tD}}} = 2,7 * \sqrt[3]{\frac{750 \text{ N m}}{195 \text{ N mm}^{-2}}} = 42.3 \text{ mm} \quad (4.4)$$

Die Abschätzungen wurden für eine Welle, gefertigt aus dem Material C40E, gemacht, ein Stahl höherer Qualität sollte eingesetzt werden. Zusätzlich soll die Welle robuster konstruiert werden als die Festigkeit dies fordern würde. Dadurch werden Torsions- und Biegeschwingungen vermieden.

Vorgeschlagene Konstruktionsdaten:

- Wellendurchmesser zwischen den Riemenrädern: 65 mm
- Anschlussmaße für die Elastomerkupplung: Durchmesser 80 mm, Passungslänge 85 mm, mit Passfeder
- Halbkeilwuchtung der Welle

Vorgeschlagene Lagerung von SKF [20]:

- 2x Stehlagergehäuse mit Standarddichtungen **SKF SNL 518-615**
- 2x Pendelrollenlager mit Spannhülse **SKF 2315 K + H 2315**
- Fixierringe für das Festlager
- Fettschmierung mit **SKF LGHB2** (Alternativen: LGEP2, LGWA2)
- Nachfett-Intervall: 11.800 h

4.5 Feingestalten der Neben-Module

4.5.1 Antriebseinheit

Die vollständig montierte Antriebseinheit ist in Abbildung 4.10 dargestellt.

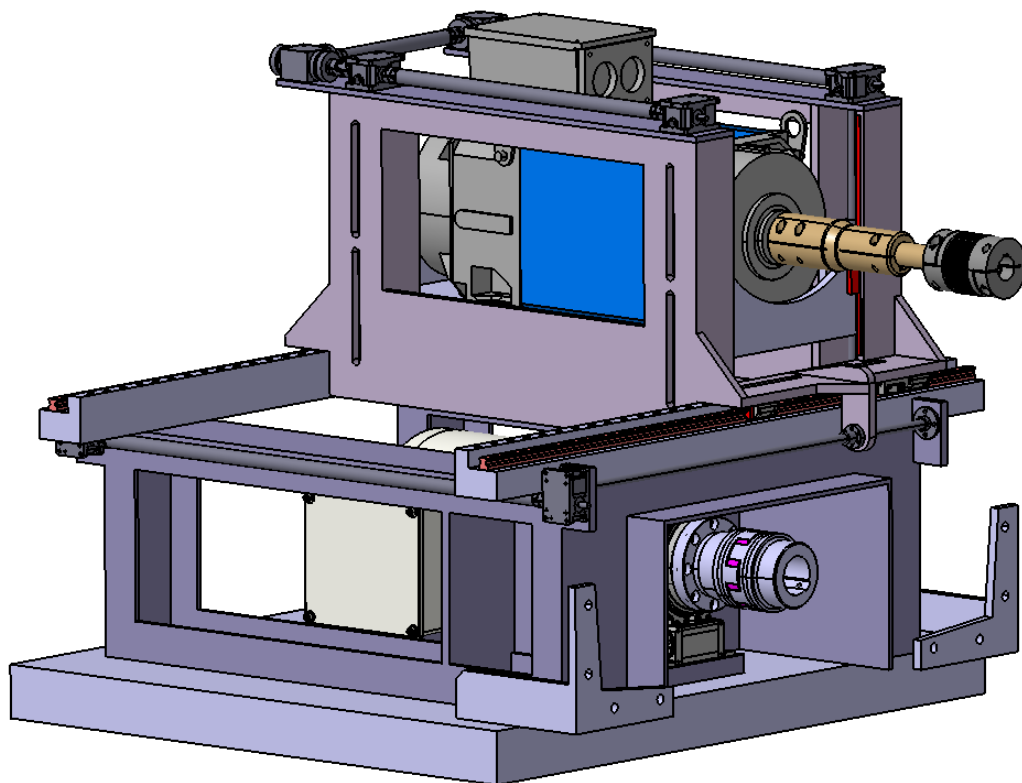


Abbildung 4.10: Vollständige Antriebseinheit

4.5.1.1 Grundplatte mit Verbindungsstreben

Als Grundplatte für die Antriebseinheit dient eine Eisenplatte mit den Abmessungen 1.500 mm x 1.300 mm x 50 mm. Die Platte soll auf schwingungsisolierenden Füßen gelagert werden. Diese müssen die Position und Höhe möglichst gut halten und die Schwingungen der Motoren nicht an den Boden weiterleiten. Zur Verbindung mit dem Verteilgetriebe werden spezielle Verbindungsstreben aufgeschraubt, siehe Abbildung 4.10 im Vordergrund.

4.5.1.2 Drehmoment-Aufnehmer mit Verbindungswellen

Im aktuellen Prüfstand ist bereits ein Drehmoment-Messflansch von HBM verbaut, dieser kann weiter verwendet werden: Ein HBM Messflansch Typ T10F mit 2 kN Nenndrehmoment. Für die Verbindung des Messflansches mit dem Motor 1 und auf der gegenüberliegenden Seite mit der Elastomerkupplung sind passende Wellen mit Anschlussflanschen notwendig.

4.5.1.3 Elastomerkupplung

Eine passende Elastomerkupplung als dämpfendes Verbindungsglied zwischen Motor 1 und Verteilergetriebe ist vorhanden und kann weiterverwendet werden:

- **ROTEX 75 St 95SH-A 1-80 1-80**

4.5.1.4 Stützaufbau und horizontale Verschiebe-Vorrichtung für Motor 2

Der Stützaufbau wird am einfachsten als geschweißte Rahmen-Konstruktion ausgeführt, bestehend aus U-Profilen und einer Stahlplatte, an die der Motor 1 geschraubt wird. Um eine horizontale Verschiebung des Motors 2 zu ermöglichen (in radialer Richtung in Bezug auf die Motorwelle), sind an der Oberseite des Stützaufbaus Schienen angebracht. Auf diesen Schienen fährt ein Wagen mit speziellen Lafelementen. Bewegt wird er durch zwei Spindeltriebe, die synchron gedreht werden. Der Aufbau ist in Abbildung 4.11 zu sehen.

Der Rahmen und alle Verbindungen sollen so robust wie möglich sein, um Vibrationen möglichst zu vermeiden. Die Schienen werden auf Stahlbalken montiert, die wiederum an den Rahmen geschraubt werden. So kann das System nachträglich einfach angepasst werden. Gewindebohrungen in den Balken und Langbohrungen am Wagen ermöglichen eine Arretierung in der gewünschten Position. Der Wagen soll sich horizontal im Bereich von 430 mm bis -430 mm in Bezug auf die Achse des Motors 1 bewegen können. Die Position des Wagens soll durch ein absolut messendes magnetisches Messsystem aufgenommen werden und dem Bedienpersonal beim Einrichten angezeigt werden. Dadurch kann die

Position des Wagens während des Einstellvorgangs mit den Spindeln direkt abgelesen werden. Dieses Messsystem ist am besten in die Linearführung integriert auszuführen.

Vorgeschlagene Kenndaten für den Stützaufbau:

- Verfügbarer Raum für Motor 1: 470 mm hoch, 700 mm breit
- Schienenlänge: 1.500 mm

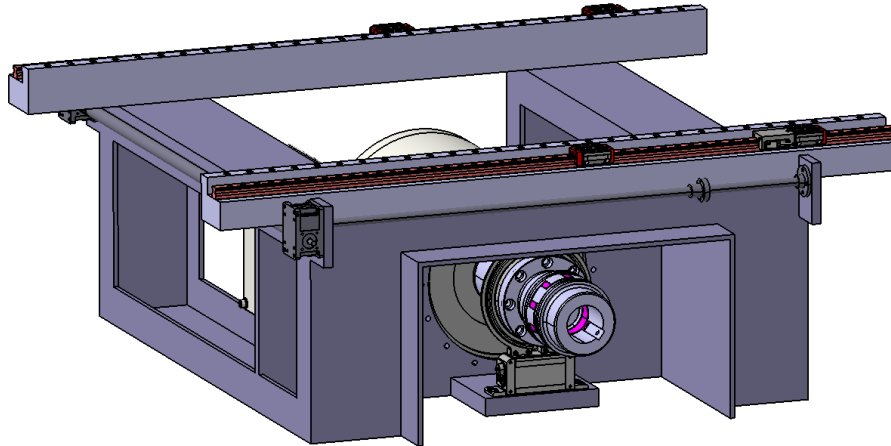


Abbildung 4.11: Stützaufbau mit Schienensystem und Spindeln

Vorgeschlagene Schienen und Rollelemente von Schneeberger [15]:

- 1x **Schneeberger MR S 25-N-G3-KC-R1-1500-13.5-13.5-CN-TR50**
- 1x **Schneeberger AMSA 3B S 25-N-G3-KC-R11-1500-13.5-13.5-CN-TR50** Schiene mit integriertem Magnetband für Messsystem
- 1x **Schneeberger AMSA 3B W 25-A-P3-G0-V2-R1-CN-S10-LN-TMU** Wagen mit integriertem Lesekopf für Messsystem
- 3x **Schneeberger MR W-A-25-G3-V2-R1-CN-S10-LN**

Vorgeschlagene Elemente für Spindeltrieb von ZIMM [21]:

- 2x **ZIMM Z-5-R-1040 _ 18x4**
- 2x **ZIMM MSZ-Z5-GLP**
- 2x **ZIMM MSZ-Z5-FM**
- 1x **ZIMM VWZ _ 30-1a1209**

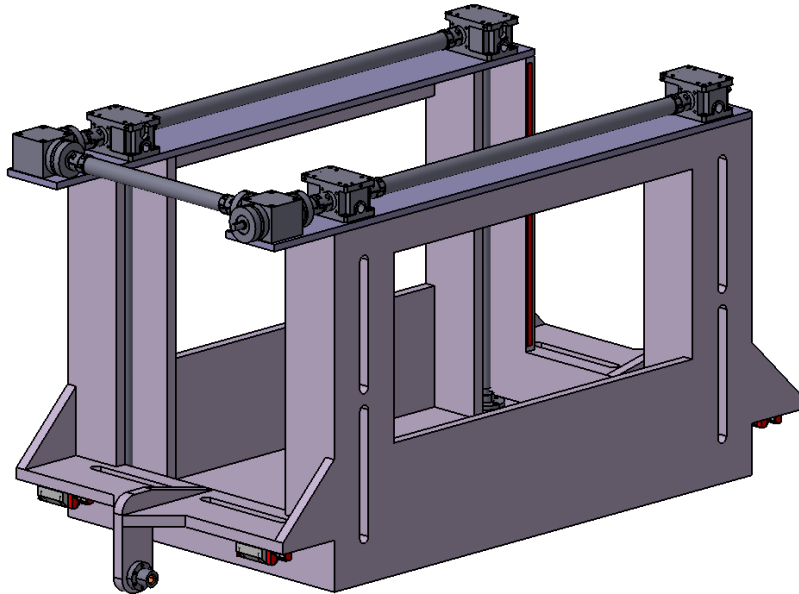


Abbildung 4.12: Vollständig montierter Wagen für Motor 2

- Hexagonaler Wellenanschluss für den Antrieb der Spindeln mittels Handbohrmaschine oder Handrad

4.5.1.5 Wagen mit vertikaler Verschiebe-Vorrichtung für Motor 2

Die vertikale Verschiebung des Motors 2 wird durch eine Schweißkonstruktion ermöglicht, in der sich eine Plattform mit dem Motor in Führungen auf und nieder bewegen kann (Abbildung 4.12). Die Hubbewegung erzeugen vier Spindeltriebe, die für ein gleichmäßiges Anheben mit Wellen verbunden sind. Der Antrieb der Bewegung erfolgt damit über einen einzigen Punkt. In der gewünschten Position kann die Plattform wieder mit Schrauben arretiert werden. Dafür sind Langlöcher im Wagen und Gewindebohrungen in der Plattform vorzusehen.

Die vertikale Bewegung soll in einem Bereich von -100 mm bis 250 mm - in Bezug auf die Differentialachse des Prüflings - möglich sein. Die genaue Position wird über ein absolutes, magnetisches Messsystem erhoben und dem Bedienpersonal beim Prüfstands-Umbau angezeigt.

Vorgeschlagenes System für synchrone Hubbewegung von ZIMM [21]:

- 4x ZIMM Z-5-R-550 _18x4

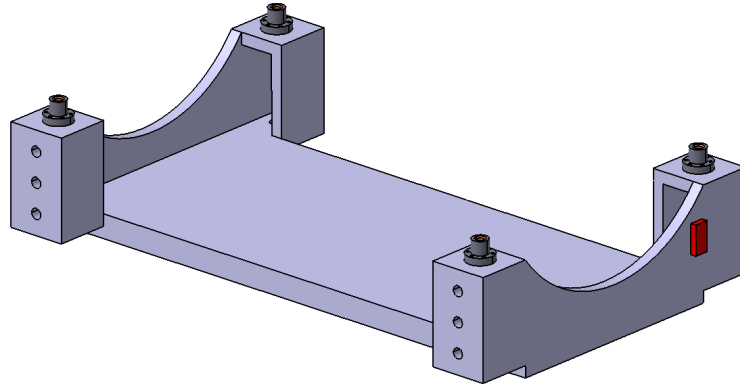


Abbildung 4.13: Montageplattform für Motor 2

- 4x ZIMM MSZ-Z5-GLP
- 4x ZIMM MSZ-Z5-FM
- 2x ZIMM KGZ_5_T
- Sechskant-Anschluss bei Winkelgetriebe
- 2x ZIMM KUZ_KK_16
- 2x ZIMM VWZ_30-1a750
- 1x ZIMM VWZ_30-1a388

Vorgeschlagenes Messsystem für die vertikale Position von RLS:

- **RENISHAW RLS LMA10** Lineares absolutes magnetisches Messsystem

4.5.1.6 Plattform für Motor 2

Die Plattform, auf die der Motor 2 montiert wird, ist eine Platte mit vier Blöcken, die in den Führungen laufen, und an denen die Spindelmuttern befestigt sind. In Abbildung 4.13 sind außerdem die Gewindebohrungen zu sehen, die für die Arretierung notwendig sind, und der rot dargestellte Messkopf des linearen Messsystems.

4.5.1.7 Verbindungswelle für Motor 2

Die Verbindungswelle überträgt die Leistung vom Motor 2 zur Metallbalgkupplung am Übersetzungsgetriebe. Die Situation ist in Abbildung 4.14 dargestellt. Damit der Prüfstand schnell für neue Prüflinge umbaubar ist, soll die Verbindungswelle längenvariabel sein. Alternativ kann für jeden Prüflingstyp eine entsprechende Verbindungswelle bereitgestellt werden.

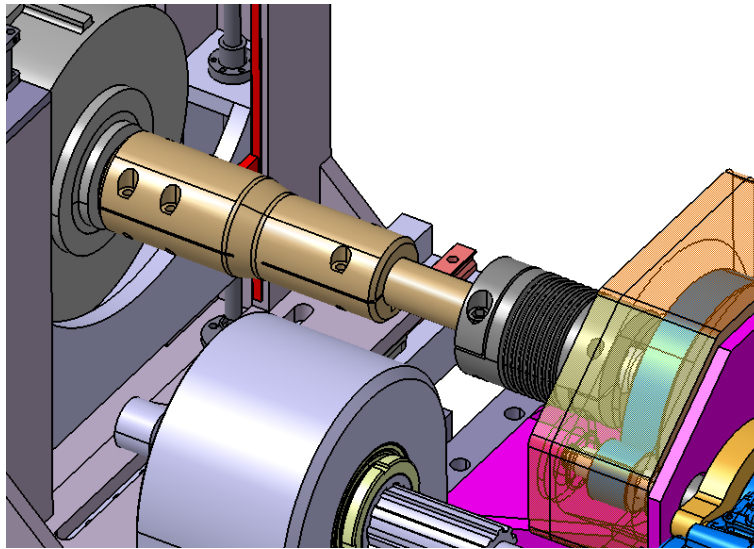


Abbildung 4.14: Einbausituation Verbindungswelle

Da die Welle mit bis zu 3.500 min^{-1} umläuft, muss sie gut gewuchtet sein (Halbkeilwuchtung).

4.5.2 Verteilergetriebe

Das vollständig montierte Verteilergetriebe ist in Abbildung 4.15 zu sehen. In Abbildung 4.16 ist das Verteilergetriebe so freigeschnitten dargestellt, dass der Antriebsstrang sichtbar ist.

4.5.2.1 Maschinenbett Verteilergetriebe

Der Aufbau des Verteilergetriebes soll auf ein möglichst schwingungsdämpfendes Maschinenbett montiert werden. Die wichtigsten Kenndaten der infrage kommenden Mate-

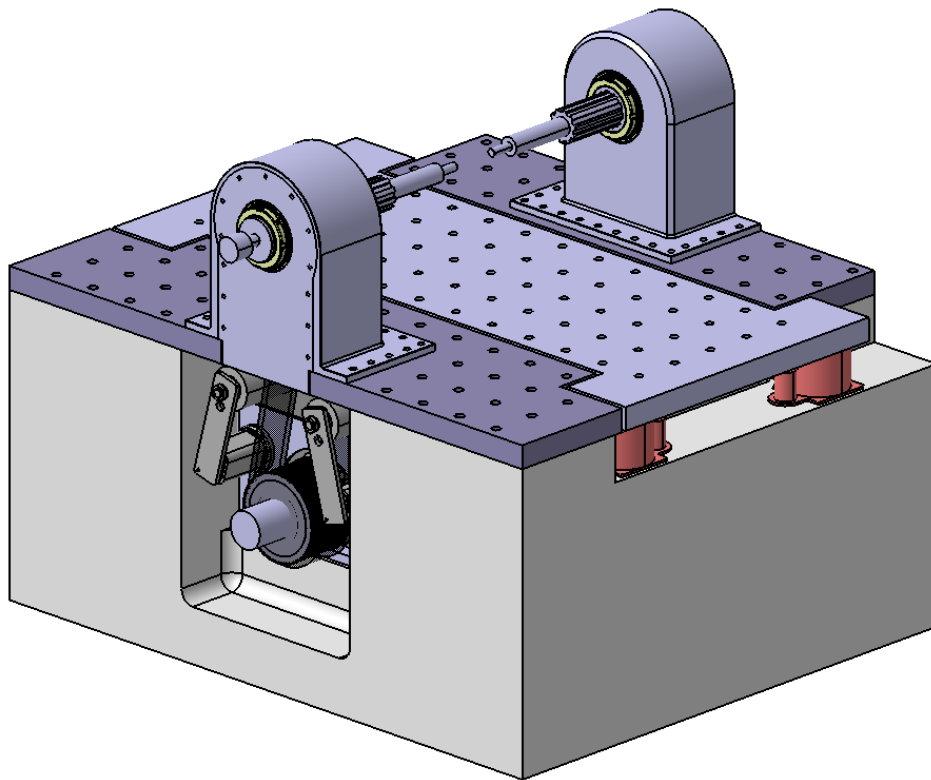


Abbildung 4.15: Vollständig montiertes Verteilergetriebe mit Beruhigungsmasse

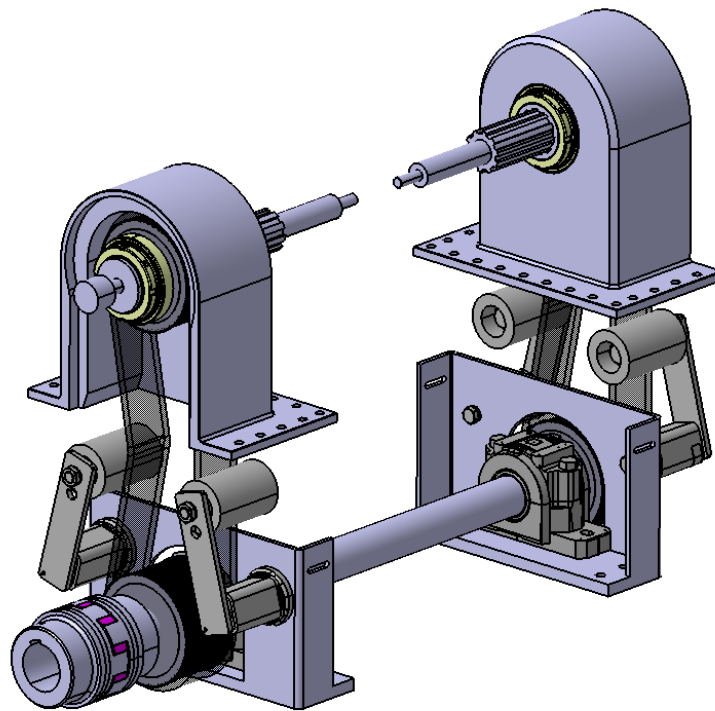


Abbildung 4.16: Antriebsstrang des Verteilergetriebes

Materialien sind in der folgenden Tabelle 4.1 zusammengestellt.

Material	Verarbeitbarkeit	Schwingungs- dämpfung	Kosten
Schweißkonstruktion aus Stahlprofilen	Einfach	Schlecht	Gut
Grauguss	Aufwändig	Mittel	Hoch
UHPC	Mittel	Sehr gut	Mittel
Polymerbeton/ Mineralguss	Mittel	Sehr gut	Mittel bis hoch

Tabelle 4.1: Kennwerte Materialien für Maschinenbett

Eine Stahlrahmen-Konstruktion oder ein Block aus Grauguss kommt nicht infrage, die Schwingungsdämpfung wäre zu schlecht. Polymerbeton/Mineralguss und UHPC (Ultra High Performance Concrete) haben sehr gute Kennwerte bei der Schwingungsdämpfung und Wärmeausdehnung. Technisch kommen also beide Materialien für den Guss eines Blocks infrage. UHPC ist in der Herstellung um bis zu 50% günstiger. [9]

Die Basis des Verteilergetriebes soll also ein Block vorzugsweise aus UHPC sein. In diesen Block werden stählerne Einsätze mit Gewindebohrungen eingegossen, die Positionen sind in Abbildung 4.17 zu sehen.

Nachdem der Block ausreichend getrocknet ist, werden die Gewindebohrungen vermessen und passende Eisenplatten, wie in Abbildung 4.17 zu sehen, auf der Oberseite verschraubt und verklebt. Die Eisenplatten sind für die spätere Montage der Aufbauten auf der Oberfläche mit Gewindebohrungen und Zentrierbohrungen ausgestattet.

Auf der tieferen Ebene des Blocks befinden sich Gewindelöcher für das Anschrauben der Halterungen, auf denen die Stehlager für die Verbindungswelle montiert werden. Außerdem ermöglichen Gewindebohrungen die Verbindung des Blocks mit der Antriebseinheit.

Für den Fall eines Riemenbruchs ist ein Fangraum für die Bruchstücke vorgesehen. Ein Blockieren des Antriebes durch diese kann zu einer gefährlichen Überbelastung eines jeden Teils des Antriebsstranges führen. Der Block wird vor Ort mit geeigneten vibrationsisolierenden Füßen aufgestellt.

Vorgeschlagene Dimensionen:

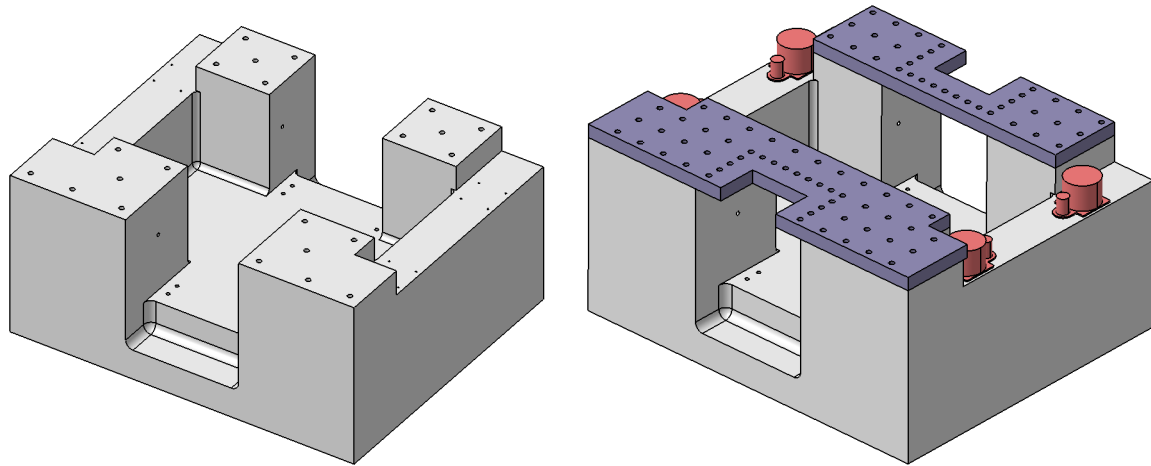


Abbildung 4.17: Gegossener Block für Verteilergetriebe, mit montierten Eisenplatten und positionierten Luftfedern

- Dicke der Metallplatten: 50 mm
- Blockabmessungen: 1.400 mm x 1.160 mm
- Höhe mit Eisenplatte: 700 mm
- Differenz zwischen tieferer Ebene und Oberseite der Eisenplatten: 500 mm
- Distanzen zwischen den Mittelpunkten der Luftfedern: 550 mm bzw. 1.250 mm

4.5.2.2 Profilhülsen mit Lagerung

Das Anschlusssystem für die Verbindung der Riemen mit den beiden Ausgängen des Differentials soll vom bestehenden Prüfstand übernommen werden. Dafür ist aber eine Anpassung der Profilhülsen notwendig, die das Bindeglied zwischen den Riemenscheiben und dem Profildorn darstellen. Die angepasste Version ist in Abbildung 4.18 zu sehen.

Vorgeschlagene Schrauben für die Montage der Riemenscheibe:

- 6x ISO 4762 M8x40 Zylinderschrauben mit Innensechskant, Qualität 12.9, Anzugsmoment: 43 N m

Vorgeschlagene Lagerung von SKF [20]:

- 2x SKF 6019-2RS1 als Fest- Loslagerung, mit Standartfett
- 1x SKF KMFE 19 Sicherungsmutter mit Klemmschraube

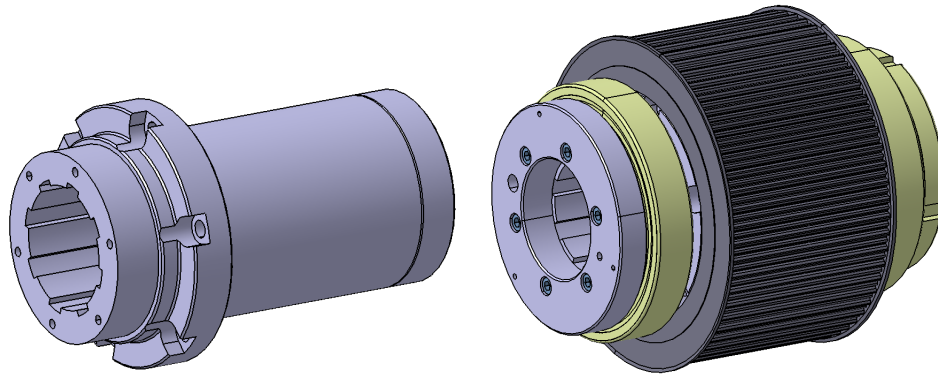


Abbildung 4.18: Angepasste Profilhülse, vollständig montiert mit Lagern und Riemenscheibe

4.5.2.3 Stehlager für Profilhülsen

Die Stehlagergehäuse, die die Lagerungen der Profilhülsen aufnehmen, werden am besten spanend aus jeweils einem Block gefertigt, mit angeschweißten Flanschen zur Befestigung. Die Stehlager werden direkt auf die Oberseiten der Eisenplatten des Maschinenbetts geschraubt. Das Gehäuse soll sowohl robust sein, damit sich keine Verformungen einstellen, als auch möglichst kompakte Außenabmessungen haben: Der Verbindungswelle von Motor 2 und dem Übersetzungsgetriebe selbst muss möglichst viel Spielraum gegeben werden.

Eine ordentliche Zentrierung des Deckels spielt eine wichtige Rolle bei der Genauigkeit der Position der Anschlusswellen. In Abbildung 4.19 sieht man diese mit einer kreisförmigen Außenkontur des Deckels verwirklicht, die genau in das Gehäuse passt. Das Festlager wird vom massiven Block des Stehlagergehäuses (Abbildung 4.19 links), das Loslager vom Deckel gehalten.

Vorgeschlagene Abmessungen:

- Innenabstand zwischen den beiden Stehlagern: 800 mm
- Distanz zwischen Oberseite Eisenplatte und Achse des Stehlagers: 250 mm
- Mindestwanddicke: 40 mm
- Mindestwanddicke an Stirnseite: 30 mm
- Mindestwanddicke des Deckels: 20 mm

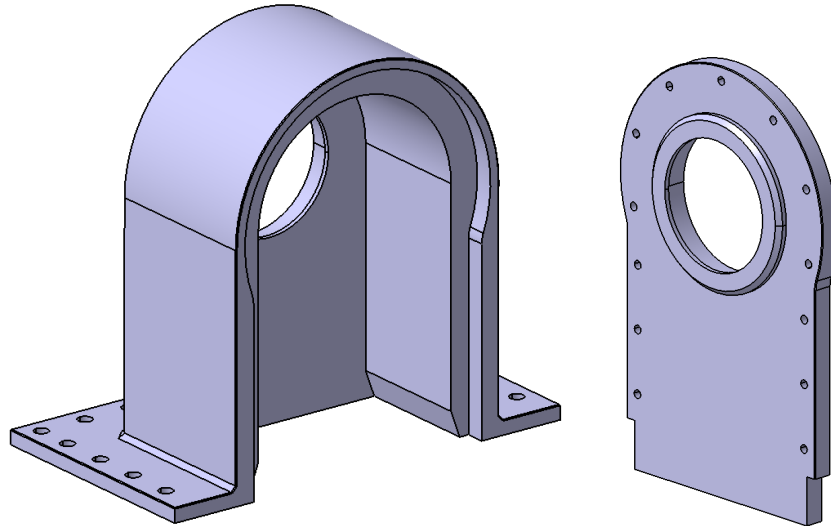


Abbildung 4.19: Stehlagergehäuse mit Deckel

- Innere Weite in axialer Richtung: 130 mm
- Innere Weite in radialer Richtung: 220 mm

4.5.2.4 Knauf für Profildorne

Die existierenden Knäufe müssen an die neue Geometrie der Profilhülsen angepasst werden, das Verbindungssystem selbst wird vorerst aber übernommen. Dieses besteht derzeit aus einem Zentrierstift und einer Schraube, die bei jedem Wechsel des Prüflings zuerst gelöst und dann wieder befestigt wird. Das System ist in Abbildung 4.20 zu sehen.

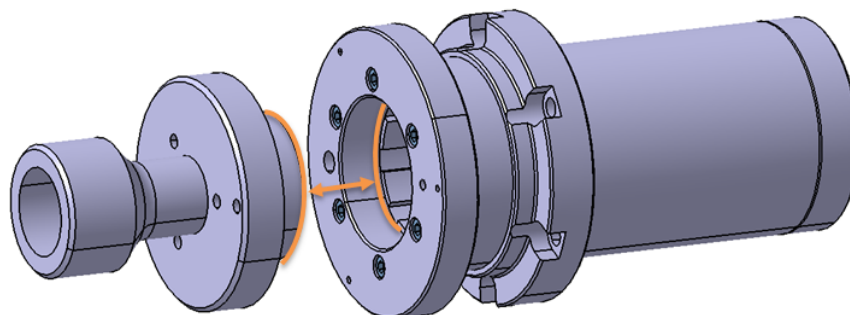


Abbildung 4.20: Modifizierter Knauf

Diese Variante des Verbindungssystems hat sich in der Vergangenheit bewährt und soll als Backup bei späteren Weiterentwicklungen dienen.

4.5.2.5 Weiterentwicklung des Knaufs: Schnellverschluss-System

Für eine schnellere Verbindung der Anschlusswellen mit den Differentialausgängen des Prüfings soll ein neues System entwickelt werden. Es soll mit derselben Profilhülse und mit denselben Profildornen funktionieren wie der Knauf im vorhergehenden Punkt.

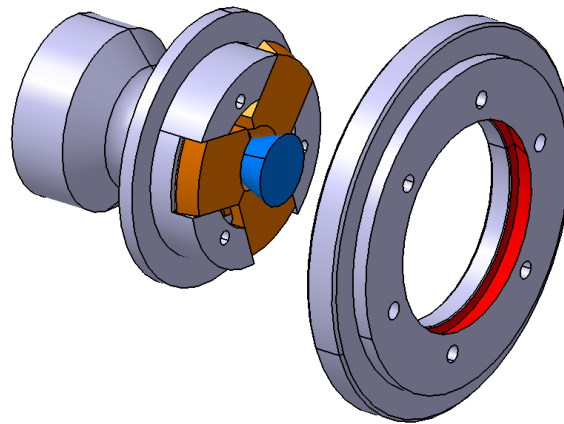


Abbildung 4.21: Komplettes Schnellverschluss-System

Die Verbindung wird durch Riegel, in Abbildung 4.21 orange dargestellt, hergestellt. Diese werden zur Befestigung in die rot dargestellte Nut der Scheibe geschoben, die wiederum an die Profilhülse geschraubt wird. Abbildung 4.21 zeigt zwei Riegel in geöffneter Stellung und einen in geschlossener Stellung. Die Steigung am Außendurchmesser der Riegel ermöglicht es, dass der Profildorn in die Endposition geschoben werden kann und das System automatisch einrastet.

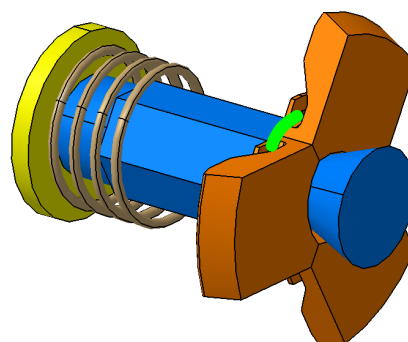


Abbildung 4.22: Sperrmechanismus in geöffnetem Zustand

In Abbildung 4.22 sind die Einzelteile des Mechanismus zu sehen. Durch das Drücken des

(in Gelb dargestellten) Knopfs bewegen sich die Riegel nach innen. Ein durch die Pratzen hindurch geführtes Gummiband (Grün dargestellt) zieht diese in Richtung des Mittelpunkts. Abbildung 4.22 zeigt den Zustand des geöffneten Systems. Wenn der Druckknopf losgelassen wird, zieht die Metallfeder den Konus zurück in die Ausgangsposition und drückt damit die Riegel nach außen.

Während eines Prüflaufs werden die Riegel zusätzlich durch die Fliehkräfte in die Nut gepresst. Die Haltekraft verstärkt sich damit selbst mit der Drehzahl.

4.5.3 Beruhigungsmasse mit Dämpfungselementen

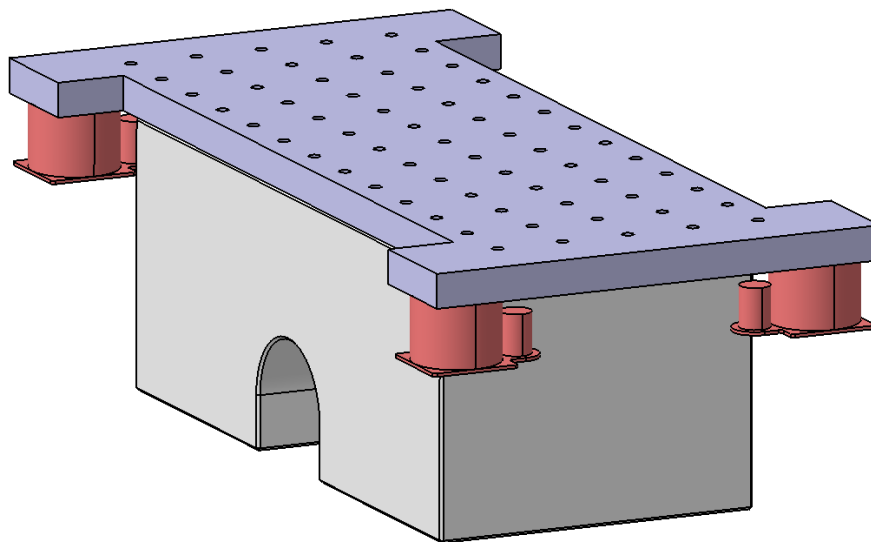


Abbildung 4.23: Beruhigungsmasse mit Luftfedern

Damit keine Schwingungen zwischen der Beruhigungsmasse und der Umgebung übertragen werden, sollen Luftfedern zum Einsatz kommen. Die Elemente sollen Schwingungen ausgleichen und trotzdem die räumliche Position halten. Dafür eignen sich mechanisch-pneumatisch geregelte Membran-Luftfedern mit einstellbarer Dämpfung. Die Luftfedern sind in Abbildung 4.23 schematisch in Rot dargestellt.

Auf diese Luftfedern wird eine Eisenplatte mit geeigneten Gewinde- und Zentrierbohrungen oder mit Langnuten angebracht. An die Unterseite der Eisenplatte wird eine Masse aus Beton oder UHPC angeschraubt und festgeklebt. Damit soll einerseits die

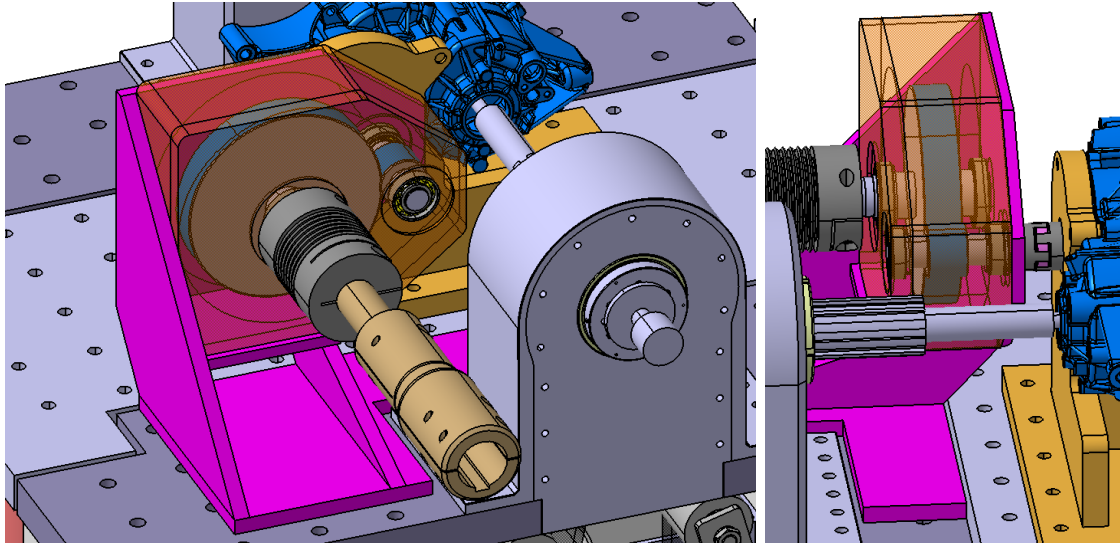


Abbildung 4.24: Am Prüfstand montiertes Übersetzungsgetriebe (das Gehäuse des Getriebes ist transparent dargestellt)

Beruhigungsmasse erhöht werden und andererseits der Schwerpunkt unter die Luftfedern gebracht werden. Kippbewegungen des Prüflings werden damit reduziert.

Vorgeschlagene Membran-Luftfedern von BILZ [1]:

- 4x **BILZ BiAir 0,5-ED** mit mechanisch pneumatischen Steuerungsventilen

4.5.4 Zubehör für Übersetzungsgetriebe

Das Übersetzungsgetriebe wird am Prüfstand mit prüflingspezifischen Halterungen montiert. In Abbildung 4.24 ist eine violett dargestellte Halterung passend zum eDrive 2 dargestellt.

4.5.4.1 Metallbalgkupplung

Zwischen der längenvariablen Verbindungswelle, die auf dem Motor 2 montiert ist, und dem Übersetzungsgetriebe kann eine Metallbalgkupplung installiert werden. Die Kupplung soll eine gleichmäßige Kraftübertragung ermöglichen und dabei sowohl keine radialen Schwingungen übertragen werden. Das wird dadurch erreicht, dass radiale, axiale und Winkelabweichungen der beiden Wellen durch die Kupplung ausgeglichen werden.

Trotzdem müssen bei der Einrichtung Positionsabweichungen der Wellen so klein wie möglich sein, damit zusätzliche mechanische Beanspruchungen an den Wellen und Lagern vermieden werden. Dafür soll nach der Einrichtung für einen neuen Prüflingstyp die relative Position der beiden Wellen zueinander vermessen und korrigiert werden.

Vorgeschlagene Metallbalgkupplung von R+W [14]:

- R+W BKH 500 169 50 50 XX mit Passfedernuten

4.5.4.2 Elastomerkupplung und Messsystem für Drehzahl

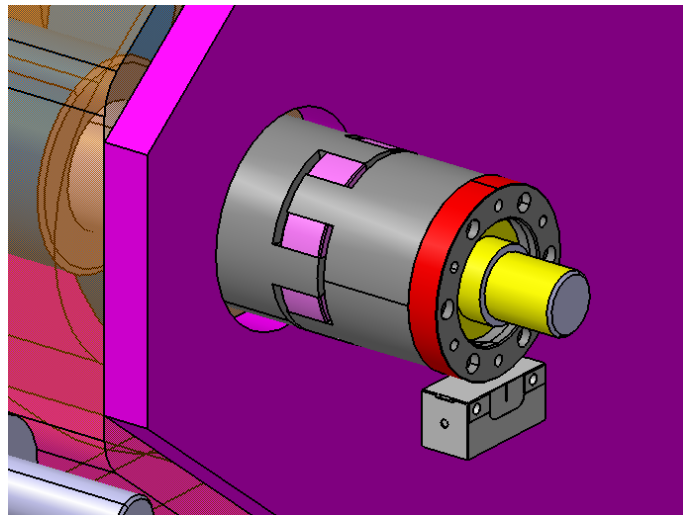


Abbildung 4.25: An das Übersetzungsgetriebe montierte Elastomerkupplung mit angeschraubtem Ring für das optische Drehzahlmesssystem und Verbindungswellenstummel

Zwischen Übersetzungsgetriebe und Prüfling kann bei Bedarf eine Elastomerkupplung montiert werden (Abbildung 4.25). Die Kupplung soll eine konstante Kraftübertragung ermöglichen und dabei Torsionsschwingungen aus dem Übersetzungsgetriebe dämpfen. Damit soll die Drehbewegung geglättet werden, eine wichtige Voraussetzung für eine hohe Qualität der Messungen im Prüflauf.

An die Stirnseite der Kupplung sollen Gewindebohrungen eingearbeitet werden, um die Befestigung eines Rings für ein optisches Messsystem für die Winkelgeschwindigkeit zu ermöglichen. Die Messung an dieser Position stellt eine hohe Qualität der Messung von Position und Drehzahl der Eingangswelle sicher. Wie das Messsystem in

den Montagewinkel integriert werden kann, ist in Abbildung 4.26 dargestellt.

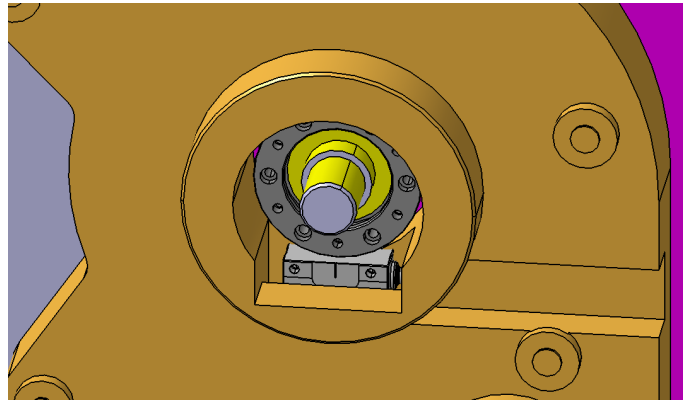


Abbildung 4.26: Montiertes Messsystem für Winkelgeschwindigkeit

Vorgeschlagene Elastomerkupplung von von R+W [14] und Messsystem von RENISHAW [10]:

- **R+W EK1 60 B 30 30 XX** halbkeilgewuchtet; modifiziert mit Gewindebohrungen
- **RENISHAW RESA Ring** 57 mm RESA30USA057B
- **RENISHAW RESOLUTE Winkelmesskopf** RA29DAA057B50S

4.5.5 Prüflingsinterface

Das Interface für einen Prüflingstyp umfasst:

- Eine passende Verbindungswelle für den Anschluss von Motor 2 an das Übersetzungsgetriebe,
- eine Halterung für das Übersetzungsgetriebe,
- einen Wellenanschlussstummel für den Anschluss der Elastomerkupplung an die Eingangswelle,
- zwei Wellenstücke, die das Differential mit den beiden Profildornen verbinden,
- einen Winkel, an den der Prüfling fixiert wird und
- falls notwendig spezifische Sensorik.

In den Montagewinkel für den Prüfling soll bei Bedarf der Winkelaufnehmer für die Messung der Winkelgeschwindigkeit der Eingangswelle integriert werden. Der Aufbau ist in Abbildung 4.26 zu sehen. Im Folgenden werden zwei Beispiele für ein Prüflingsinterface gezeigt.

4.5.5.1 Interface für eDrive 1

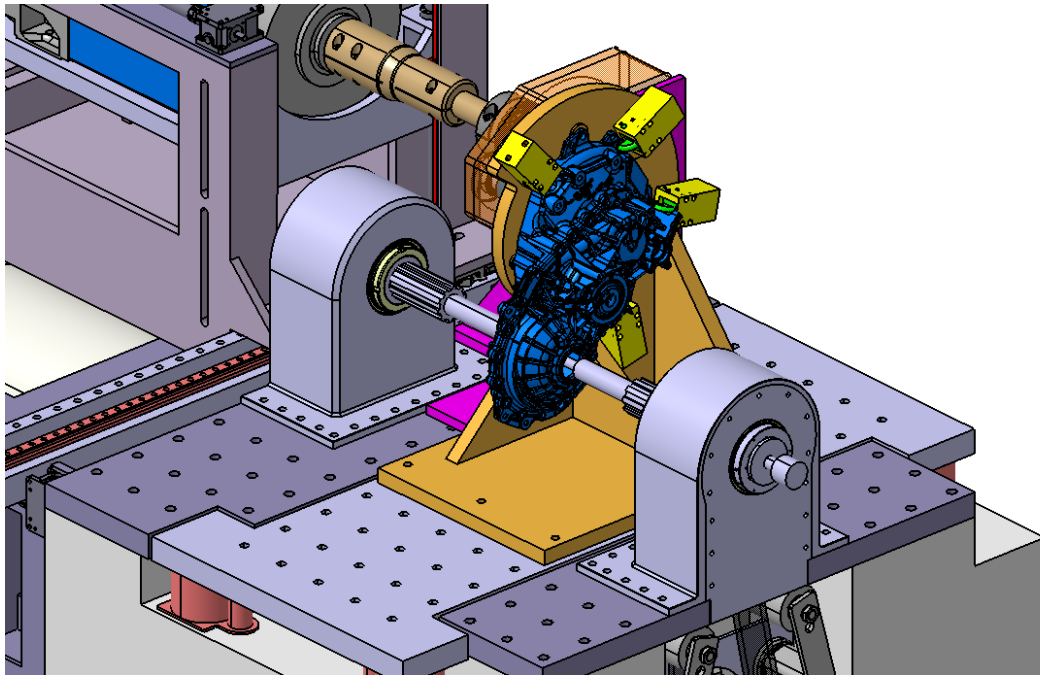


Abbildung 4.27: Interface für eDrive 1

Das Interface für das eDrive1 soll einen festen Halt und wiederholbare Klemmbedingungen ermöglichen. Das teilweise automatisierte Klemmsystem presst den Prüfling an vier Punkten an die vorgesehenen Auflageflächen, die in Abbildung 4.27 zu sehen sind. Die Presskraft wird in diesem Fall durch hydraulische Zylinder erzeugt. In Abbildung 4.27 ist auch der Wellenstummel für den Anschluss an die Eingangswelle des Prüflings gezeigt. In Abbildung 4.26 sieht man die Einbausituation für das Drehzahlmesssystem. Die optimale Position für den Schwingungsaufnehmer wird in Probeläufen ermittelt. Abbildung 4.28 und 4.29 zeigen Details des Interfaces.

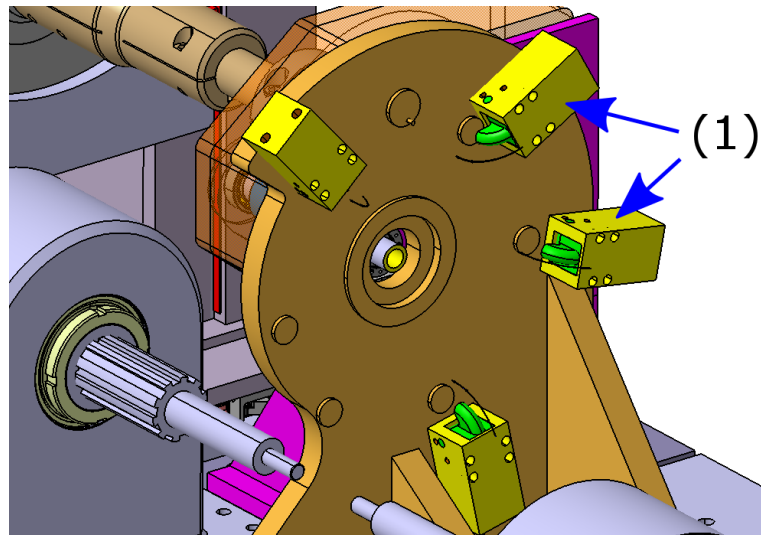


Abbildung 4.28: Detail der eDrive-1-Aufnahme ohne installierten Prüfling

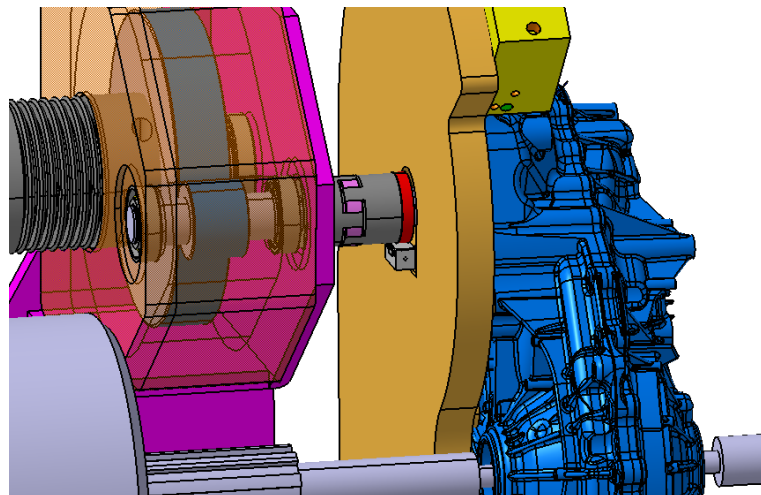


Abbildung 4.29: Detail der Einbausituation für das Drehmesssystem an der Eingangswelle

Vorgeschlagene Klemmelemente von Römheld [12], (1) in Abbildung 4.28:

- 4x **Römheld Flachspannpratze** 16 kN 500 bar Order-no. 1824-202

4.5.5.2 Interface für eDrive 2

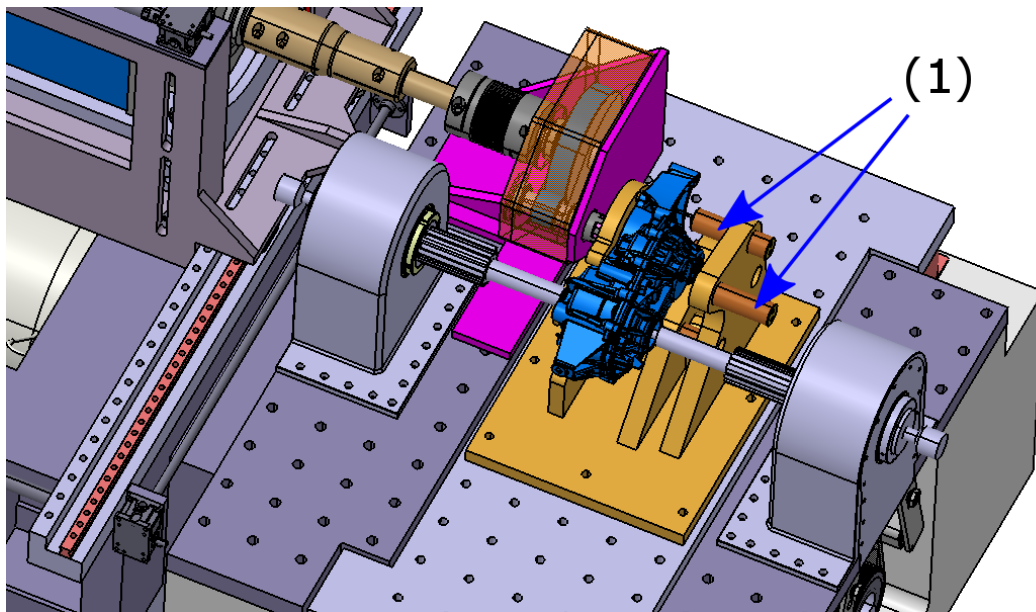


Abbildung 4.30: Interface für eDrive 2

Das Interface für das eDrive 2 (Abbildung 4.30) ist prinzipiell gleich aufgebaut wie für das eDrive 1, es ändern sich aber die Anschlussposition für die Eingangswelle und die Halterung für den Prüfling. In Abbildung 4.31 ist die Halterung mit pneumatischen Zylindern zu sehen.

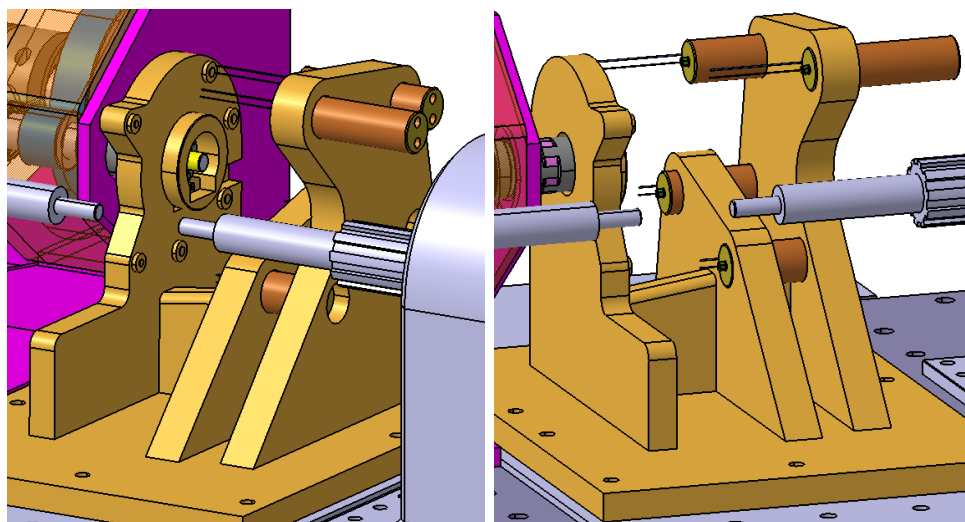


Abbildung 4.31: Detailansichten des Haltewinkels ohne installierten Prüfling

Vorgeschlagene Klemmkomponenten von Römheld [12], (1) in Abbildung 4.30:

- 2x **Römheld Hydraulikzylinder M45x1.5 16/10** 100 mm 500 bar Order-no. 1341-195
- 2x **Römheld Hydraulikzylinder M45x1.5 16/10** 50 mm 500 bar Order-no. 1341-165

4.5.6 Elektrotechnische Komponenten

Bei den elektrotechnischen Komponenten wird hier nur auf das notwendige elektrotechnische System zur Ansteuerung der beiden Motoren eingegangen. Es sind weitere Module notwendig, wie das Steuerungssystem und das Messsystem. Diese werden aber wenn möglich vom aktuellen Prüfstand übernommen und sind nicht Inhalt dieser Arbeit.

Vorgeschlagen werden für die Leistungselektronik die folgenden Komponenten von Siemens [18]:

- **Siemens Control Unit SIMOTION D425-2**
- **Siemens SINAMICS S120 Terminal Modul**
- **Siemens SINAMICS S120 Basic Line Modul** im Booksize-Format 6SL3130-1TE31-0AA0
- **Siemens SINAMICS S120 Einzel-Motor Modul** im Booksize-Format (für den 1PH7186-__F__ Motor): 6SL3120-1TE32-0AA3
- **Siemens SINAMICS S120 SME20 Sensor Modul** (für den 1PH7186-__F__ Motor): 6SL3055-0AA00-5EA3
- **Siemens SINAMICS S120 Motor Modul** im Booksize-Format (für den 1FW3206-3_P_2-_AH0 Motor): 6SL3120-1TE32-0AA4
- **Siemens SINAMICS S120 Bremsmodul** im Booksize-Format: 6SL3100-1AE31-0AB0
- **Siemens SINAMICS S120 Bremsmodul** im Booksize-Format: 6SL3100-1BE31-0AA0

- Siemens SINAMICS S120 Kondensator-Modul im Booksize-Format:
6SL3100-1CE14-0AA0

4.5.7 Sicherheitssysteme für den Prüfstand

Das Sicherheitssystem besteht vor allem aus einer Einhausung für den gesamten Prüfstand. Diese soll alle Teile des Prüfstandes abdecken. Zusätzlich sollen Einzelteile, die während des Prüflaufs mit teils beträchtlichen Drehzahl rotieren und deshalb eine hohe kinetische Energie haben, abgedeckt werden. Diese Abdeckungen müssen die auftretende Energie im Falle eines Schadensfalles absorbieren können.

Die Abdeckung sollte so weit wie möglich transparent sein, um die Vorgänge während des Prüflaufs beobachten zu können. Für eine gute Zugänglichkeit bei der Montage bzw. Demontage eines Prüflings sowie bei einem Umbau muss es möglich sein, die Einhausung großräumig zu öffnen.

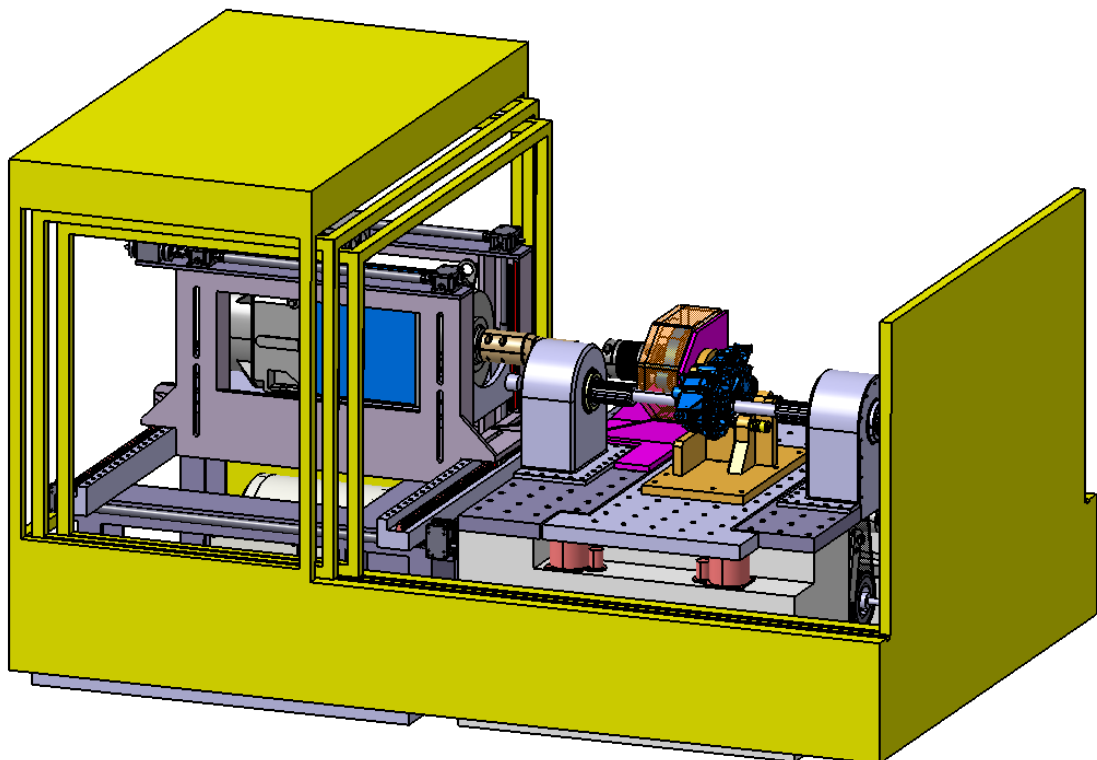


Abbildung 4.32: Angepasste Sicherheitseinhausung

Die in Abbildung 4.32 gezeigte Sicherheitseinhausung ist eine nur leicht angepasste Va-

riante der aktuellen Sicherheitseinhausung. Kleine Modifikationen sind notwendig, um die Zugänglichkeit zu den rot markierten Bereichen an der Stirnseite (Abbildung 4.33) zu verbessern.

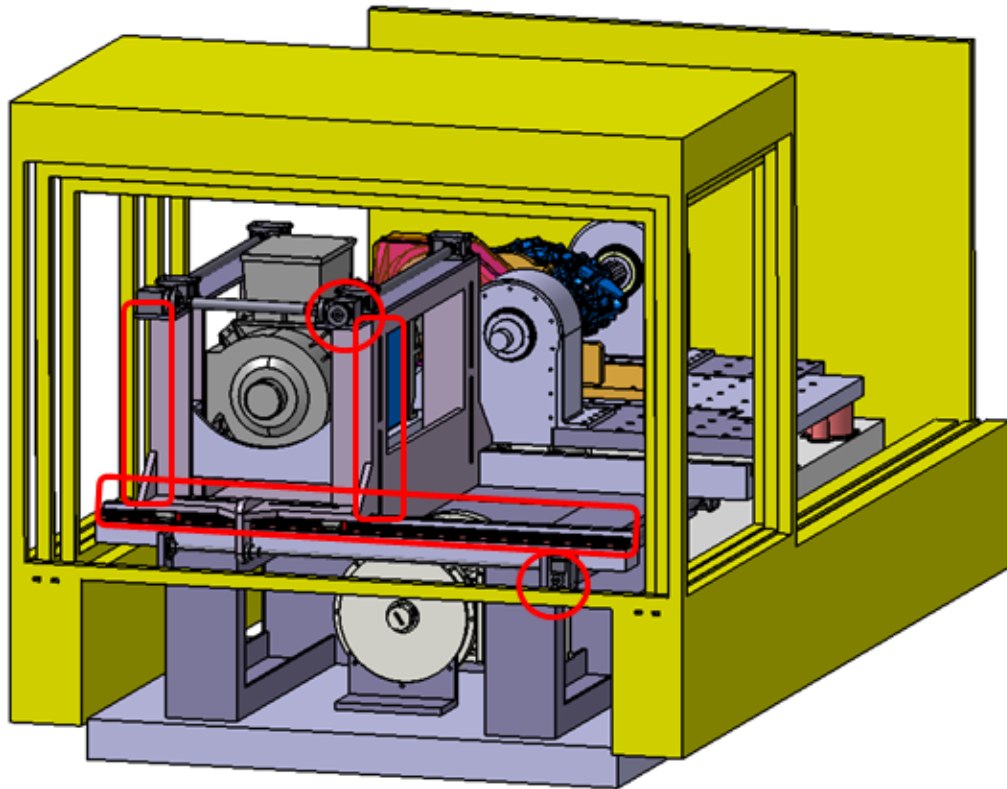


Abbildung 4.33: Bereiche die zugänglich sein müssen

4.6 Bewerten nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien

Weitere Verbesserungen an der Lösungsvariante konnten erreicht werden. Die Verbesserungen betreffen vor allem die Schwingungsentkoppelung des Prüflings und Änderungen des Aufbaus zur besseren Bedienbarkeit. Die Neubewertung der technischen und wirtschaftlichen Wertigkeit ist in der Tabelle 4.1 durchgeführt.

Kriterium		L5.2	
	Gew.	Wert	Gew.W.
K1	6,36%	8	0,509
K2	10,91%	8	0,873
K3	15,45%	10	1,545
K4	15,45%	8	1,236
K5	7,27%	9	0,655
K6	14,55%	9	1,309
K7	3,64%	7	0,255
K8	9,09%	9	0,818
K9	10,91%	9	0,982
K10	2,73%	7	0,191
K11	3,64%	9	0,327
Techn. W.		87,00%	
K12	20,00%	8	1,600
K13	20,00%	8	1,600
K14	20,00%	9	1,800
K15	20,00%	8	1,600
K16	20,00%	6	1,200
Wirtsch. W.		78,00%	

Tabelle 4.1: Technische und wirtschaftliche Wertigkeit des finalen Entwurfs

Mit den Werten des finalen Entwurfs ergibt sich das Wertigkeitsdiagramm in Abbildung 4.34.

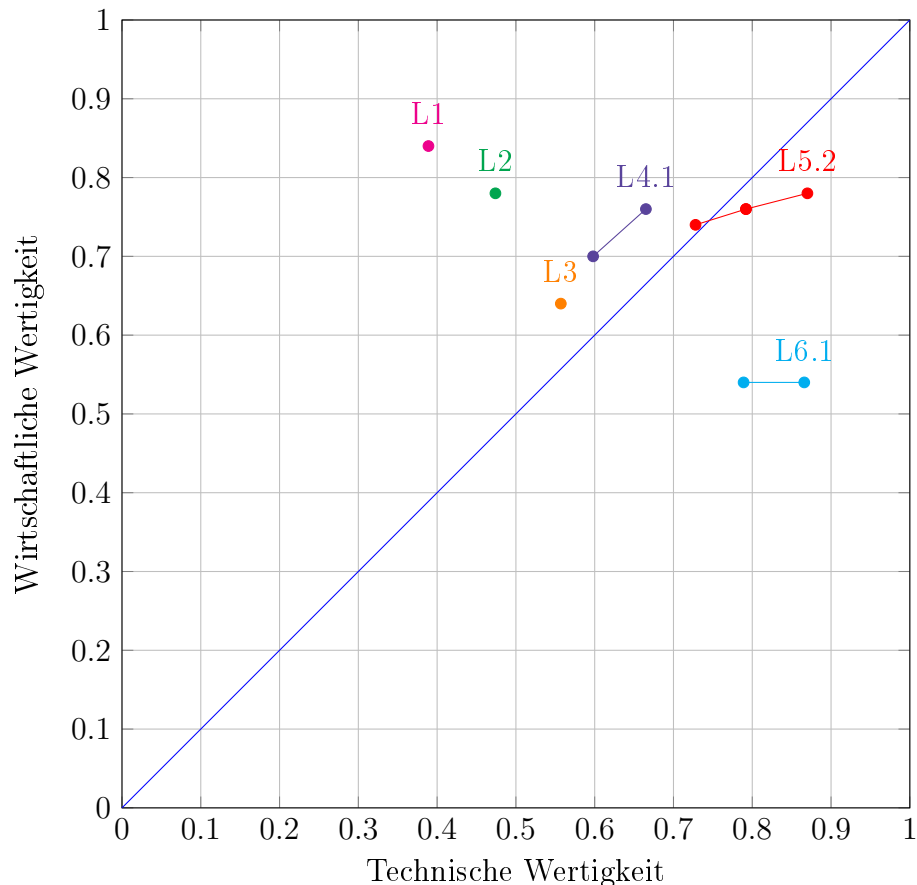


Abbildung 4.34: Wertigkeitsdiagramm, ergänzt um den finalen Entwurf

Die technische Wertigkeit hat sich also, wie in Abbildung 4.34 zu sehen ist, nochmals gebessert. Die zwei Kriterien mit der niedrigsten Bewertung sind einerseits die Komplexität des Prüfstands - und damit auch die Fehleranfälligkeit des Aufbaus - und der Aufwand bei der Wartung. Beim finalen Entwurf sind beide Kriterien gut gelöst, auch aufgrund ihrer Gewichtungen scheint dies ausreichend zu sein.

Die wirtschaftliche Wertigkeit hingegen leidet vor allem an den verschiedenen Bauteilen, die für eine einwandfreie technische Funktion notwendig sind. Ohne Einbußen an technischer Wertigkeit lässt sich die Wirtschaftlichkeit nicht verbessern.

Zusammengefasst lässt sich sagen, dass die gefundene Lösung, die als finaler Entwurf ausgearbeitet wurde, alle technischen Anforderungen zumindest gut erfüllt, teilweise sogar über den Erwartungen liegt. Trotzdem bleiben die Kosten für die Verwirklichung des finalen Entwurfs im vertretbaren Rahmen.

4.6.1 Gesamtdarstellung des finalen Entwurfs

In der Abbildung 4.35 wird abschließend nochmals ein kompletter Zusammenbau des finalen Entwurfs gezeigt. Für eine bessere Übersicht ist die Sicherheitseinhausung ausgeblendet.

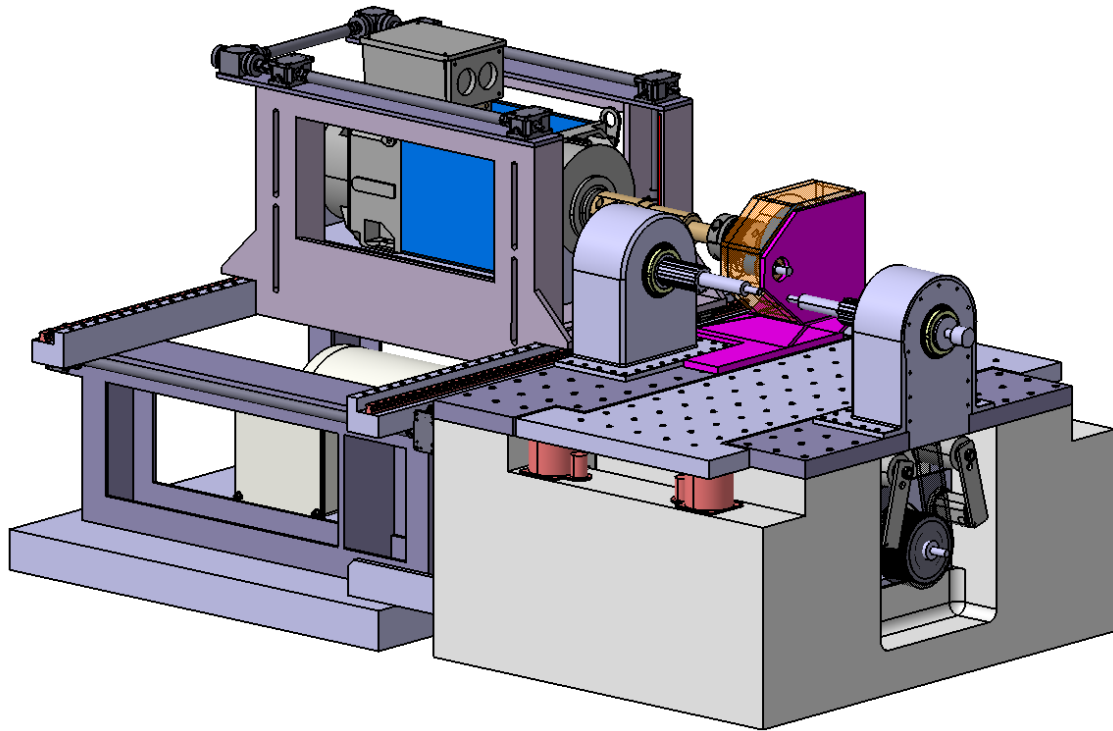


Abbildung 4.35: Finaler Entwurf des Prüfstands

5 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde ein vorläufiger Gesamtentwurf für einen Prüfstand entwickelt, der Getriebe für elektrisch angetriebene Fahrzeugachsen testen soll. Diese Art von Getriebe, auch eDrive genannt, verbindet den verbauten Elektromotor über ein integriertes Differential mit den beiden Seitenwellen.

Bei der Entwicklung des Prüfstands wurde nach dem Standardwerk „Konstruktionslehre“ von Pahl/Beitz vorgegangen. Die im Buch vorgeschlagene Gliederung in die Hauptteile „Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung“, „Konzipieren“ und „Entwerfen“ wurden übernommen. Auch bei der Strukturierung der Unterpunkte dienten die im Buch beschriebenen Abläufe als Orientierung. Des Weiteren wurde die VDI 2221 und VDI 2225 verwendet. Zur Bewertung der Lösungsvarianten wurde die Nutzwertanalyse angewendet. Die zunächst sechs Varianten in der Konzeptionsphase wurden nach einer Zwischenbewertung auf drei reduziert. Am Ende des Kapitels Konzipieren fand eine weitere Bewertung statt. Zum Abschluss der Entwurfsphase wurde eine erneute Bewertung durchgeführt, damit eine eventuelle Verbesserung oder Verschlechterung der technischen sowie wirtschaftlichen Eigenschaften festgestellt werden konnte.

Besonderes Augenmerk bei der Entwicklung lag auf einer möglichst guten Entkoppelung des Prüflings von den Schwingungen des Prüfstands. Am Prüfstand sollen nämlich Vibrationen im Getriebe gemessen werden. Dadurch können Fehler detektiert und identifiziert werden.

Der entwickelte Gesamtentwurf erfüllt die Punkte der Anforderungsliste und geht in der Funktion teilweise darüber hinaus. Weitere Anwendungsfälle in der Test- und Versuchsabteilung des Betriebes sind denkbar.

Technisch eingeschränkt wird die Funktion des Prüfstands hauptsächlich durch den langsam laufenden Elektromotor, der erst in Kombination mit einem Übersetzungsgetriebe die geforderte Drehzahl erreicht. Ein schnelllaufender Motor ließe sich in einer zukünftigen Variante ohne großen Aufwand integrieren. Dadurch würden sich die Schwingungen weiter reduzieren, die Gleichförmigkeit der Drehbewegung würde sich verbessern und der Aufbau des Prüfstandes wäre weniger komplex. Das Übersetzungsgetriebe als Fehlerquelle würde vollständig entfallen.

Der Prüfstand ist ein Prototyp, der durch seinen modularen Aufbau zukünftige Weiterentwicklung zulässt. Die Funktion der einzelnen Module muss bei Inbetriebnahme überprüft werden, eventuell sind Anpassungen notwendig.

Derzeit (Frühjahr 2016) ist ein Prüfstandsbauer damit beauftragt, eine Preisabschätzung zu erstellen. Diese soll im Sommer bei den Budgetplanungen für das Jahr 2017 einfließen. Wird das Budget für den Prüfstand genehmigt, ist die Verwirklichung für das Jahr 2017 vorgesehen.

Literaturverzeichnis

- [1] BILZ: *Membran-Luftfeder-Isolator BiAir*. 9. Aug. 2015. URL: <https://www.bilz.ag/produkte/biair-membran-luftfedern/>.
- [2] Breco: *BRECO BRECOFLEX Zahnriemen*. 21. Juli 2015. URL: http://www.breco.de/content/cms/de/downloads/Kataloge/BRECO-%20BRECOFLEX-Zahnriemen_dt_2013-01.pdf.
- [3] Contitech: *Lieferprogram CONTI SYNCHROFLEX Zahnriemen*. 21. Juli 2015. URL: www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antrieb-industrie/download/TD_Synchroflex_en.pdf.
- [4] GKN: *GKN Driveline*. 15. Feb. 2016. URL: <http://www.gkn.com/driveline/de/pages/default.aspx>.
- [5] GKN: *GKN Geschichte*. 15. Feb. 2016. URL: <http://www.gkn.com/aboutus/ourheritage/Pages/In-the-beginning.aspx>.
- [6] GKN: *GKN Website*. 15. Feb. 2016. URL: <http://www.gkn.com/aboutus/Pages/default.aspx>.
- [7] Gerhard Pahl; Wolfgang Beitz; Jörg Feldhusen; Karl-Heinrich Grote: *Pahl/Beitz Konstruktionslehre*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007.
- [8] Mulco: *CAD-Tool / Mulco belt pilot*. 21. Juli 2015. URL: <http://www.mulco.de/?q=de/content/cad-tool-mulco-belt-pilot>.
- [9] RAMPF: *Eigenschaften des UHPC-Betons EPUDUR*. 7. Juni 2015. URL: <http://www.maschinenbetten-beton.de/uhpc-beton-eigenschaften/>.
- [10] RENISHAW: *RESOLUTE absolute, optische Wegmess-Systeme – Produktübersicht*. 14. Juli 2015. URL: <http://www.renishaw.de/de/resolute-absolute-optische-wegmess-systeme-produktuebersicht--10935>.

- [11] Riemen-Profi: *Technische Keilriemen Berechnung - Auswahl Ihres kostenoptimalen Antriebs*. 21. Juli 2015. URL: <http://www.riemen-profi.de/Riemenkalkulator/Technische-Keilriemen-Berechnung.html>.
- [12] Römheld: *Onlinekatalog Produktauswahl*. 17. Juli 2015. URL: <http://www.roemheld.de/de/roemheld.aspx?cmd=images>.
- [13] Rosta: *Rosta Spannelemente*. 22. Juli 2015. URL: http://www.rosta.ch/website-germany/media/dl-von-de/Spann-Technologie-DE/04_2014_Spannelemente_DE_low.pdf.
- [14] R+W: *Präzisionskupplungen*. 8. Mai 2015. URL: <http://www.rw-kupplungen.de/produkte/praezisionskupplungen.html>.
- [15] Schneeberger: *Produkte; Linear- und Profilschienenführungen*. 1. Aug. 2015. URL: <https://www.schneeberger.com/de/produkt/linear-und-profilschienenfuehrungen/>.
- [16] SIEMENS: *SIEMENS Katalog Hauptmotoren*. 10. Juli 2015. URL: http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/pm21/chapters/cat_pm-21-ch05_2011_de.pdf.
- [17] SIEMENS: *SIEMENS Katalog SIMOTICS Torque-Motoren*. 10. Juli 2015. URL: http://cache.industry.siemens.com/dl/files/497/60151497/att_3422/v1/PHB_1FW3_SINAMICS_de-DE.pdf.
- [18] SIEMENS: *SINAMICS drives*. 28. Juli 2015. URL: <http://w3app.siemens.com/mcms/infocenter/dokumentencenter/ce/Documentsu20Brochures/e20001-a30-p670-v1.pdf>.
- [19] SKF: *SKF Hochgeschwindigkeitslager der Ausführung E*. 2. Aug. 2015. URL: <http://www.skf.com/at/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/designs-and-variants/high-speed-E-design-bearings/index.html>.
- [20] SKF: *SKF Produkte*. 2. Aug. 2015. URL: <http://www.skf.com/at/products/index.html>.
- [21] ZIMM Spindelhubgetriebe: *Produktübersicht*. 1. Aug. 2015. URL: <http://zimm-hubgetriebe.com/produkte/produktuebersicht>.

- [22] VDI: *VDI-Richtlinie 2225 Blatt 3 "Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren - Technisch-wirtschaftliche Bewertung"*. VDI, 1998.
- [23] Herbert Wittel; Dieter Muhs; Dieter Jannasch; Joachim Voßiek: *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung; 20. Auflage*. Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden, 2011.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Aktueller Prüfstand	7
1.2	Vollautomatisierter „End Of Line“-Prüfstand	9
2.1	Funktionsschema eDrive 1	12
2.2	Zwei Fotos des aktuellen Prüfstandes, Prüfling ist hier blau eingefärbt	13
2.3	Funktionsschema eDrive 2	13
2.4	eDrive 2 montiert im aktuellen Prototyp-Prüfstand	14
2.5	Funktionsschema eDrive 3	15
2.6	Mit spezifischer Halterung auf aktuellen Prüfstand montiertes eDrive 3	15
3.1	Methodisches Konzipieren nach Pahl/Beitz [7]	22
3.2	Gesamtfunktion	23
3.3	Funktionsstruktur neuer Prüfstand	23
3.4	Funktionsstruktur alter Prüfstand	24
3.5	Schema für Leistungsübertragung mit Riemen	26
3.6	Schema für Leistungsübertragung mit Riemen und Kegelrädern	27
3.7	Profildorne verbaut im aktuellen Prüfstand	29
3.8	Anschlusswelle mit Außenprofil	30
3.9	Schema Variante 1	31
3.10	Der Flansch für die Montage des E-Motors kann am Prüfling auf beiden Seiten ausgeführt sein	33
3.11	Schema Variante 2	34
3.12	Anordnung von Motor, Bremse und Umschaltgetriebe in Variante 3	36
3.13	Verteilergetriebe und vertikale Montageplatte in Variante 3	37
3.14	Schema Variante 4	39

3.15	Schema Variante 5	41
3.16	Wertigkeitsdiagramm für die Lösungsvarianten 1 bis 6	48
3.17	Schema der weiterentwickelten Variante 4.1	49
3.18	Getriebeschema Umschaltgetriebe	50
3.19	Übertragungsgetriebe an Verteilergetriebe, Variante 5.1	51
3.20	Schema der weiterentwickelten Lösungsvariante 6.1	54
3.21	Wertigkeitsdiagramm, ergänzt um die weiterentwickelten Lösungsvarianten	56
4.1	Methodisches Entwerfen nach Pahl/Beitz [7]	58
4.2	Schema der Antriebseinheit mit allen Modulen	59
4.3	Schema der Einheit für Prüflingsmontage mit allen Modulen	60
4.4	Motorkennlinie SIEMENS 1PH7 [16]	63
4.5	Motorkennlinie SIEMENS 1FW3206 [17]	64
4.6	Zusammenbau Übersetzungsgetriebe (Gehäuse ist transparent dargestellt)	66
4.7	Mögliche Orientierungen des Getriebes bei Montage (Gehäuse ist transparent dargestellt)	67
4.8	Einbausituation für Riemen	70
4.9	Verbindungswelle verbaut mit Stehlagern, Montagewinkeln, Elastomerkupplung und Zahnriemenscheiben	71
4.10	Vollständige Antriebseinheit	74
4.11	Stützaufbau mit Schienensystem und Spindeln	76
4.12	Vollständig montierter Wagen für Motor 2	77
4.13	Montageplattform für Motor 2	78
4.14	Einbausituation Verbindungswelle	79
4.15	Vollständig montiertes Verteilergetriebe mit Beruhigungsmasse	80
4.16	Antriebsstrang des Verteilergetriebes	80
4.17	Gegossener Block für Verteilergetriebe, mit montierten Eisenplatten und positionierten Luftfedern	82
4.18	Angepasste Profilhülse, vollständig montiert mit Lagern und Riemenscheibe	83
4.19	Stehlagergehäuse mit Deckel	84
4.20	Modifizierter Knauf	84
4.21	Komplettes Schnellverschluss-System	85

4.22 Sperrmechanismus in geöffnetem Zustand	85
4.23 Beruhigungsmasse mit Luftfedern	86
4.24 Am Prüfstand montiertes Übersetzungsgetriebe (das Gehäuse des Getrie- bes ist transparent dargestellt)	87
4.25 An das Übersetzungsgetriebe montierte Elastomerkupplung mit ange- schraubtem Ring für das optische Drehzahlmesssystem und Verbindungs- wellenstummel	88
4.26 Montiertes Messsystem für Winkelgeschwindigkeit	89
4.27 Interface für eDrive 1	90
4.28 Detail der eDrive-1-Aufnahme ohne installierten Prüfling	91
4.29 Detail der Einbausituation für das Drehmesssystem an der Eingangswelle	91
4.30 Interface für eDrive 2	92
4.31 Detailansichten des Haltewinkels ohne installierten Prüfling	92
4.32 Angepasste Sicherheitseinhausung	94
4.33 Bereiche die zugänglich sein müssen	95
4.34 Wertigkeitsdiagramm, ergänzt um den finalen Entwurf	97
4.35 Finaler Entwurf des Prüfstands	98

Tabellenverzeichnis

2.1	Zusammenfassung Daten Prüflauf	16
2.2	Zusammenfassung Geometriedaten	16
2.1	Anforderungsliste	18
3.1	Morphologischer Kasten	25
3.2	Bewertungsskala nach VDI 2225 [22]	27
3.3	Punktbewertung der Lösungsvarianten für die Teilfunktion „beidseitige Kraftübertragung auf Differential“	28
3.4	Morphologischer Kasten für Lösungsvariante 1	30
3.5	Morphologischer Kasten für Lösungsvariante 2	32
3.6	Morphologischer Kasten für Lösungsvariante 3	35
3.7	Morphologischer Kasten für Lösungsvariante 4	38
3.8	Morphologischer Kasten für Lösungsvariante 5	40
3.9	Morphologischer Kasten für Lösungsvariante 6	42
3.1	Werteskala Nutzwertanalyse [7]	43
3.2	Ermitteln der Gewichtungen durch paarweisen Vergleich	45
3.3	Technische und wirtschaftliche Bewertung der Lösungsvarianten, Teil 1	47
3.4	Technische und wirtschaftliche Bewertung der Lösungsvarianten, Teil 2	47
3.5	Wertigkeiten der Lösungsvarianten L1 bis L6	48
3.1	Morphologischer Kasten für Verstellsystem	52
3.2	Gewählte Lösungsvariante für Verstellsystem	53
3.1	Technische und wirtschaftliche Bewertung der konkretisierten Lösungsvarianten	55
3.1	Wertigkeiten der konkretisierten Lösungsvarianten L4.1 bis L6.1	56

4.1	Kenndaten Motor 2 [16]	62
4.2	Kenndaten Motor 1 [17]	64
4.1	Errechnete Getriebedaten	68
4.2	Übersicht Riemenauslegung	69
4.1	Kennwerte Materialien für Maschinenbett	81
4.1	Technische und wirtschaftliche Wertigkeit des finalen Entwurfs	96