

BMUB-UMWELTINNOVATIONSPROGRAMM

Abschlussbericht

zum Vorhaben

Errichtung eines dynamischen und umweltfreundlichen Prüffelds der Zukunft

Zuwendungsempfänger/-in

Arntz Beteiligungs GmbH & Co. KG

Umweltbereich

Klimaschutz

Laufzeit des Vorhabens

18.1.2017 – 31.12.2019

Autor/-en

Dr. Janina Niendorf, Dr. Frank Michel

Gefördert mit Mitteln des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit

Datum der Erstellung

30.4.2021

Berichts-Kennblatt

Aktenzeichen UBA: NKa3-003237	Projekt-Nr.: NKa3-003237
Titel des Vorhabens: Errichtung eines dynamischen und umweltfreundlichen Prüffelds der Zukunft	
Autor/-en (Name, Vorname): Dr. Niendorf, Janina, Dr. Michel, Frank	Vorhabenbeginn: 18.1.2017
	Vorhabenende (Abschlussdatum): 31.12.2019
Zuwendungsempfänger/-in (Name, Anschrift): Arntz Beteiligungs GmbH & Co. KG Corveyer Allee 15 37671 Hörter	Veröffentlichungsdatum:
	Seitenzahl: 59
Gefördert im BMU-Umweltinnovationsprogramm des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit	
Kurzfassung (max. 1.500 Zeichen): Im zentralen Prüffeld der Arntz Beteiligungs GmbH & Co. KG, einem Unternehmen der mittelständigen Arntz Optibelt Gruppe, wurden in drei Teilvorhaben energieeffiziente Großprüfstände, viele bisher kaum bekannte Riemeneigenschaften messende Sensoren und riemenapplikationsnähere Prüfstände in Modulbauweise aufgebaut. Mit der neuartigen Servo-Verspann-Technik sparen die Großprüfstände Optibelt 1,4 Mio. kWh pro Jahr. Mit der Umstellung auf neue, wirkungsgradoptimierte Optibelt-Keilriemen können die Riemenanwender ihren Energiebedarf um 1.800 Mio. kWh pro Jahr senken. Die neuen Prüfstände verifizierten auch, dass mit langlebigeren bzw. fremdkörperresistenteren Riemen 954 to. bzw. 91 to. Gummi-Sondermüll pro Jahr weniger anfallen würde.	
Schlagwörter: Keilriemen, Zahnriemen, Prüfstand, Energieeinsparung, Sensor, Wirkungsgrad, Modularität, Lebensdauer, Riemeneigenschaften	
Anzahl der gelieferten Berichte Papierform: Elektronischer Datenträger:	Sonstige Medien: Veröffentlichung im Internet geplant auf der Webseite:

Report Coversheet

Reference-No. Federal Environment Agency: UBA: Nka3-003237	Project–No.: Nka3-003237
Report Title: Establishment of a dynamic and environmentally friendly test field of the future	
Author/Authors (Family Name, First Name): Dr. Niendorf, Janina, Dr. Michel, Frank	Start of project: January 18th, 2017
	End of project: December 31st, 2019
Performing Organisation (Name, Address): Arntz Beteiligungs GmbH & Co. KG Corveyer Allee 15 37671 Höxter	Publication Date:
	No. of Pages: 59
Funded in the Environmental Innovation Programme of the Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation, Building and Nuclear Safety.	
Summary (max. 1.500 characters): In the central test field of Arntz Beteiligungs GmbH & Co. KG, a company of the mid-size Arntz Optibelt Group, energy-efficient large test rigs, many sensors measuring previously hardly known belt properties and belt application-related test rigs in modular design were built in three sub-projects. With the innovative servo tensioning technique, Optibelt saves 1.4 million kWh per year only at the two new large-scale test rigs. By switching to new, efficiency-optimized Optibelt V-belts, belt users can reduce their energy consumption by 1,800 million kWh per year. The new modular test rigs also verified that with new, longer-lasting Optibelt V-belts 954 tons, with new, more resistant Optibelt power-bands 91 tons of rubber could be spared annually from a disposal as special waste.	
Keywords: V-belts, timing belts, test bench, energy saving, sensor, efficiency, modularity, life time, belt properties	

INHALTSVERZEICHNIS

1. Einleitung	5
1.1. Kurzbeschreibung des Unternehmens und ggf. der Projektpartner.....	5
1.2. Ausgangssituation	5
2. Vorhabenumsetzung.....	7
2.1. Teilvorhaben Prüfstände, Versorgung, Kühlung.....	8
2.1.1 Ziel des Teilvorhabens Prüfstände, Versorgung, Kühlung.....	8
2.1.2 Technische Lösung des Teilvorhabens Prüfstände, Versorgung, Kühlung	8
2.1.3 Umsetzung des Teilvorhabens Prüfstände, Versorgung, Kühlung	15
2.1.4 Behördliche Anforderungen des Teilvorhabens Prüfstände, Versorgung, Kühlung	16
2.1.5 Erfassung der Betriebsdaten des Teilvorhabens Prüfstände, Versorgung, Kühlung	17
2.1.6 Messprogramm des Teilvorhabens Prüfstände, Versorgung, Kühlung.....	17
2.2 Teilvorhaben Sensorisierung, Vernetzung.....	21
2.2.1 Ziele des Teilvorhabens Sensorisierung, Vernetzung.....	21
2.2.2 Technische Lösung des Teilvorhabens Sensorisierung, Vernetzung	22
2.2.3 Umsetzung des Teilvorhabens Sensorisierung, Vernetzung	27
2.2.4 Behördliche Anforderungen des Teilvorhabens Sensorisierung, Vernetzung	28
2.2.5 Erfassung der Betriebsdaten des Teilvorhabens Sensorisierung, Vernetzung.....	28
2.2.6 Messprogramm des Teilvorhabens Sensorisierung, Vernetzung.....	29
2.3 Teilvorhaben Modularisierung von Prüfständen	30
2.3.1 Ziele des Teilvorhabens Modularisierung von Prüfständen.....	30
2.3.2 Technische Lösung des Teilvorhabens Modularisierung von Prüfständen	30
2.3.3 Umsetzung des Teilvorhabens Modularisierung von Prüfständen	36
2.3.4 Behördliche Anforderungen des Teilvorhabens Modularisierung von Prüfständen	37
2.3.5 Erfassung der Betriebsdaten des Teilvorhabens Modularisierung von Prüfständen.....	37
2.3.6 Messprogramm des Teilvorhabens Modularisierung von Prüfständen.....	38
3 Ergebnisdarstellung zum Nachweis der Zielerreichung.....	39
3.1 Bewertung der Vorhabendurchführung	39
3.2 Stoff- und Energiebilanz.....	42
3.3 Umweltbilanz	45
3.4 Wirtschaftlichkeitsanalyse	46
3.5 Technischer Vergleich zu konventionellen Verfahren	47

4	Übertragbarkeit	48
4.1	Erfahrungen aus der Praxiseinführung	48
4.2	Modellcharakter/Übertragbarkeit (Verbreitung und weitere Anwendung des Verfahrens/der Anlage/des Produkts)	50
4.3	Kommunikation der Projektergebnisse	50
5	Zusammenfassung/ Summary	51
6	Literatur	55
7	Anhang: Verluste verspannter Keilriemenprüfstände mit Servo am Prüfriemenantrieb ..	56

1. Einleitung

1.1. Kurzbeschreibung des Unternehmens und ggf. der Projektpartner

Antragsteller ist die Firma Arntz Beteiligungs GmbH & Co. KG, Höxter. Sie ist ein Unternehmen der Arntz Optibelt Gruppe (Optibelt) und beherbergt u.a. die zentrale Entwicklung, zu der das Prüffeld in Höxter gehört. Die Arntz Optibelt Gruppe zählt weltweit zu den führenden Herstellern von Hochleistungs-Antriebsriemen. 2019 betrug der Umsatz der Gruppe 276 Millionen Euro.

Optibelt-Produkte kommen überall dort zum Einsatz, wo Langlebigkeit und kompromisslose Qualität gefordert sind: im Maschinenbau, in der Automotive-Branche, im Landtechnik-Sektor und in der Haushaltsgeräte-Industrie.

Das familiengeführte Unternehmen beschäftigte Ende 2019 weltweit gut 2.300 Mitarbeiter. Vom Stammsitz in Höxter (Nordrhein-Westfalen) steuert die Arntz Optibelt Gruppe acht Produktionsstandorte in sechs Ländern. Sie alle sind einem gemeinsamen Kodex verpflichtet: acht Standorte, sechs Länder – eine Qualität!

Der hohe Fertigungsstandard kommt nicht von ungefähr: Die Inhaberfamilien der Arntz Optibelt Gruppe denken in Generationen, nicht in Quartals- oder Jahreszyklen. Innovation ja, aber keine Experimente auf Kosten der Wertigkeit. Mit dieser Philosophie hat sich Optibelt als starke Marke seinen Platz auf dem Weltmarkt gesichert. Dass das so bleibt, dafür engagieren sich Inhaber und Mitarbeiter jeden Tag: mit Herz, Hand und Hirn.

1.2. Ausgangssituation

Hauptprodukt von Optibelt sind Keil-, Zahn- und Keilrippenriemen zur Leistungsübertragung und Positionierung. Für deren Entwicklung und Sicherstellung der Serienqualität spielt das dynamische Prüffeld am Stammsitz eine herausragende Rolle.

Auf 90 Prüfständen ermitteln neun Mitarbeiter die dynamischen Eigenschaften der Riemen, insbesondere die Riemen-Lebensdauer unter verschärften Bedingungen wie erhöhtem Drehmoment und kleinerem Biegeradius, hoher Drehzahl sowie extremen Temperaturen. Damit beurteilen sie die Reife der Produktentwicklung. Sie setzen aber auch für die darauf folgende Vorserien- und Serienfertigung die Prüfmethodik, -parameter und -kriterien für die Prüffelder in den lokalen Optibelt-Werken fest, entweder normgemäß oder entsprechend oft erst zu schaffender Werksstandards. Für spezielle Prüfanforderungen in besonderen Applikationen formulieren sie das Lastenheft für neue Prüfstände und nehmen diese nach zumeist interner Konstruktion und externem Bau in Betrieb, und das auch für die Serien-Prüfstände in den anderen Optibelt-Werken. Als zentrale Anlaufstelle koordinieren und trainieren sie die lokalen Prüfmitarbeiter. Sie gestalten und verwalten die Prüfdatenbanken. Für das Reklamationsmanagement beurteilt das zentrale Prüffeld „externe“ Riemenschäden.

1.	Ein Prüfauftrag wird angelegt, entweder vom Entwickler oder vom QW
2.	Riemen werden ins Prüffeld geschickt mit eindeutiger Kennzeichnung
3.	Prüffeldmitarbeiter sieht den Prüfauftrag, bekommt die Riemen
4.	Die Riemen werden vorbereitet: Länge, Gewicht, Flankenwinkel, Profilbreite, Profilhöhe
5.	Prüfspezifikation wird geprüft, eine passende Maschine wird ausgewählt
6.	Die Prüfmaschine wird vorbereitet: Scheiben, Achsabstand und Achskraft
7.	Riemen wird auf die Maschine gelegt und gespannt
8.	Riemen wird dreimal gedreht
9.	Achsabstand wird genullt
10.	Sicherheitstüren,-vorrichtungen werden geschlossen
11.	Maschine wird gestartet: Antriebsdrehzahl und Achskraft werden eingeregelt
12.	Bremsmoment wird eingeregelt
13.	Einlaufzeit wird gestartet
14.	Nach Ende der Einlaufzeit (z.B. 1h) wird die Riementemperatur aufgenommen und im Prüfantrag notiert
15.	Die Maschine wird angehalten, Zeit wird notiert
16.	Der Riemen wird demontiert und auf Schäden kontrolliert, Länge, Gewicht wird notiert
17.	Wenn keine Schäden gefunden werden, wird die Prüfung fortgesetzt
18.	Regelmäßige Kontrollen mit Notieren der Daten
19.	Wenn ein Abbruchkriterium erreicht wird (z.B. Riemenriss oder andere gravierende Schäden), wird die Prüfung beendet
20.	Die restlichen Daten und ggf. Fotos vom Schadensbild werden ins Prüfprogramm eingegeben und der Prüfantrag wird geschlossen.
21.	Bei der Serienüberwachung wird geprüft, ob die Solllaufzeit erreicht wurde. Wenn das nicht der Fall ist, wird der Workflow für eine Abweichung gestartet.
22.	Der Entwickler wird informiert, ggf. werden die Riemenreste an ihn geschickt.

Bild 1:Typischer Prüfablauf

Zum Zeitpunkt der Projektbeantragung war gerade ein neues Gebäude für das Prüffeld am Standort Höxter im Bau, in dem nun die Prüfstände verbesserte Bedingungen für die Prüfung selbst (Temperaturkonstanz), für die Prüftechniker (viele Prüfräume statt einer lauten Halle) und die Umwelt (dicke Betonwände schirmen den „Prüflärm“ ab) finden. Darüber hinaus waren – neben der zahlenmäßigen Erweiterungsmöglichkeit – aber auch gute Voraussetzungen für die Überwindung folgender im Förderprojekt adressierter Schwachpunkte gegeben.

1.) Die Prüffeld-Nennleistung, d.h. die summierte Prüfriemen-Leistungskapazität, lag bei 1.337 kW. Im Durchschnitt nutzte Optibelt dies leistungsmäßig nur zu 34% (auf einem 90kW-Prüfstand lief der Riemen mit 30kW) und zeitmäßig zu 50% (360h im Monat), was zu o.g. Jahresverbrauch von 1,4 Mio. kWh führte. Da diese Energie damals fast ausschließlich in Wärme umgesetzt wurde, stiegen im Sommer die Prüffeld-Temperaturen zeitweise über inakzeptable 50°C. Durch neu hinzukommende Prüfstände vor allem höherer Leistung wurden für die nächsten fünf Jahre eine Prüffeld-Nennleistung von 1,5 MW sowie höhere leistungsmäßige (50%) und zeitliche (65%) Auslastungen erwartet, welche ohne weitere Maßnahmen den Energieverbrauch auf 4,3 Mio. kWh hätte steigen lassen. Hinzu wären noch 1,4 Mio. kWh für eine für Prüf- und Arbeitsbedingungen unumgängliche Raumkühlung gekommen.

Die 4,3 GWh/a ergeben sich als Produkt von Gesamtprüfleistungskapazität aller Prüfstände, dem mittleren Verhältnis von Energieaufnahme zu Prüfleistung, der leistungsmäßigen und

zeitlichen Prüfstandsauslastung und der Jahresstundenzahl ($365 \cdot 24 \text{ h} = 8760 \text{ h}$) aus:

- alt: vorhanden: $1.337 \text{ kW} \cdot 70\% \text{ (Rechn.)} \cdot 34\% \cdot 50\% \text{ (Ist)} \cdot 8.760 \text{ h/a} = 1,40 \text{ GWh/a}$ (Mess)

- neu nach Stand der Technik: $2,66 \text{ GWh/a} + 1,71 \text{ GWh/a} = 4,37 \text{ GWh/a}$:

vorhanden: $1.337 \text{ kW} \cdot 70\% \text{ (Überna.)} \cdot 50\% \cdot 65\% \text{ (Soll)} \cdot 8.760 \text{ h/a} = 2,66 \text{ GWh/a}$ (Rechn.)

+ Erweiterg.: $1.500 \text{ kW} \cdot 40\% \text{ (projiziert)} \cdot 50\% \cdot 65\% \text{ (Soll)} \cdot 8.760 \text{ h/a} = 1,71 \text{ GWh/a}$ (Rechn.)

2.) Neben der Prüfung der Lebensdauer forderten die Optibelt-Kunden die Messung weiterer Eigenschaften wie Geräuschentwicklung und Wirkungsgrad, wofür nur rudimentäre Messmethoden zur Verfügung standen. Selbst bei der weit entwickelten Lebensdauerermessung unter konstanten Bedingungen und großer Testanzahl in der Serienprüfung ist die Streuung beunruhigend groß. Es galt daher, schon während der Entwicklungsprüfungen möglichst viele Daten zu erfassen und diese möglichst breit zu verwerten, wozu eine weitreichende und durchgängige Sensorisierung, eine Vernetzung der Prüfstände sowie die Anbindung des Prüffeldes an die Optibelt-Produktionsparameter-Datenbank angestrebt wurden.

3.) Neben weiteren Prüfeigenschaften wünschen die Kunden die Prüfung nicht nur in Standardaufbauten, sondern in ihren speziellen Einbausituationen. Kommt es z.B. in Mähdruschern zu Verstopfungen, müssen Riemen durch Durchrutschen den Leistungsfluss von mehreren hundert kW unterbrechen und damit Schäden an den anderen Maschinenteilen verhindern. Für solch spezielle Tests ist die Verwendung von Original-Equipment zwar naheliegend, unter o.g. verschärften Dauerprüfbedingungen versagte aber dann nicht wie beabsichtigt der Riemen, sondern das Original Equipment.

Ein weiterer Schwachpunkt, der teilweise hohe Lärmpegel in den Prüfräumen beim Prüfstandbetrieb, konnte laut Zuwendungsbescheid vom 02.02.2017 im Förderprojekt nicht adressiert werden. Die 25 cm dicken, fensterlosen Betonwände des Prüffelds schirmen zwar den Prüfstandslärm nach außen z.B. für die Anwohner massiv ab. Auch nach innen im Gang zu den Prüfräumen gestattet die Schalldämmung der dicken Glastüren normales Arbeiten und Kommunizieren. In den Prüfräumen selber liegen die Dauerschallpegel bei laufenden Prüfständen bei durchschnittlich 87 dB(A) und in der Spitze bei 104 dB(A), die Prüftechniker müssen diese nur kurzzeitig mit Schutzausrüstung zum Aus- und Einschalten der Prüfstände ertragen. Optibelt stattete trotzdem inzwischen drei besonders „laute“ Prüfräume (von 27) auf eigene Kosten mit einer Schalldämmung aus, eine Schallpegelmessung steht noch aus.

2. Vorhabenumsetzung

Für die in Kap. 1.2 beschriebenen drei Schwachpunkte werden nun in den drei Kapiteln 2.1, 2.2 und 2.3 jeweils geschlossen Ziel, technische Lösung, behördliche Anforderungen, Betriebsdatenerfassung und Messprogramm dargestellt. Die Kap. 2.1-2.6 der Gliederungsvorgabe finden sich also je dreimal in den Kap. 2.1.1-6, 2.2.1-6 und 2.3.1-6.

2.1. Teilvorhaben Prüfstände, Versorgung, Kühlung

2.1.1 Ziel des Teilvorhabens Prüfstände, Versorgung, Kühlung

Neue Prüfstände sollten im Prüffeld zu einer rationelleren Energieverwendung gegenüber dem Stand der Technik führen. Bekannt und bei Optibelt genutzt waren einerseits Motor-Generator-Prüfstände, für die bei 34%-Teillast eine Gesamtleistungsaufnahme von 60% der Prüfleistung abgeschätzt wurde, andererseits Verspann-Prüfstände mit Wirbelstrombremsen, die bei gleicher Teillast 40% der baubedingt auf 30 kW begrenzten Prüfleistung aufnehmen. Lösungsansatz war ein Optibelt-30-kW-Pilotprüfstand mit neuartigem Servoantrieb als Verspann-Element, für den bei gleicher Teillast eine Leistungsaufnahme von nur 20% der Prüfleistung abgeschätzt wurde. Mit Prüfleistungen von 200 kW und 1.000 kW sollten neue Prüfstände das Leistungsspektrum nach oben erweitern. Insbesondere der 1.000-kW-Prüfstand sollte bei einer angestrebten Auslastung von 50% der Prüfleistung (d.h. mittlere Prüfleistung 500kW) und 65% der Zeit bezogen auf die Prüfleistung $60\%(\text{alt}) - 20\%(\text{neu}) = 40\%$ weniger Energie aufnehmen. Damit würden 40% (Einsparung) \times 1.000 kW (Prüfleistung) \times 50% (Leistungsauslastung) \times 65% (Zeitauslastung) \times 365 \times 24h/a = 1,1 Mio. kWh pro Jahr gegenüber einem fiktiven Motor-Generator-Prüfstand gleicher Leistung eingespart. Weiterhin sollte die verbleibende Verlustwärme der Hauptverursacher durch Energie-sparende Flüssigkeitskühlung abgeführt werden.

2.1.2 Technische Lösung des Teilvorhabens Prüfstände, Versorgung, Kühlung

Prüfstände kleiner Leistung haben oftmals einen Elektromotor als Antrieb und eine Bremse als Last, die die Riemenleistung vollständig in Wärme umsetzt (s. Bild 2). Da das mit den Verlusten an Umrichter, Motor, Lagern, etc. auch passiert, übersteigt die Prüfstandleistung die (beschleunigte) am Prüfriemen.

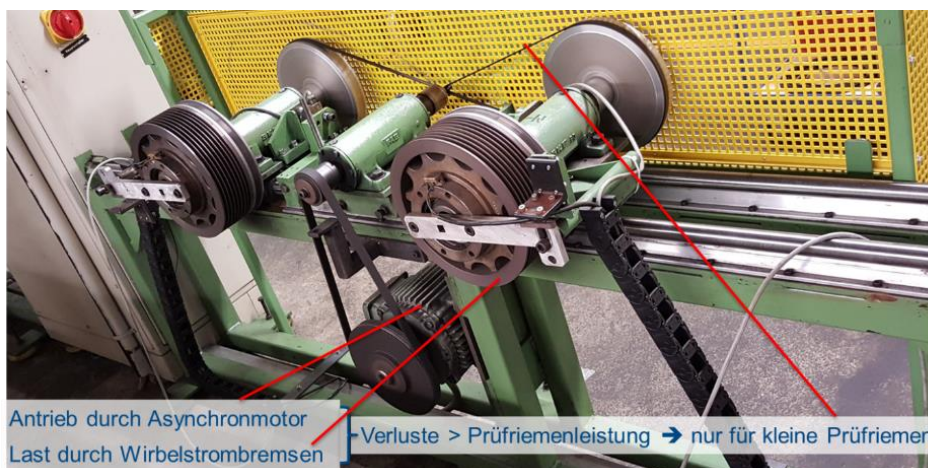


Bild 2: Motor-Bremse-Versuchsstand für Waschmaschinen-Keilrippenriemen

Die naheliegende Idee ist natürlich, die Bremse durch einen Generator zu ersetzen, der die

rekuperierte Energie in den Zwischenkreis oder ins Netz rückspeist. Allerdings haben Umrichter und Elektromotoren insbesondere im Teillastbetrieb einen relativ schlechten Wirkungsgrad, so dass für einen konkreten Optibelt-Prüfstand mit 250-kW-Soll-Volllast bei 34% Teillast (85kW) ein Gesamtenergieverbrauch von 60% (52kW) abgeschätzt wurde (s. Bild 3).

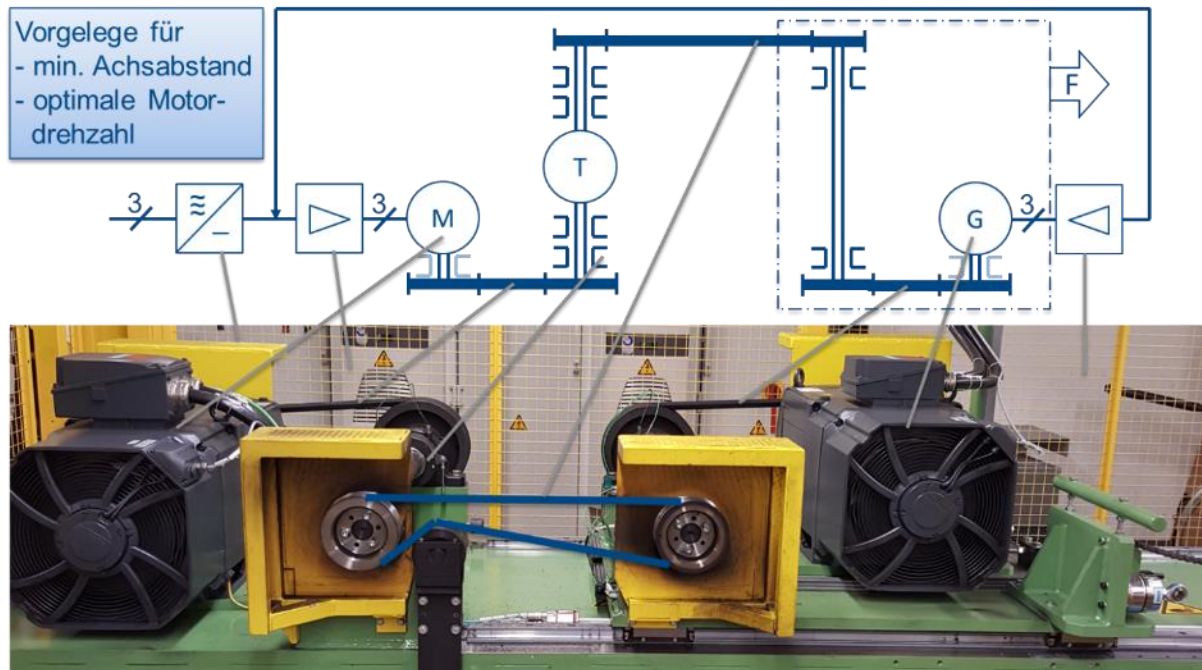


Bild 3: Motor-Generator-Prüfstand für Kraftbänder und Variatorriemen

Der Komponenten-Wirkungsgrad-Verminderung im Teillastbereich wird vor allem durch Energieverbräuche verursacht, die nicht zum Drehmoment beitragen bzw. kaum vom Drehmoment abhängen wie Schaltverluste in den Umrichtern, Lagerreibung im Motor und Generator, innere Verluste der Vorgelege-Riemen, Schmierstoffverdrängung und Käfigreibung in den Lagern. Da wenigstens die Drehzahl konstant bleibt, halten sich die Wirkungsgradverminderungen im Teillastbetrieb aber noch „im Rahmen“.

Um sowohl Energie- als auch Prüfstandskosten gering zu halten, werden für rotierende Synchrongetriebe i.d.R. Verspannprüfstände eingesetzt, bei denen über ein zweites Getriebe die mechanische Energie im Kreise läuft, eine Torsionsfeder das Lastmoment aufbringt und ein Antriebsmotor nur die Verluste der Getriebe und Lager ersetzen muss. Im Förderprojekt wurden zwei solche energiesparenden Prüfstände für Zahnriemen angeschafft. In Bild 4 ist das Einstellen des Verspann-Drehmomentes dargestellt: Die Scheiben von Prüfriemen (verdeckt im Aluminium-Kasten rechts) und Verspannriemen (links) sind auf jeweils gleichen Wellen angebracht. Die hintere ist als Torsionsfeder ausgeführt, die vordere durch eine Starrkupplung geteilt. Nach dem Öffnen dieser Kupplung und Aufbringen des Verspann-Momentes via Hebel und Gewicht wird die Kupplung gerade wieder verschraubt und hält das Verspann-Moment. Durch Riemenverschleiß sinkt das Verspann-Moment im Prüflauf etwas, weshalb es bei jeder Riemeninspektion geprüft und ggf. nachgespannt wird.

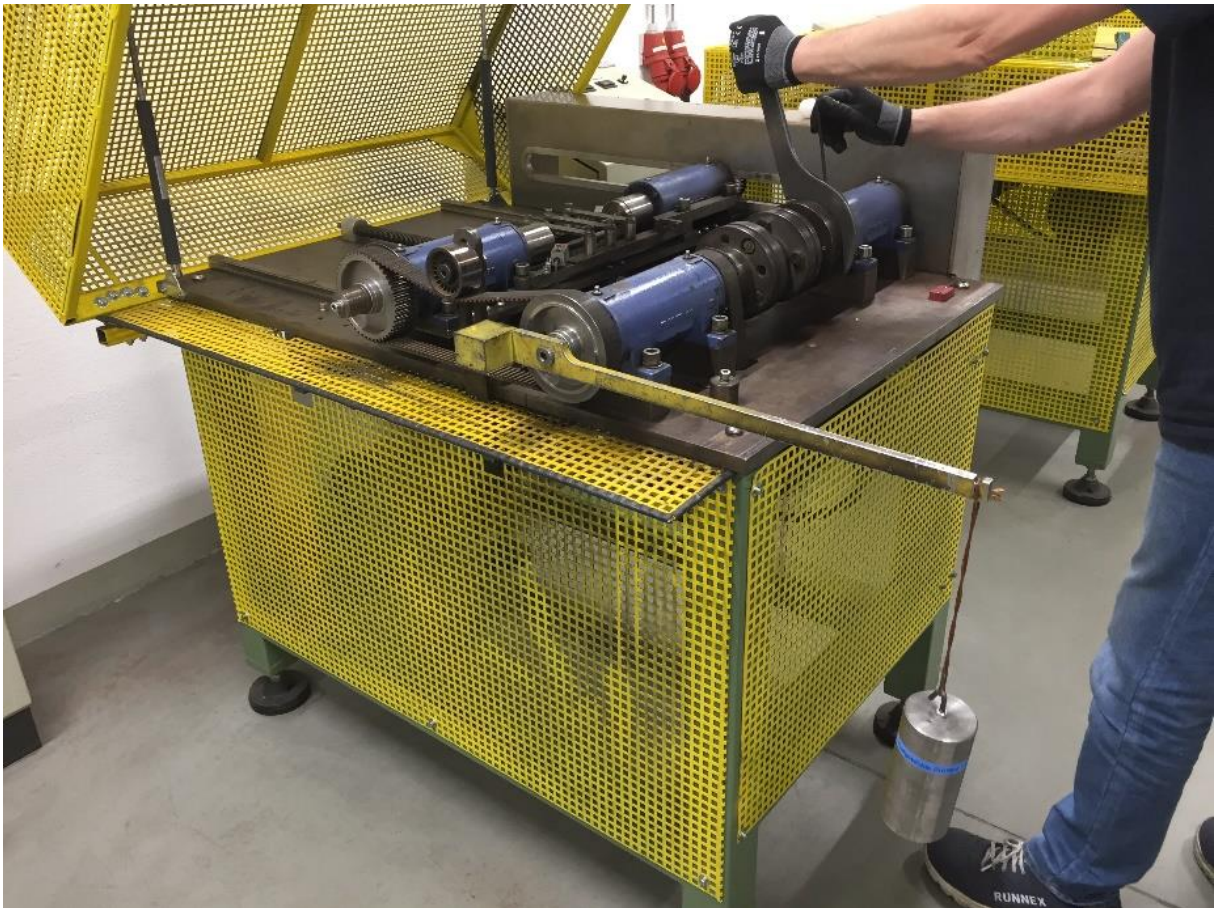
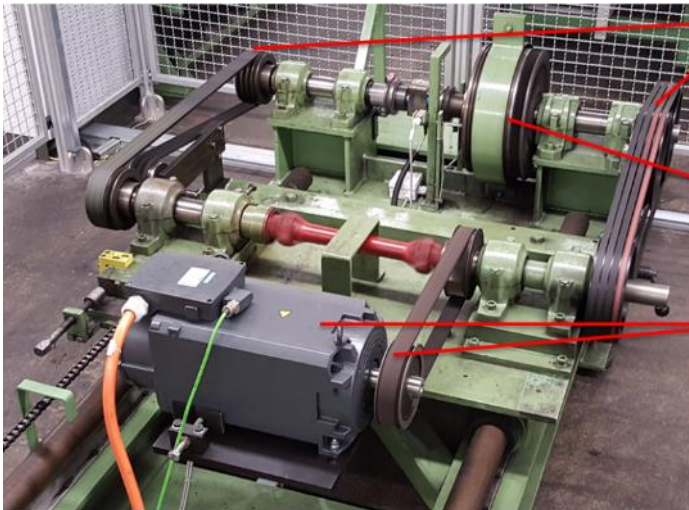


Bild 4: Verspann-Prüfstand für Zahnriemen

Bei Keilriemengetrieben bewirkt leider der Schlupf, dass sich die Torsionsfeder in wenigen Sekunden entspannt. Deshalb muss ständig nachgespannt werden, wozu sich bei Optibelt eine Serienschaltung von ins Schnelle übersetzendem Verspann-Riementrieb (zum Nachspannen) und elektrisch einstellbarer Hysterese-Kupplung (zur Lastmoment-Einstellung) bewährte (s. Bild 5). Die Größe der serienmäßig verfügbaren Kupplungen begrenzt die Riemenprüfleistung auf wenige zehn kW. Deren Hysterese-Funktionsprinzip bewirkt über den erforderlichen Kupplungsschlupf solche Kupplungsverluste, dass die Gesamtprüfstandleistung immer noch bei $\sim 40\%$ der Prüfriemenleistung liegt. Solche Hysterese-Kupplungen bestehen nämlich meist aus Elektro- oder Permanentmagneten auf der einen und Ferromagnetmaterial auf der anderen Kupplungsseite. Besteht eine Drehzahldifferenz der Kupplungsseiten, induzieren die Magnete Wirbelströme, die die Ferromagnet-Seite „mitzuziehen“ versuchen. Für genügend „Mitzieh-Kraft“ benötigt man „genügend“ Drehzahldifferenz, für genügend „Mitziehmoment“ genügend Kupplungsradius. Erstes bewirkt relativ hohe Verluste, zweites begrenzt die auf diesen Prüfständen erzielbare Prüfleistung auf o.g. wenige zehn kW.



- Prüfriemen (links) und Verspannriemen (rechts) mit verschiedener Übersetzung
- Drehzahldifferenz ~20% an hinterer Welle (links/rechts)
- Wirbelstromkupplung erzeugt Verspannmoment gemäß Kennlinienfeld
- Antriebsmotor/Vorgelege gleichen Verluste von Wirbelstromkupplung (~20%), 8 Lagern & 2 Riemen (~20%) aus
- Gesamtverluste ~40% der Prüfriemenleistung

Bild 5: Verspann-Prüfstand mit Hysteresekupplung

Um nur die Schlupfdrehzahl auszugleichen und das Lastmoment einzustellen, wurde bei Optibelt im Projektvorfeld eine dazu ideale Komponente gefunden: Ein als Differential wirkendes Planetengetriebe mit dem Steg (herkömmlicher Abtrieb) am Prüfriemenantrieb, Gehäuse (üblicherweise gestellfest) als etwas schneller drehendem Verspann-Riemen-Antrieb und Sonne (herkömmlicher Antrieb) als dem Gehäuse nachlaufender Schlupfausgleich, der über einen Servomotor das – durch die Getriebeübersetzung geteilte – Lastmoment aufbringt (s. Bild 6). Mit einer Getriebeübersetzung von ca. 25 lässt sich so ein Gesamtschlupf bis 2x4% verlustminimal ausgleichen. Es wurde abgeschätzt und am Pilotprüfstand nachgewiesen, dass bei 34% Teillast die Gesamtprüfstandleistung nur 20% der Prüfriemenleistung, d.h. ein Drittel vom Motor-Generator-Prüfstand, ist. Die Abschätzung basiert auf Literaturangaben (s. Anhang) für Reibungsverluste und vernachlässigt – konservativ – den Verspann-Antrieb, der in dieser Anordnung in der Regel als Generator wirkt und Energie in den Zwischenkreis zurückspeist.

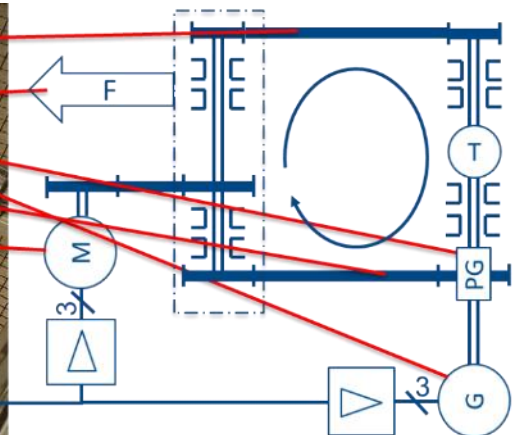
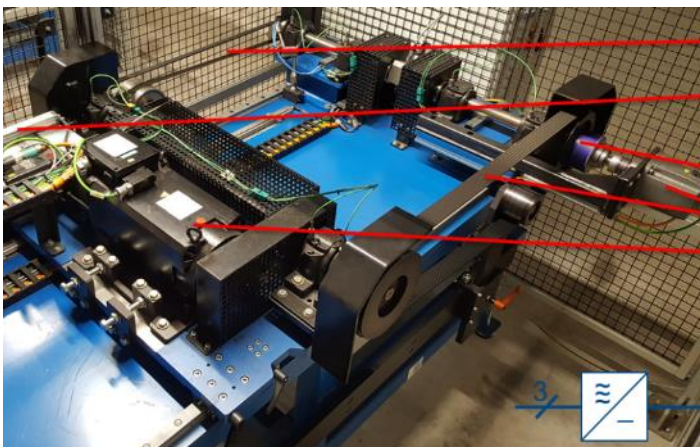


Bild 6: Servo-verspannter Pilotprüfstand mit 30-kW-Prüfriemen-Volllast

Im Projekt sollte nun dieses Funktionsprinzip auf einen Prüfstand mit 200 kW Dauer- und 400 kW Spitzenleistung und dann auf einen Prüfstand mit 1.000 kW Dauer- und 1.800 kW

Spitzenleistung übertragen werden. Diese Leistungen sind insbesondere für das Testen von Landtechnik-Variatorriemen nötig (s. Bild 7).



Bild 7: Variatorgetriebe in der Landtechnik

Optibelt ist hier mit seinem 250-kW-Prüfstand, der real aber nur 205 kW Dauerleistung liefert, zwar bzgl. der Wettbewerber gut aufgestellt, bleibt aber hinter den Leitkunden-Prüfanforderungen von 350 kW Spitze, d.h. 2.089 Nm bei 1600 min^{-1} zurück.

Variatoren haben – wie der Name sagt – die Besonderheit, das Übersetzungsverhältnis um bis zu einem Faktor von 3 variieren zu können, um so z.B. die Häckseldrehzahl an die Erntegutbeschaffenheit anpassen zu können. Bei spärlichem Pflanzenwuchs übersetzt der Variator ins Schnelle mit bis zu 1,7-fach überhöhter Abtriebsdrehzahl (2.770 min^{-1}), bei „grünen Flecken“ übersetzt der Variator ins Langsame mit bis zu 1,7-fach überhöhtem Abtriebsmoment (3.618 Nm). Die Übersetzungsänderung wird erreicht, indem je eine Seite von An- und Abtriebsscheibe axial verstellt wird. Die Übersetzung des in Bild 7 gezeigten Variatorgetriebes wird beispielsweise höher (langsamer), wenn sowohl die innere Antriebsscheibenhälfte (links) hydraulisch nach innen verstellt wird – der Riemen sinkt in den sich weitenden Spalt und damit tiefer in die Scheibe hinein – als auch die äußere Abtriebsscheibenhälfte (rechts) von der Federkraft nach innen gedrückt wird – der Spalt zwischen den Scheibenhälften wird so kleiner und der Riemen wandert hier nach außen. Die Verstellung „über Kreuz“ minimiert die Riemenschiefstellung.

Ein Planetengetriebe am Prüfriemenantrieb (wie in Bild 6) müsste also einerseits 2.770 min^{-1} , andererseits auch 3.618 Nm „abhalten“. Ein Planetengetriebe am Prüfriemenantrieb (wie in Bild 8) braucht dagegen nur 1600 min^{-1} und 2.089 Nm zu „können“. Da Planetengetriebe bzgl. Nenndrehzahl und -moment und nicht – wie Keilriemen – bzgl. Nennleistung dimensioniert werden, wählte Optibelt zu Projektbeginn die Getriebeanordnung am Prüfriemenantrieb. Da die Getriebeverluste etwa proportional zum Getriebe-Nennmoment sind, hat diese Anordnung auch Energiesparpotential. Deshalb wurde zu Projektbeginn diese alternative Variante gewählt. Im Nachhinein ist festzustellen, dass die im Projektverlauf gefundenen Drehzahl- und Momenten-starken Spezialgetriebe auch die erste Variante erlaubt hätten, wodurch einiger Entwicklungsaufwand, aber keine Energie gespart worden wäre.

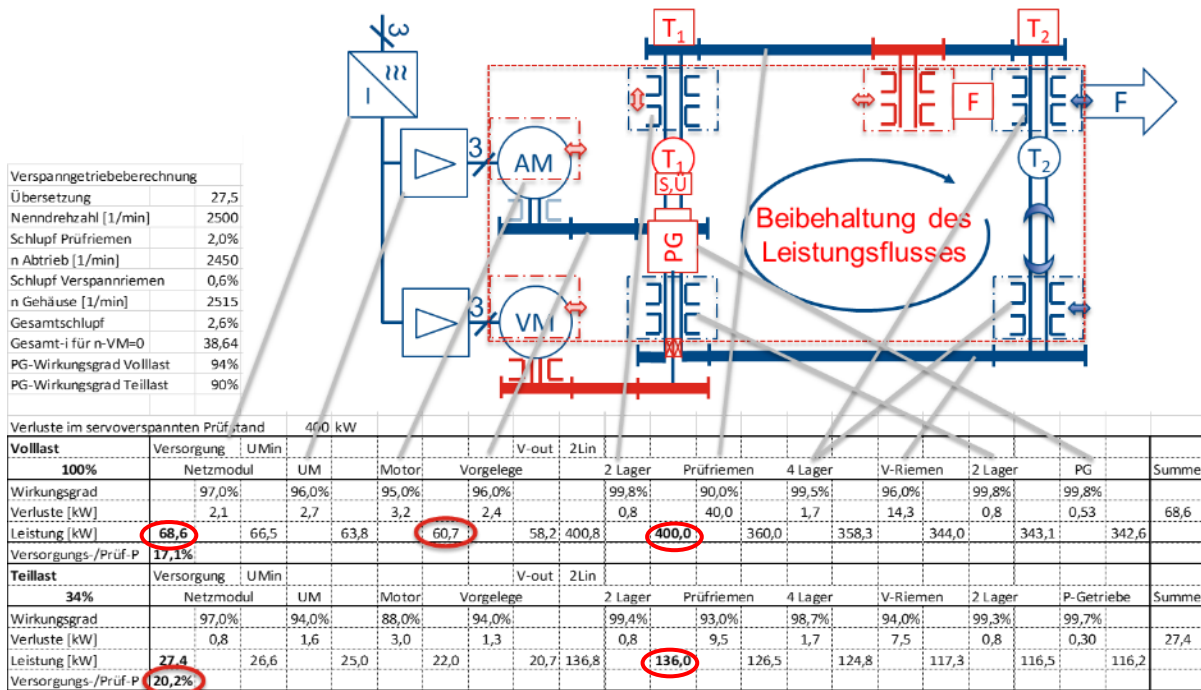


Bild 8: Servo-verspannter Pilotprüfstand mit Variator-gerechter Getriebeanordnung

Die Bilder 9 und 10 zeigen die im Förderprojekt entwickelten Prüfstände mit Zielleistungen von 200 kW Dauer / 400 kW Spitze bzw. 1.000 kW Dauer / 1.800 kW Spitze. Letzterer ist „auf Perspektive“ gebaut, denn heute kann kein Keilriemen eine solch hohe Leistung übertragen. Selbst mit Highend-Zahnriemen konnten bisher „nur“ 500 kW Dauerleistung erzielt werden.



Bild 9: Servo-verspannter Keilriemen-Prüfstand mit 200 kW Dauer- / 400 kW Spitzenleistung



Bild 10: Servo-verspannter Prüfstand mit 1.000 kW Dauer- / 1.800 kW Spitzenleistung vor „Abprüfen“ einer Dauerleistung von 500 kW mit einem Prüfzahnriemen (rechts)

Als Hauptverursacher für die Verlustwärme wurden die Motoren und ihre Umrichter identifiziert und festgelegt, dass künftig für alle Antriebe mit Nennleistung über 10 kW wassergekühlte Motoren und Schaltschränke zu nutzen sind. Eine weitere Nutzung der Kühlwasserwärme wurde geprüft, aber keine wirtschaftlich Sinnvolle am Standort gefunden. Es wurden außerdem bei solchen Antrieben von alten Prüfständen die Schaltschranktüren durch solche mit „Huckepack“-Wasser-Luft-Wärmetauscher ausgetauscht (s. Bild 11). Der Austausch auch der Motoren wurde aufgrund der erheblichen Kosten auch für die Umkonstruktionen verworfen.



Bild 11: v.l.n.r.: Huckepack-Wasser-Luft-Wärmetauscher an den alten 250-kW- und am 90kW-Motor-Generator-Prüfständen, Wasser-Wasser-Wärmetauscher am neuen 200-kW-

Verspannprüfstand, Wassergekühlter Motor im SAE-Geräusch-Prüfstand (s. Kap. 2.3)

2.1.3 Umsetzung des Teilvorhabens Prüfstände, Versorgung, Kühlung

Die Wasser-Wasser- und Wasser-Luft-Wärmetauscher wurden für die neuen Prüfstände in Einzelprojekten und für die alten Prüfstände als Gesamtpaket angefragt, die Angebote verglichen und die Fa. Ingenieur-Kontor-Sottrum GmbH wegen des besten Preis-Leistungsverhältnisses ausgewählt. Diese Firma projektierte und installierte dann die Wärmetauscher der Firma Pfannenberg GmbH, Hamburg. Mit der gleichen Vorgehensweise wurden die beiden Zahnriemen-Verspann-Prüfstände angefragt, von der Firma GDO bV, Eyselshoven, NL beschafft und bei dem verbundenen Unternehmen Optibelt Produktions GmbH am Standort in Bad Blankenburg installiert.

Für den 200-kW- und den 1.000-kW-Verspann-Prüfstand war das Vorgehen komplexer:

So wurden die in Kap. 2.1.2 beschriebenen Variator-Hauptspezifikationen bzgl. Leistung, Übersetzung, Drehzahlen und Drehmoment mit den kommerziell verfügbaren Komponenten, insbesondere Getriebe und Lager, abgeglichen und zu einem Lastenheft verfeinert.

Anfängliches Kernproblem war, dass die Hersteller von Industrie-Planetengetrieben für den Sonderbetrieb als Differentialgetriebe mit sich drehendem Gehäuse Ölleckagen der Wellendichtringe nicht ausschlossen und zudem solche Leckagen am 30-kW-Pilotprüfstand auftraten. Das ist für das dortige Planetengetriebe mit 370 Nm Nennmoment und 2 Stunden Austauschzeit noch akzeptabel, für das Getriebe für den 1.000-kW-Prüfstand mit 10.000 Nm Nennmoment und 2 Tagen Austauschzeit aber nicht mehr, vom Ersatzteilpreis ganz zu schweigen. Gelöst wurde das Problem durch Spezial-Zentrifugen-Getriebe der Firma Desch Antriebstechnik GmbH & Co. KG, Arnsberg, die allerdings für den 200-kW-Prüfstand überdimensioniert sind – das kleinste Desch-Zentrifugen-Getriebe hat 5.000 Nm Nennmoment statt der hier benötigten 2.089 Nm. In solchen Zentrifugen¹ werden z.B. die an einer schnell drehenden Trommel innen anliegenden Feststoffe höherer Dichte von einer nur wenig langsamer drehenden Schnecke längs durch die Zentrifuge gefördert. Das Zentrifugengetriebe stellt nun die Differenzdrehzahl unabhängig von Trommeldrehzahlschwankungen ein.

Zweites kleines, aber für die Prüfstandsstruktur wichtiges Lastenheft-Detail war der Wunsch, die Prüfstands-Variator-Übersetzung im Betrieb ändern zu können. Das ist nur mit einem Variatorgetriebe (Funktion s. auch Kap. 2.1.2) auch auf der Verspannseite zu realisieren, was Anpassungen von Getriebe und Variator nach sich zog. Um die Hydrauliksteuerung der Variatorgetriebe einfach und beherrschbar zu halten, wurden in die Wellen eine Überlast- und eine Schaltkupplung (Ü, S s. Bild 8, vgl. auch Bild 10) eingefügt. Die Schaltkupplung soll den Verspann-Kreis so lange offen halten, bis Prüf- und Verspann-Variatoren angepasste Drehzahlen liefern. Die Überlastkupplung soll auslösen, wenn die Drehzahlanpassung im Betrieb verloren gehen sollte.

¹ <https://www.flottweg.com/de/produktlinien/dekanter/dekanter-funktionsweise/> vom 4.8.2021

Nach Fertigstellung des so aufeinander abgestimmten Lastenhefts und Grobkonzepts erfolgte Optibelt-intern die mechanische und Elektrotechnik-Konstruktion, die Anfrage und Beauftragung der Komponenten, des mechanischen Aufbaus, des Schaltschranks und der SPS-Programmierung bei diversen deutschen Herstellern.

Nach Vor-Ort-Abnahme des mechanischen Aufbaus erfolgten die Aufstellung im Prüffeld, die Verkabelung, Programmierung, Schutzzaunerrichtung, Inbetriebnahme und das „Debugging“. Derzeitiger Stand ist, dass beide Prüfstände mit Festscheiben im avisierten Leistungsbereich laufen und Variatorriemen so geprüft werden. Auch die Leistungsmessungen zum Überprüfen der Energiesparziele konnten absolviert werden, die positiven Ergebnisse zeigen die Kap. 2.1.5 und 2.1.6.

Da anfangs vor allem die Teillastverluste des 200-kW-Prüfstands über dem Zielwert lagen, wurde eine umfangreiche, über die Abschätzungen in Kap. 2.1.1 weit hinausgehende Verlustleistungsbetrachtung (s. Anhang) erstellt und das Messprogramm entsprechend auf Komponentenmessungen ausgedehnt. Als verlustreicher als anfangs abgeschätzt erwiesen sich die Lager, der Verspannriemen und vor allem das überdimensionierte Getriebe, für dessen Betrieb als Differentialgetriebe es aber weiterhin keine Alternative bzgl. Dichtigkeitsgarantie gibt. Für die Lager konnten verlustärmere Typen gefunden und im Teillastbetrieb die Rippenzahl des Verspannriemens vermindert werden. Durch eine sorgfältige Abstimmung der Übersetzungen von Prüf- und Verspann-Riemen konnte für das Getriebe die Differenzdrehzahl von An- und Abtrieb und damit die Verluste deutlich reduziert werden.

Analog zum Getriebe wurden auch die anderen Komponenten des 200-kW-Prüfstandes untersucht mit dem Ergebnis, dass auch im Dauerbetrieb Prüfleistungen bis 300 kW (288 kW experimentell erwiesen s. Kap. 2.1.6), mit kleinen Anpassungen bis 400 kW möglich sind.

Der Projektplan sah ursprünglich vor, die Konstruktion des 1000-kW-Prüfstandes erst zu beginnen, wenn der Probetrieb des 200-kW-Prüfstandes abgeschlossen war. Durch die langen Komponenten-Lieferzeiten in den Hochkonjunktur-Jahren 2017 und 2018 und die zeitaufwändige Inbetriebnahme- und Debugging-Zeit musste der 1.000-kW-Prüfstand aber konstruiert und die Komponenten beauftragt werden, bevor die Erkenntnisse vom 200-kW-Prüfstand vorlagen. Vorweggreifend kann konstatiert werden, dass sich dieses Risiko gelohnt hat und die Energieeffizienz (s. Kap. 3) des 1000-kW-Prüfstandes sogar noch besser ist als im Projektantrag abgeschätzt.

2.1.4 Behördliche Anforderungen des Teilvorhabens Prüfstände, Versorgung, Kühlung

Es gab keine besonderen behördlichen Anforderungen an Prüfstände und Kühler, sondern nur die im Maschinenbau üblichen wie z.B. zur CE-Kennzeichnung und Energieeffizienz.

2.1.5 Erfassung der Betriebsdaten des Teilvorhabens Prüfstände, Versorgung, Kühlung

Zum Erfassen der Gesamtenergieaufnahme wurden am alten 250-kW- sowie an den neuen 200-kW- und 1.000-kW-Prüfständen von der Firma Siemens AG Digital Industries Motion Control, Erlangen Sentron-Stromwandler (200A/5A bzw.400A/5A, Genauigkeitsklasse 1) sowie Sentron-Multifunktionsmessgeräte (Genauigkeitsklasse 0,2 für Wirkleistung) eingebaut (s. Bild 12), mit denen – zusammen mit einer Stoppuhr-Zeitmessung – die Leistungsaufnahme mit einer Messabweichung von 1,7 kW bzw. 3,3 kW bestimmbar ist. Zur Vergleichbarkeit wurden alle Messungen am gleichen Prüfriemen – einem Variatorriemen – durchgeführt. Da insbesondere bei der Volllastmessung mit 288 kW dessen Temperatur schnell in den unzulässigen Bereich über 140°C anzusteigen drohte, wurde hier mit vier Minuten eine ausreichend kurze Messzeit gewählt und dann für alle Messpunkte angewendet.

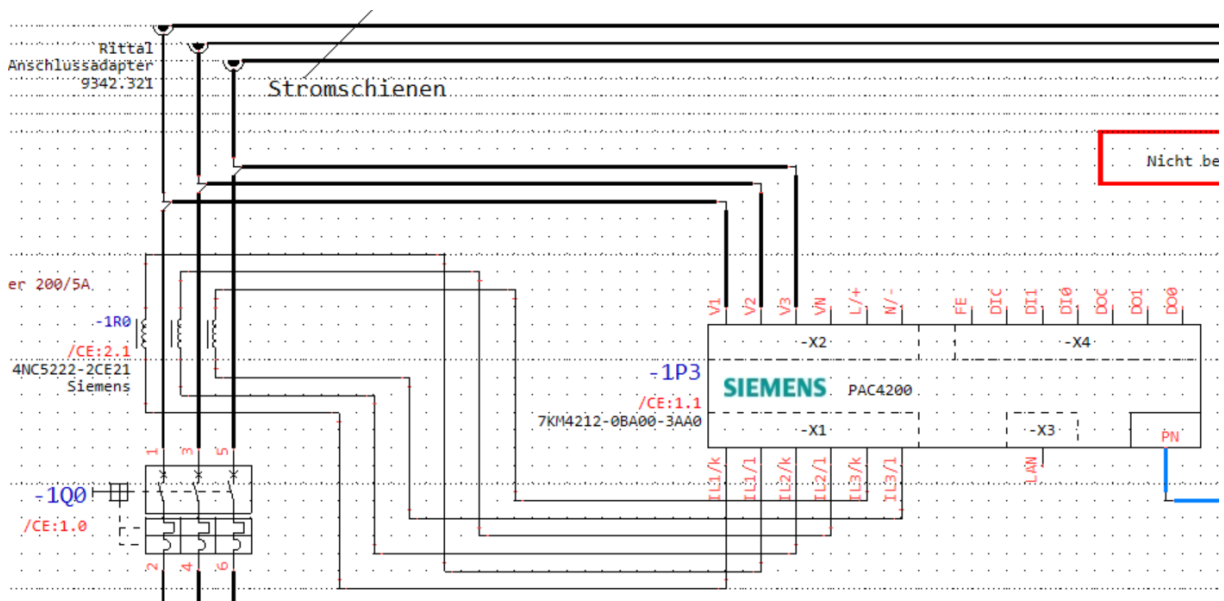


Bild 12: Schaltbild für Wirkleistungsmessung am 200-kW-Verspann-Prüfstand

Zur Ursachensuche für anfänglich hohe Teillastenergieverbräuche kamen zusätzlich hochgenaue Messflansche der Firma HBM, Darmstadt an Prüfriemen-An- und -Abtrieb sowie die begrenzt genauen internen Messfunktionen der Motorsteuerungen der Siemens AG Digital Industries Motion Control, Erlangen zum Einsatz. Hier reichte es, die Momentan-Werte per HMI anzuzeigen und für die spätere Auswertung abzufotografieren (s. Kap. 2.1.6).

2.1.6 Messprogramm des Teilvorhabens Prüfstände, Versorgung, Kühlung

Das Umweltbundesamt hat für die Leistungsaufnahmemessungen an den Prüfständen auch auf Nachfrage keine Vorgaben getätigt. Wegen o.g. Wichtigkeit und Vergleichbarkeit wurden für den alten 250-kW-Motor-Generator-Prüfstand und die neuen 200-kW- und 1.000kW-Verspannprüfstände die in Bild 13, 14 und 15 dargestellten elektrischen Leistungsaufnahmen für diverse Prüfriemenleistungen aufgenommen.

Für den späteren Vergleich wurde auch ermittelt, welche Prüfriemenleistung $P_R = P_2$ der Prüfstand dauerhaft generieren kann – für den 250-kW-Motor-Generator-Prüfstand wurden experimentell 205 kW, für den 200-kW-Verspannprüfstand experimentell 288 kW, für den 1.000-kW-Verspannprüfstand gemäß Auslegung 1.000 kW ermittelt. Beim 200-kW-Verspannprüfstand hatte der Verspannriemen bei Prüfriemenleistungen unter 90 kW zwei Rippen, darüber sechs Rippen. Beim 1.000-kW-Verspann-Prüfstand könnte die Verspann-Riemen-Rippenzahl zwar noch von vier auf 14 erhöht werden, aber auch mit dem als Prüfriemen verwendeten Highend-Zahnriemen ließen sich „nur“ 2.500 Nm übertragen. Die verwendete, noch optimierbare Verspannriemen-Übersetzung führte zu gegenläufigen Getriebeantriebs-Drehzahlen, so dass zum Schutz des Getriebes ab 230kW die Prüfriemen-Drehzahl von 1.615 auf 1.450 rpm herabgesetzt und so „nur“ Prüfleistungen bis 380 kW getestet wurden.

Motor-Gen. mit PR,max	205 kW				
PR [kW]	2	47	90	160	182
Pel [kW]	23,55	31,05	36,45	51	55,35
Pel/PR	1178%	66%	40%	32%	30%
PR/PR,max	1%	23%	44%	78%	89%

Bild 13: elektrische Leistungsaufnahmen am „250-kW“-Motor-Generator-Prüfstand mit PR,max als maximal mit dem Prüfstand möglicher Prüfriemenleistung, PR als tatsächlicher Prüfriemenleistung und Pel als elektrischer Leistungsaufnahme des Prüfstands

Verspann. mit PR,max	288 kW		VR(<90kW)=2SPB, VR(>90kW)=6SPB		
PR [kW]	44	88	120	180	288,4
Pel [kW]	17,34	17,88	21,75	22,2	32,4
Pel/PR	39%	20%	18%	12%	11%
PR/PR,max	15%	31%	42%	63%	100%

Bild 14: elektrische Leistungsaufnahmen am „200-kW“-Verspann-Prüfstand mit PR,max als maximal mit dem Prüfstand möglicher Prüfriemenleistung, PR als tatsächlicher Prüfriemenleistung und Pel als elektrischer Leistungsaufnahme des Prüfstands

Verspann. mit PR,max	1000 kW			VR 4SPC, n1(<230kW)= 1615rpm, n1(>230kW)=1450rpm				
PR [kW]	219,5	226,2	258,1	303,2	303,6	304,4	379,5	380
Pel [kW]	58,8	57,3	56,1	60	60,3	60,1	65,4	66
Pel/PR	27%	25%	22%	20%	20%	20%	17%	17%
PR/PR,max	22%	23%	26%	30%	30%	30%	38%	38%

Bild 15: elektrische Leistungsaufnahmen am 1.000-kW-Verspann-Prüfstand mit PR,max als maximal mit dem Prüfstand möglicher Prüfriemenleistung, PR als tatsächlicher Prüfriemenleistung und Pel als elektrischer Leistungsaufnahme des Prüfstands

Für eine quantitative Analyse der Verlustursachen wurden für den 200-kW-Verspannprüfstand weitere Messwerte der o.g. Drehmoment- und Drehzahlsensoren und der Motorcontrollerwerte erfasst (HMI-Screenshots für die Maximalleistung s. Bilder 16 und 17).

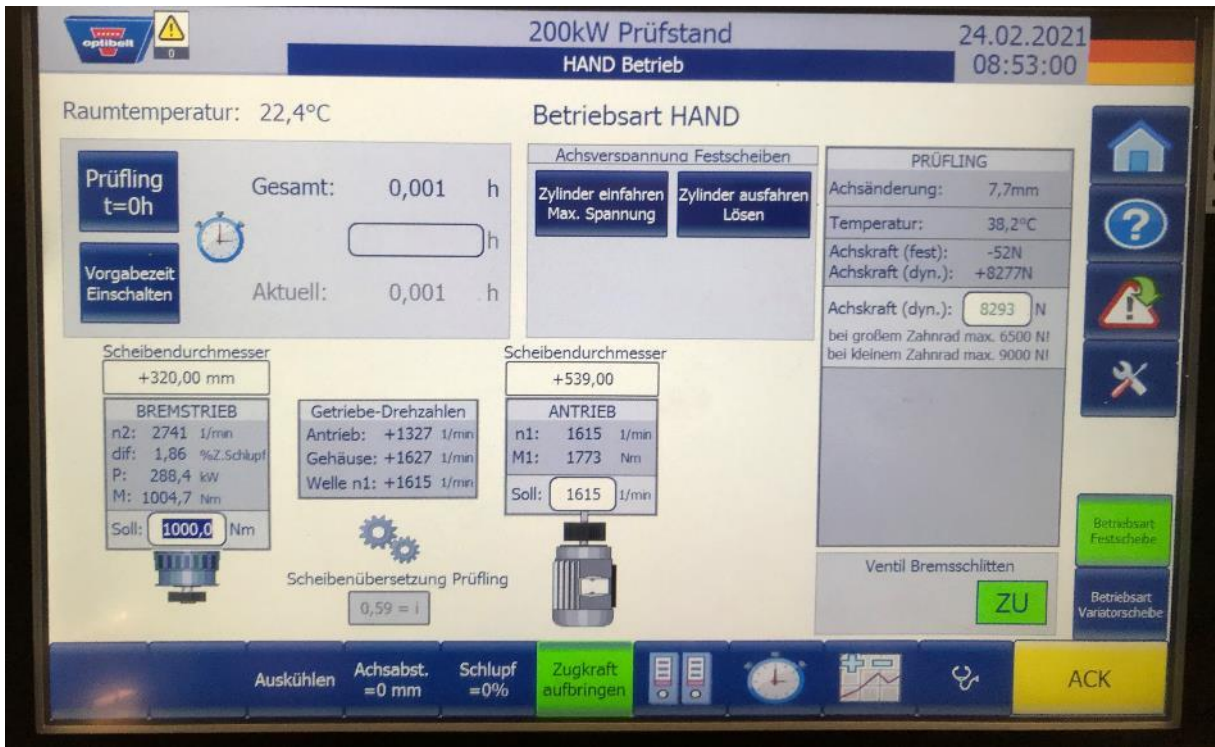


Bild 16: Screenshot „Wellen-Messgrößen“

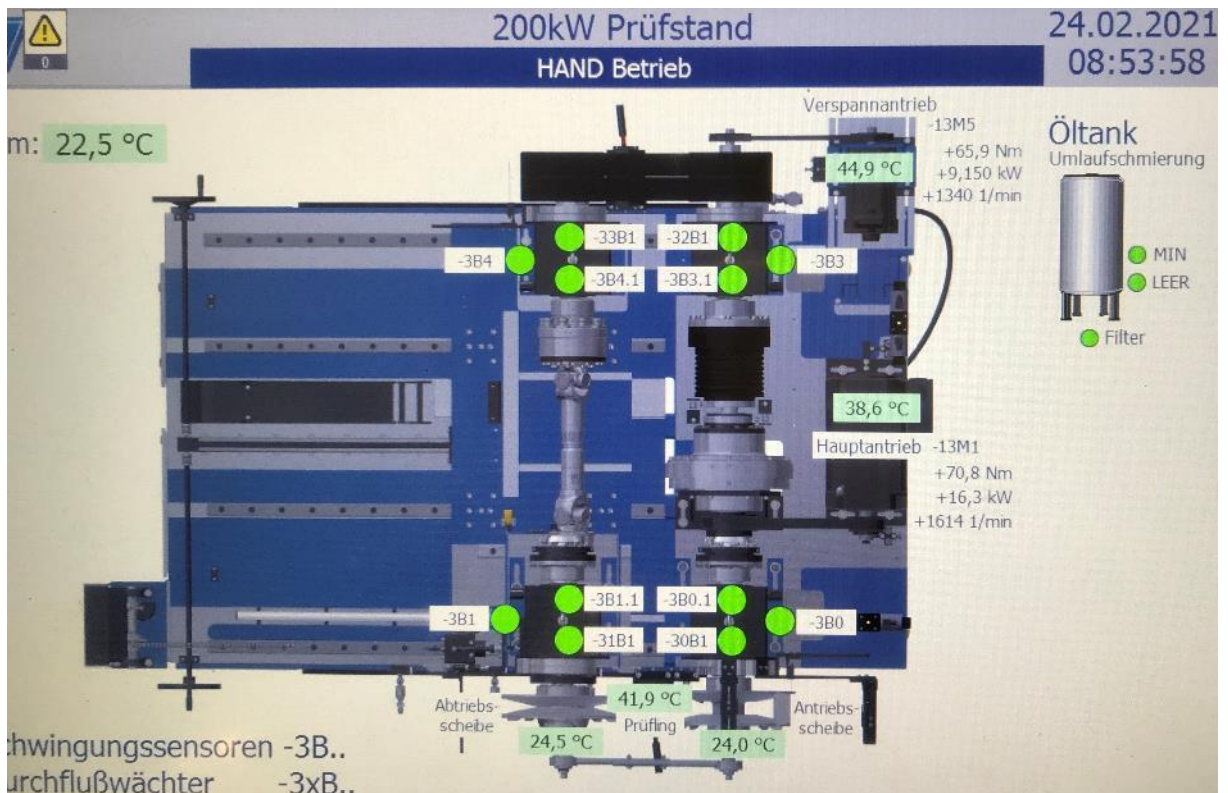


Bild 17: Screenshot „Motoren-Messgrößen“ und Aufnahme-Energie-Anzeige

Gemäß der in Bild 18 gezeigten Beziehungen wurden „Gruppenverluste“ abgeleitet für

- I. Prüfriemen + Prüflager
- II. Verspannriemen + Verspannlager + Getriebe + Motorvorgelege

III. Elektrische Verluste

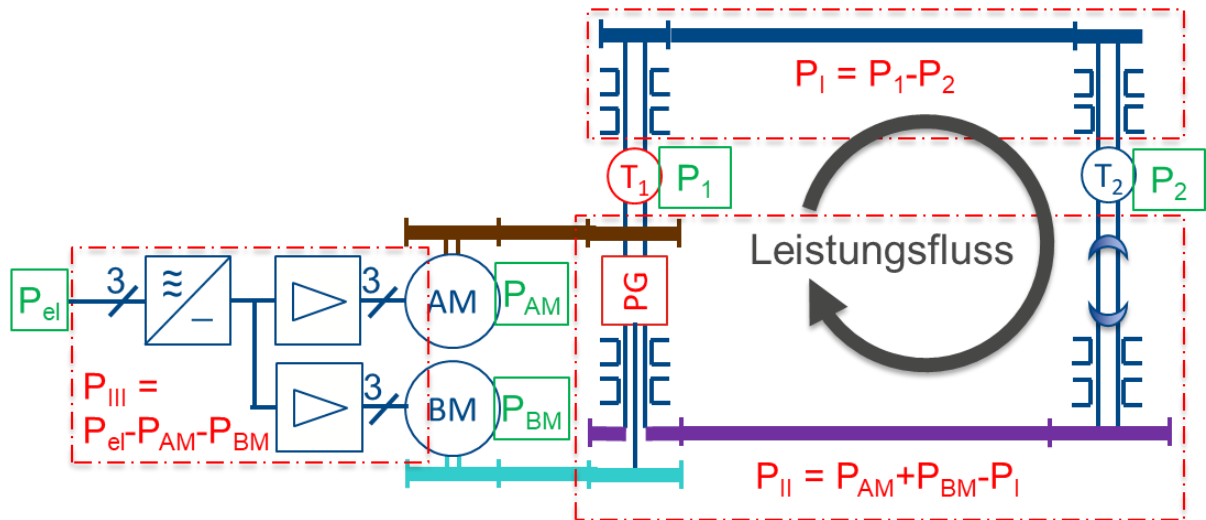


Bild 18: Verlustgruppenleistungen abgeleitet aus den Messwerten – Formeln s. auch Anhang
 Insbesondere die im Motorcontroller „rückgerechneten“ Motormomente T_{AM} und T_{BM} haben größere Messabweichungen und zwischen den zwei Screenshots ändern sich die Messwerte leicht (s. $n_1 = n_{AM}$ in Bild 19 – die dortigen Formeln sind im Anhang hergeleitet).

Detailergebnisse Verspannprüfstand mit max.		288 kW					
Anzahl Verspannriemen-Rippen		2	2	2	6	6	6
n1 [rpm]	Drehzahl Prüfriemenantrieb	1615	1615	1615	1615	1615	1615
T1 [Nm]	Drehmoment Prüfriemenantrieb	9	270	529	727	1089	1773
P1 [kW]	Leistung Prüfriemenantrieb	1,522	45,66	89,47	123	184,2	299,9
n2 [rpm]	Drehzahl Prüfriemenabtrieb	2810	2805	2801	2797	2789	2741
T2 [Nm]	Drehmoment Prüfriemenabtrieb	0	150	300	410	618	1005
P2 [kW]	Leistung Prüfriemenabtrieb	0	44,06	88	120,1	180,5	288,4
nAM [rpm]	Drehzahl Antriebsmotor	1616	1617	1613	1614	1612	1614
TAM [Nm]	Drehmoment Antriebsmotor	47,5	50,4	47,3	64,1	62,5	70,8
PAM [kW]	Leistung Antriebsmotor	8,038	8,534	7,99	10,83	10,55	11,97
nBM [rpm]	Drehzahl Verspannmotor	-33	151	344	276	444	1340
TBM [Nm]	Drehmoment Verspannmotor	-6,9	4,7	15,2	20,5	36	65,9
PBM [kW]	Leistung Verspannmotor	0,024	0,074	0,548	0,593	1,674	9,247
iP(P2=0)	Prüfriemen-Leerlauf-Übersetzung	0,575					
sP	Prüfriemen-Schlupf		0,2%	0,3%	0,5%	0,7%	2,5%
PI [kW]	Verlustleistungsgruppe I	1,522	1,602	1,47	2,863	3,679	11,47
PI/P2	~ relativ zu Prüfriemenabtriebsleistung		3,6%	1,7%	2,4%	2,0%	4,0%
nG3 [rpm]	Getriebegehäuse-Drehzahl	1684	1676	1668	1671	1664	1627
nG2 [rpm]	Getriebe-Abtriebsdrehzahl	1615	1615	1615	1615	1615	1615
iV(P2=0)	Verspannriemen-Leerlauf-Übersetzung	1,669					
sV	Verspannriemen-Schlupf		0,3%	0,6%	0,3%	0,4%	1,0%
PII [kW]	Verlustleistungsgruppe II	6,54	7,01	7,07	8,56	8,55	9,75
PII/P2	~ relativ zu Prüfriemenabtriebsleistung		15,9%	8,0%	7,1%	4,7%	3,4%
Pel [kW]	elektr. Prüfstands-Leistungsaufnahme	17,64	17,34	17,88	21,75	22,2	32,4
PIII [kW]	Verlustleistungsgruppe III	9,58	8,73	9,34	10,32	9,98	11,19
PIII/P2	~ relativ zu Prüfriemenabtriebsleistung		19,8%	10,6%	8,6%	5,5%	3,9%

Bild 19: Messwerte und Gruppenverlust-Berechnungen für den 200-kW-Verspann-Prüfstand

Folgende grobe Analyse der Verluste gemäß Bild 19 ist trotzdem möglich und zeigt:

- Die Verluste sind etwa wie erwartet und setzen sich etwa hälftig aus mechanischen (vor allem Verspann-Mechanik II) und elektrischen (III, d.h. Motoren, Umrichter, Netzmodul, Nebenaggregate) zusammen. Die Verlustleistung I des Prüfriementriebs ist dabei gering.

Darüber hinaus lassen sich als weitere Erkenntnisse ableiten

- I. Der Prüfriemen-Wirkungsgrad bei Vollast ist höher als erwartet (bei 180 kW ca. 98%!). Die P_I -Zunahme entspricht etwa der Schlupfleistung $s_P \cdot P_1$, d.h. die Lager- und inneren Riemenverluste sind erwartungsgemäß unabhängig von P_1 .
- II. Die Verluste von Verspannriemen, Verspannlager, Getriebe und Motorvorgelege liegen – bis auf den Messpunkt $P_2 = 288$ kW – etwa konstant 5,3 kW über denen von Prüfriemen und Prüflagern. In grober Näherung sind $P_{RL1} \sim P_{RL4}$, $P_{RL2} \sim P_{RL3}$, $P_{RP} \sim P_{RV}$, $P_{RA} + P_{RB} \ll P_{RV}$, so dass sich $P_{RG} \sim 5,3$ kW und – auf den Getriebeantrieb reduziert – ein Reibmoment $T_{RG} = P_{RG} / (2 \cdot \pi \cdot i_s \cdot (n_{G3} - n_{G2})) \sim 36$ Nm ergibt. Das ist für ein 2-stufiges Planetengetriebe mit 5000 Nm Nennmoment ein noch akzeptabler Wert. Für $P_2 = 288$ kW ist P_{II} um 1,7 kW kleiner als P_I , was sich aus dem größeren Schlupf des Prüfriemens (d.h. $P_{RP} > P_{RV}$) und der deutlich geringeren Getriebedrehzahldifferenz $n_{G3} - n_{G2}$ erklärt. Die P_{II} -Werte sind also schlüssig und in ihrer Größe vertretbar.
- III. Die elektrischen Verluste liegen unabhängig von der Prüfriemenleistung bei ca. 10 kW. Mit $P_{AM} \sim 10$ kW bei $P_{N,AM} = 68$ kW und $P_{BM} < 10$ kW bei $P_{N,BM} = 25$ kW sollten die Motor- und Umrichterverluste deutlich kleiner (max. 3 kW) sein. Der Hauptanteil muss also von den weiteren elektrischen Verbrauchern im Prüfstand wie Hydraulik, Wasser-Wasser-Wärmetauscher und Steuerung herrühren, was zu klären aber nicht gelang. Die 288-kW-Werte $P_{AM} = 12$ kW = 18% $\cdot P_{N,AM}$ und $P_{BM} = 9,2$ kW = 37% $\cdot P_{N,BM}$ zeigen aber auch, dass die Motoren selbst bei $P_2 = 400$ kW noch Leistungsreserven hätten, wohl aber die Vorgelege-Übersetzungen anzupassen sind. Mit diesen Erkenntnissen könnten zukünftig Motoren, Umrichter, Netzteile kleiner dimensioniert werden. Mit einer sorgsam Auswahl der weiteren elektrischen Verbraucher wäre das der größte Hebel für noch energiesparendere Keilriemen-Verspann-Prüfstände.

2.2 Teilvorhaben Sensorisierung, Vernetzung

2.2.1 Ziele des Teilvorhabens Sensorisierung, Vernetzung

Die Prüfstände waren weitestgehend zu motorisieren und in die Prüfstands-Steuerungen einzubinden. Um auch im bedienerlosen Betrieb frühzeitig Störungen zu erkennen, waren kritische Baugruppen wie die Lager mit Diagnostik auszustatten. Die Prüfstände sollten weitestgehend sensorisiert werden, insbesondere mit modernen, hochgenauen Winkel- und Drehmoment-Sensoren auch zur Riemen-Wirkungsgrad-Messung. Dies wäre die Grundlage,

um nach dem Projekt Schritt für Schritt Optibelt-Riemen mit höherem Wirkungsgrad zu entwickeln. Der Effekt wäre schon bei 0,1% Wirkungsgradsteigerung sowie durchschnittlich 10 kW Riemenleistung, 5.000 Stunden Einsatzdauer und 30 Millionen Riemen, die Optibelt pro Jahr produziert, mit $0,1\% \times 10 \text{ kW} \times 5.000 \text{ h} \times 30 \text{ Mio.} = 1.500 \text{ Mio. kWh}$ pro Jahr erheblich. Zur Erhöhung der Aussagekraft z.B. der weit streuenden Lebensdauer-Messwerte waren geeignete Berechnungs-, Statistik- und Korrelationswerkzeuge anzuschaffen. Und last but not least waren im zweiten Teilvorhaben die Prüfstände zu vernetzen, so dass Messdaten und Maschinenzustände zentral eingesehen und verwaltet werden können.

2.2.2 Technische Lösung des Teilvorhabens Sensorisierung, Vernetzung

Zu motorisieren waren vor allem die Vorrichtungen zur Vorspannkraft-Aufbringung. An den alten Prüfständen, wie z.B. dem 250-kW-Motor-Generator-Prüfstand in Bild 20, erfolgt dies händisch durch Gewichtauflegen auf einen festen Hebel (1:5). Das ist für die immer noch $5 \times 23,5 \text{ kg}$ für 5800 N Vorspannkraft nicht gerade ergonomisch und auch nicht „mannlos“ z.B. für einen Zyklusbetrieb zu ändern, hat aber den Vorteil, den durch Riemengleichlaufschwankungen bedingten Achsabstandsschwankungen zu folgen und – im Gegensatz zu Federn – durch die hohe Masse schwingungsdämpfend zu wirken.



Bild 20: Vorspannungsaufbringung durch Gewichte am Motor-Generator-Prüfstand

Für den 30-kW-Pilot-Verspannungs-Prüfstand wurde eine Motorisierung mit dem Prinzip feste Masse am übersetzungsvariablen Hebel realisiert. Als variabler Hebel dient eine Rexroth-Lineareinheit (s. Bild 21), an dessen Schlitten ein angehängtes Gewicht verfährt. Eine weitere Lineareinheit mit Kraftsensor (in Bild 21 rechts) sorgt dafür, dass der Hebel trotz Achsabstandsschwankungen immer waagrecht bleibt, was mit einem Neigesensor am Hebel detektiert wird. Trotzdem schwingt das Gewicht zumindest beim Verstellen.



Bild 21: Motorisierte Vorspannungsaufbringung am 30-kW-Pilot-Verspann-Prüfstand

Im Projektverlauf zeigte sich, dass für Prüfstände ab 100 kW Prüfleistung solche Hebelkonstruktionen zu voluminös werden. Selbst an den (außerhalb des Förderprojekts realisierten) 55-kW-Prüfständen wird zum „Trick“ eines 1:2-Flaschenzuges für die Kettenführung gegriffen (s. Bild 22). Das nun zur Schwingungseliminierung fest an den „Hebel-Schlitten“ angebrachte Gewicht ist aus Platzgründen aus Wolfram statt Stahl. Im Vordergrund sieht man grün den Neigungssensor.



Bild 22: Motorisierte Vorspannungsaufbringung an einem 55-kW-Verspann-Prüfstand

Für die großen Prüfstände im Förderprojekt wurde deshalb die Vorspannkraft hydraulisch aufgebracht, beim 200-kW- (Bild 23) und 1.000-kW-Verspannungs-Prüfstand (Bild 24) „gemäß Optibelt-Standard“ direkt auf die Abtriebswelle, beim Funktionsprüfstand (Bild 25) auf Spannrollen im Prüf- und Verspann-Riementrieb. Erstere sind zur Erweiterung des Stellbereiches doppelt ausgeführt. Letzteres findet sich zwar häufig auch in Applikationen, funktioniert aber bei Standard-Tests mit Zweischeiben-Prüfriementrieb natürlich nicht. Die Hydraulik bereitete als neues Element im Prüffeld einige Startschwierigkeiten und leckt wegen dem ständigen Hub zum Achsabstandsausgleich (zu) häufig.

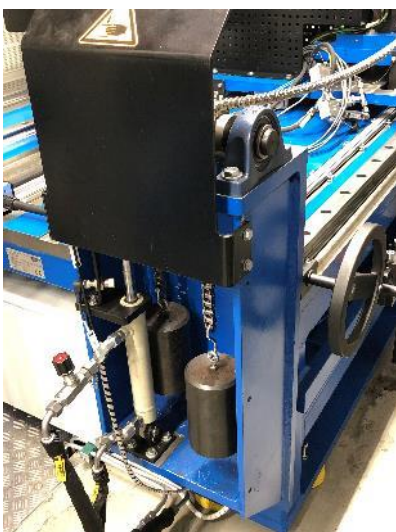


Bild 23: Vorspann-Hydraulik am 200-kW-Verspann-Prüfstand (s. Kap. 2.1)



Bild 24: Vorspann-Hydraulik am 1.000-kW-Verspann-Prüfstand (s. Kap. 2.1)



Bild 25: Vorspann-Hydraulik am Verspann-Riementrieb am Funktionsprüfstand (s. Kap. 2.3)

Zur Lagerdiagnostik wurden alle neuen Prüfstände mit FAG-Smart-Check-Sensoren (s. Bild 26) der Fima Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Schweinfurt, ausgerüstet. Nach einiger Eingewöhnungszeit und dem nun sorgfältigen Teach-In funktionieren diese wie beabsichtigt, d.h. kündigen zuverlässig beginnende Lagerschäden an. Die Smart-Check-Auswertung wird an die Prüfstandsteuerung übertragen und im HMI angezeigt (s. Bild 18 3B0, 3B1, 3B3, 3B4).

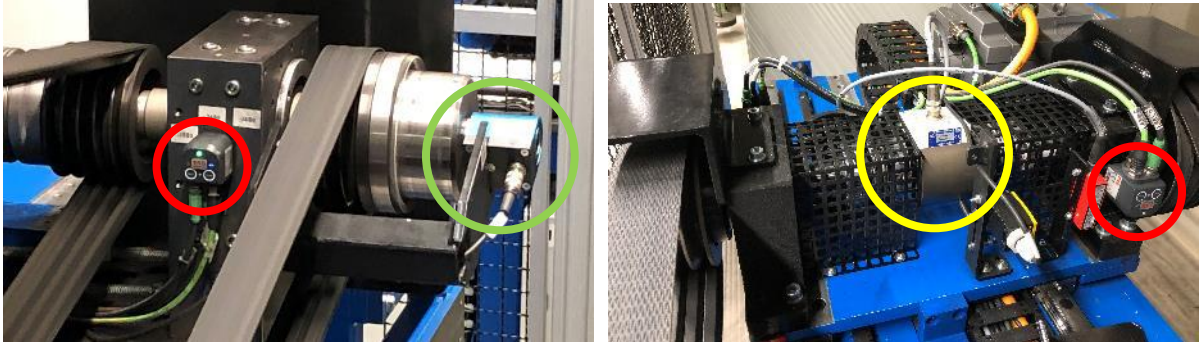


Bild 26: FAG Smart Check (rot markiert), Lorenz- (grün markiert) und HBM-Drehmoment-Sensor (gelb markiert) am Funktionsprüfstand (links) und 55-kW-Verspannprüfstand (rechts)

Für die Sensorisierung der Prüfstände wurden vor allem kombinierte Drehmoment- / Drehzahl-Sensoren und Riementemperatur-Sensoren beschafft. Erstere wurden an den neuen Prüfständen sowohl am Prüfriemen-An- als auch -Abtrieb angeordnet und ermöglichen mit ihrer geringen Messunsicherheit sogar die Messung des Wirkungsgrades. Da die Sensoren unseres Standardlieferanten HBM, Darmstadt die als Querkraft wirkende Riemenvorspannung nicht aushalten, sind diese „hinter“ den Lagern verbaut (s. Bilder 26 rechts und 27), wodurch der Wirkungsgrad die Lagerverluste ungewollt inkludiert. Spezielle Drehmoment-Sensoren der Firma Lorenz Messtechnik GmbH, Alfdorf halten die Querkräfte aus und wurden deshalb vorzugsweise für Riemenwirkungsgrad-Messungen benutzt (s. Kap. 2.2.5 und 2.2.6), erlauben aber die bei Standardmessungen i.d.R. kleinen Scheibenradien nicht und kommen deshalb an Sonderprüfständen wie dem Funktionsprüfstand (Bild 26) zum Einsatz.

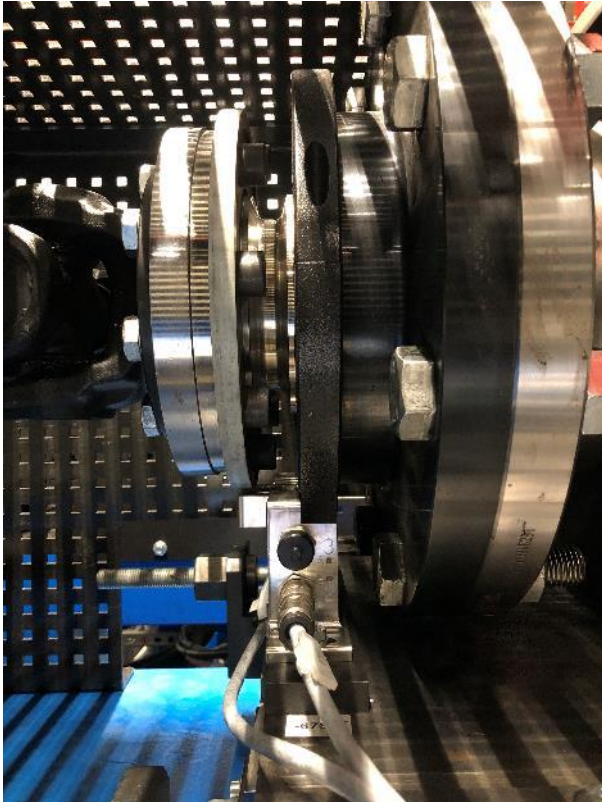


Bild 27: HBM-Drehmoment- und Drehzahlsensor Bild 28: IR-Temperatursensor

Zur Riementemperaturmessung kommen an allen neuen Prüfständen Infrarot-Sensoren der Firma Selmatec Systems GmbH, Scharnebeck (s. Bild 28) zum Einsatz. Eine „Freipust-Pneumatik“ sorgt dafür, dass der Riemenabrieb nicht die Sensor-Optik abdeckt.

Die 2017 beschaffte Schallmesskamera wird zur Identifikation der Schallentstehung an vorhandenen Prüfständen oder an Riemenapplikationen bei Kunden eingesetzt. Die Bilder 29 und 30 zeigen den Einsatz am VDA-Geräusch-Prüfstand. Die störenden Reflexionen an den Metallwänden unterstreichen die Notwendigkeit, die Prüfraumwände mit Schalldämmung zu versehen.



Bild 29: Schallmesskamera vor VDA-Geräusch-Prüfstand in einer Metallzelle

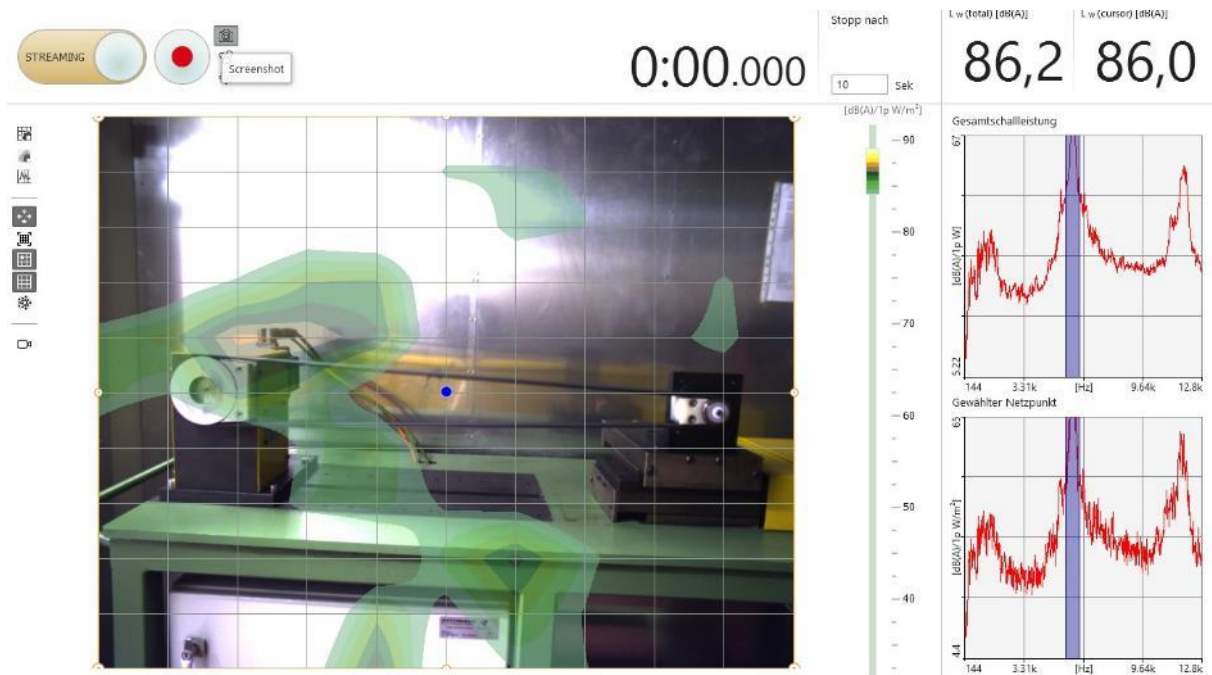


Bild 30: Schallbild mit Identifikation der Entstehung des 5kHz-Quietsches am Abtriebs Scheibenaustritt (aufgrund Zellwand-Reflexionen etwas verschoben gegenüber Keilrippenriemen)

Die Darstellung weiterer Sensoren für Weg-, Abstands-, Distanz-, Füllstands-, Drehzahl-, Temperatur-, Kraft- und Vibrationsmessung würde selbst diesen ausführlichen Abschlussbericht sprengen und ist deshalb hier nicht ausgeführt.

Für die Berechnung wurde eine weitere Lizenz der Finite-Elemente-Software ANSYS über die Firma CADFEM GmbH, Grafing bei München, erworben, für Statistik und Korrelation Minitab-Lizenzen der Firma Minitab GmbH, München. Für die Prüfstand-Vernetzung kamen Komponenten der Firmen Phoenix Contact, Blomberg und Bechtle, Neckarsulm zum Einsatz. Die neue Prüffeld-Datenbank programmierte und testete die Firma t3-s, Paderborn. Die Datenbank „holt“ sich Produktinformationen aus dem Optibelt-ERP-System. Zur Einsicht der Prüfergebnisse haben alle Entwickler entsprechende Leseberechtigungen. Da die Prüfergebnisse erst im Kontext und zusammen mit anderen Entwicklungsinformationen interpretierbar sind, obliegt es den Entwicklern und der Wettbewerbsingenieurin, die Ergebnisse aufzubereiten und dann in die Projektmanagement- bzw. Wettbewerbs-Datenbank zu stellen.

2.2.3 Umsetzung des Teilvorhabens Sensorisierung, Vernetzung

Die Recherche und Auswahl der Hard- und Software erfolgte gemäß Unternehmensvorgaben (z.B. IT-Hardware), Erfahrungen mit schon vorhandenen Komponenten (z.B. HBM, Ansys, Prüffeld-Datenbank) oder nach intensiver Beratung. So gingen der Wahl der Statistik- und Korrelationssoftware mehrere Workshops mit dem auf diesem Gebiet in Deutschland führenden Institut für Maschinenelemente (IMA), Stuttgart voraus. Vor der Beauftragung für die neue Prüffeld-Datenbank wurde die alte noch in dBase programmierte Prüffeld-Datenbank

analysiert und die Findings mit den neuen Anforderungen wie der Handhabung großer Datenmengen oder der Daten- und Fotoeingabe per Tablets zu einem Lastenheft verdichtet. Für eine Vereinheitlichung der Softwarelandschaft bei Optibelt wurde außerdem eruiert, ob sich die neue Prüffeld-Datenbank nicht in das gerade in Einführung befindlichen ERP-System SAP realisieren ließe, allerdings keine auch nur annähernd funktionalen Applikationen gefunden.

Anfrage und Beschaffung liefen dann, wie bei Optibelt üblich, über den Einkauf. Die Implementierung erfolgte dann entweder durch den Prüfstands-Programmierer (z.B. Siemens AG, Niederlassung Laatzen) oder durch Messtechnik-Ingenieure des Optibelt-Prüffelds.

Bis auf eine etwas langwierige Entscheidungsfindung zur Prüffeld-Datenbank gab es in diesem Teilprojekt keine Probleme.

2.2.4 Behördliche Anforderungen des Teilvorhabens Sensorisierung, Vernetzung

Auch in diesem Teilprojekt gab es keine speziellen behördlichen Anforderungen, sondern nur die branchenüblichen wie z.B. zur CE-Zertifizierung.

2.2.5 Erfassung der Betriebsdaten des Teilvorhabens Sensorisierung, Vernetzung

Die Anwendung der Sensoren und der Prüffelddatenbank sind so vielfältig, dass hier stellvertretend nur eine beschrieben werden soll, nämlich die der Lorenz-Drehmoment-Sensoren für die Wirkungsgradmessung. Um die vorherrschende Applikation von Riemen, und zwar die in Zweischeibenapplikationen ohne Riemenumlenk- oder -spannrollen im Prüffeld nachzustellen, wurde der sogenannte Verlustleistungsprüfstand mit solchen Sensoren (Lorenz MR-12 mit Messbereich 100 Nm und Messunsicherheit $|\Delta T/T| = 0,3\% \cdot 100 \text{ Nm} = 0,3 \text{ Nm}$ für Temperaturen zwischen 25 und 40°C) in den Riemenscheiben mit $i = 1$ ausgestattet (s. Bild 31). Von der DBU, Deutsche Bundesstiftung Umwelt, im aktuell laufenden Projekt „Wirkungsgradoptimierte Keilriemenantriebe“ gefördert, vermaß Optibelt in einem umfangreichen Messprogramm die Optibelt-Haupt-Umsatzträger, ihre Wettbewerbsriemen und neue Optibelt-Entwicklungen bezüglich dieses Zweischeiben-Wirkungsgrades und der Teilverluste Schlupf s und innere Reibung $\eta_T = T_2/T_1$ gemäß der Beziehung $\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1} = \eta_T \cdot (1 - s)$. Zusammen mit der Temperatur wurden daraus in weiteren Untersuchungen Zusammenhänge für die inneren Verluste gesucht und mit Finite-Elemente-Simulationen verglichen. Ziel dieses weiteren Förderprojektes ist es, vereinfachte Formeln für allgemeine Riementreibe abzuleiten und in den Optibelt-Total-Cost-of-Ownership-Rechner zu integrieren, damit die Optibelt-Kunden ihre Energieverluste in Riementreiben abschätzen und einen Anreiz für Wirkungsgrad- und Lebensdaueroptimierung haben.



Bild 31: Lorenz-Drehmomentsensoren im Verlustleistungsprüfstand

2.2.6 Messprogramm des Teilvorhabens Sensorisierung, Vernetzung

Vom UBA wurden auch auf Nachfrage keine Vorgaben getätigt.

Bei den gemäß Kap. 2.2.5 für diesen Abschlussbericht ausgewählten, über dieses Förderprojekt hinausgehenden Wirkungsgraduntersuchungen wurden die Erkenntnisse in die Entwicklung von zwei neuen Optibelt-Riemenplattformen, nämlich für hochwertige flankenoffene Keilriemen (XE-Pro, der den X-Power inzwischen weitgehend abgelöst hat) und hochwertige ummantelte Keilriemen (Blue Power 2 und Red Power 4, die Blue Power 1 und Red Power 3 ablösen sollen) eingebracht. Dementsprechend wurden die in Bild 32 dargestellten Messwerte auf dem Verlustleistungsprüfstand (s. Bild 31) aufgenommen. Die Scheibendurchmesser sind vor allem für die ummantelten SPB-Profile konservativ an der unteren Grenze, was den Wirkungsgrad verringert und gegenüber der Messgenauigkeit $|\Delta\eta| \sim 2 \cdot |\Delta T/T| = 0,6\%$ Unterschiede besser abhob. Die Verbesserungen der Wirkungsgrade für die neuen Generationen sind trotzdem nur etwas größer als die Messunsicherheit, so dass die quantitativen Energiesparabschätzungen in Kap. 3.2 mit Vorsicht zu genießen sind.

BP SPB 2000	140/1500/518	RP SPB 2000	140/1500/513	JW SPB 2000	140/1500/509	AX XPB 2000	140/1500/575	AX XPB 2000	140/1500/636	XP XPB 2000	140/1500/584
T2 in Nm	Eta	T2 in Nm	Eta	T2 in Nm	Eta	T2 in Nm	Eta	T2 in Nm	Eta	T2 in Nm	Eta
13,04	82,43%	12,67	84,26%	13,06	88,95%	13,14	93,20%	13,12	92,86%	12,98	89,57%
18,56	87,32%	18,23	88,85%	18,51	91,94%	18,59	95,12%	18,57	94,85%	18,45	92,68%
24,06	89,83%	23,75	91,11%	23,97	93,50%	24,08	96,18%	24,04	95,82%	23,93	94,22%
29,52	91,31%	29,23	92,37%	29,44	94,40%	29,57	96,73%	29,5	96,37%	29,39	95,10%
34,99	92,39%	34,73	93,22%	34,89	94,93%	35,03	96,97%	34,96	96,69%	34,86	95,63%
40,49	93,17%	40,21	93,72%	40,36	95,32%	40,49	97,12%	40,42	96,89%	40,33	95,95%
45,95	93,64%	45,65	94,02%	45,81	95,59%	45,95	97,20%	45,87	97,00%	45,79	96,18%
51,41	93,99%	51,12	94,19%	51,25	95,78%	51,4	97,20%	51,33	97,08%	51,23	96,30%
56,86	94,26%	56,58	94,26%	56,71	95,91%	56,83	97,15%	56,79	97,08%	56,69	96,34%
62,3	94,40%	61,98	94,17%	62,14	95,98%	62,26	97,04%	62,22	97,05%	62,12	96,31%
67,74	94,51%	67,39	93,93%	67,56	95,98%	67,69	96,90%	67,66	96,95%	67,54	96,21%
73,15	94,51%	72,83	93,55%	72,99	95,93%	73,1	96,71%	73,09	96,80%	72,96	96,03%
78,55	94,45%			78,39	95,85%	78,49	96,43%	78,48	96,60%	78,36	95,72%
83,95	94,38%			83,78	95,70%	83,88	96,05%	83,88	96,34%	83,73	95,21%
89,34	94,26%			89,17	95,45%	89,26	95,45%	89,25	95,93%	89,13	94,59%
94,66	94,06%			94,52	95,11%			94,62	95,39%		
99,97	93,77%										
105,29	93,43%										

Bild 32: Messwerte für Optibelt-High-Runner (ummantelt alt: BP, RP, flankenoffen alt: XP)

und ihre Weiterentwicklungen (ummantelt: JW, flankenoffen: AX), jeweils Profil SPB bzw. XPB, Riemenlänge 2000 mm, Scheibendurchmesser 140 mm, Drehzahl 1.500 rpm, Vorspannkraft um 500 N (SPB) bzw. um 600 N (XPB)

Ein genauerer Blick auf die Messwerte in Bild 32 zeigt, dass die Wirkungsgrade η bei geringem Lastmoment T_2 gering sind und zudem von Riemen zu Riemen deutlich schwanken (82-93% für 13 Nm, s. auch Bild 49). Das liegt an den hier dominierenden inneren Verlusten, die durch die Biegung um die und die Stauchung in den Keilriemenscheiben entstehen. Diese hängen kaum vom Lastmoment, wohl aber von den – hier fixen – Scheibenradien und – hier variierten – Riemeneigenschaften ab. Bei solch geringer Teillast laufen gemäß Optibelt-Erfahrung etliche Riemenapplikationen, teils unvermeidbar wegen wechselnder Lastgröße, teils vermeidbar durch Überdimensionierung. Wenigstens für letzteres wäre es hilfreich, die Anwender den schlechten Teillastwirkungsgrad wenigstens wissen zu lassen.

Zum Glück laufen aber die meisten Riemenapplikationen mit mittleren Lastmomenten, also bei Volllast mit bestem Wirkungsgrad. Die absolut etwa konstant bleibenden inneren Riemenverluste werden „relativ“ kleiner. Schlupf und Schlupfverluste bleiben unter 0,5%.

Keilriemen können für kurze Intervalle aber auch Überlast übertragen. Der hohe Schlupf und ein damit etwas absinkender Wirkungsgrad wird für solch kurze Zeit aber hingegenommen oder – als Überlast-Rutsch-Kupplung – sogar bezweckt.

2.3 Teilvorhaben Modularisierung von Prüfständen

2.3.1 Ziele des Teilvorhabens Modularisierung von Prüfständen

Zum Vermeiden erst ausfallanfälliger, dann staubansetzender Prüfstand-Exoten verabschiedete Optibelt eine Standardisierung und damit Modularisierung von Antrieben, Sensoren und Temperiereinheiten, deren Praktikabilität mit drei im Förderprojekt aufzubauenden Spezialprüfständen für Verbrennungsmotorsimulation, Geräusch und Landtechnik-typische Mehrscheiben-Riementriebe gezeigt werden sollte. Als Entwicklungsziel sollten diese applikationsnäheren Prüfungen die Lebensdauer um 10% erhöhen, was über alle Optibelt-Riemen $10\% \times 9.000 \text{ to.} = 900 \text{ to.}$ Gummi pro Jahr als Material und damit Sondermüll sparen würde.

2.3.2 Technische Lösung des Teilvorhabens Modularisierung von Prüfständen

Für automobile Nebenaggregate-Antriebe mit Keilrippenriemen schreibt die Norm SAE J2432 fünf verschiedene Riementrieb-Layouts zum Testen von Geräusch und Reibwert der Riemen-Rippen- und der -Rücken-Oberfläche gegenüber trockenen und wasserbenetzten Stahlscheiben sowie für Heiß- und Kaltzyklen vor. Optibelt als eher kleiner Riemenhersteller mit Automotive als nur einer von fünf Zielbranchen war hier im Konflikt, ohne solche Tests von OEM keinen Zuschlag zu bekommen, fünf Spezialprüfstände sich aber weder leisten noch sie auslasten zu können. Deshalb wurde ein modularer Prüfstand konzipiert,

- auf dessen Basisplatte umschaubare Module alle fünf Layouts mit realisieren,
- dessen Einhüllung sowohl die definierten heißen als auch kalten Bedingungen erlaubt und
- dessen Servoantriebe die Antriebsdrehzahl-Pulsation als auch das Lastmoment erzeugen.

Der modulare Aufbau ist in den Bildern 33 (Geräuschmessung) und 34 (Reibwertmessung Rippen gegen trockene Scheibe) zu sehen. Diese Aufbauten wurden in eine doppelwandige Klimakammer gesteckt (s. Bild 35), die sowohl den Heiß- als auch Kaltbetrieb mit Sicht erlaubt. Die Basisplatte selber ist von mäanderartigen Kanälen für Kühl- bzw. Heizmedien durchzogen. Die Temperierung war allerdings im Förderprojekt nicht vorgesehen und ist erst einmal zurückgestellt. Die Drehzahl-Pulsation wurde von der Fa. Siemens AG, Niederlassung Laatzen mit industrieeüblichen Servoantrieben realisiert durch einen einfachen Trick: Statt zur Drehzahlpulsation die industrieeüblich langsame Drehzahlregelung durch eine teure Sonderlösung zu ersetzen, wird die industrieeüblich schnelle Motorstromregelung mit einem Sollwert-Sinus-Signal versehen und dessen Amplitude solange verändert, bis die gewünschte Drehzahlpulsations-Amplitude erreicht ist. Die nur elektrisch mit dem Antriebsmotor (s. Bild 36) erzeugte Drehungleichförmigkeit konnte nachgewiesen werden.

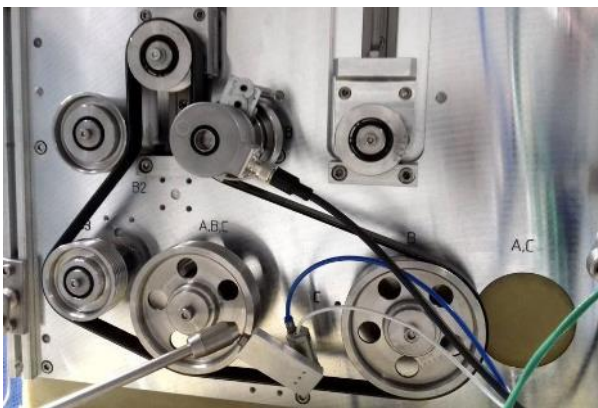


Bild 33: Geräuschmessungs-Layout

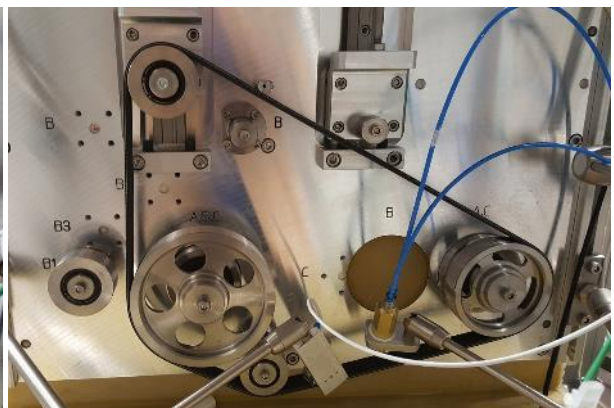


Bild 34: Reibwert-Messungs-Layout

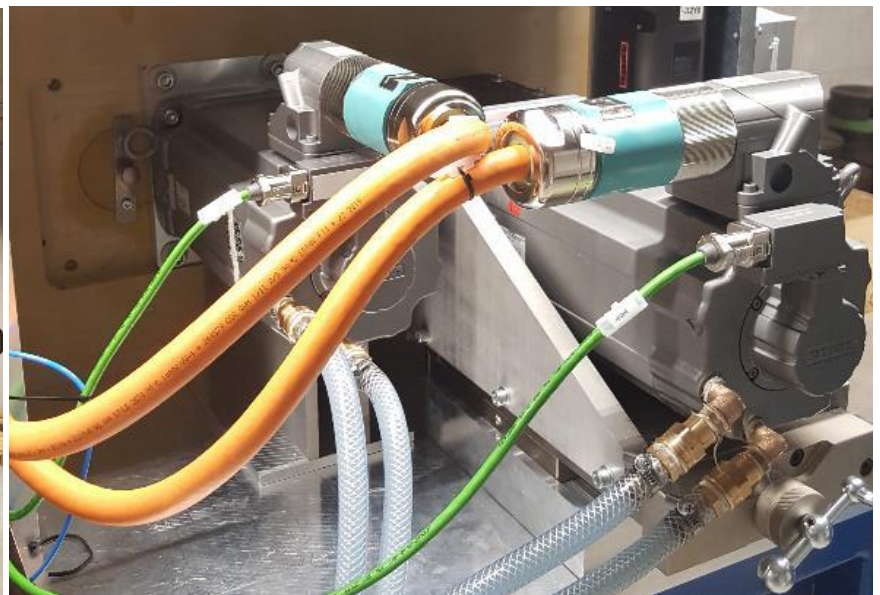


Bild 35: SAE-Geräusch- & Reib- Bild 36: Motoren SAE-Geräusch- & Reibwert-Prüfstand, links

wert-Prüfstand, Klimakammer der drehunförmigkeitserzeugende Motor, rechts Lastmotor Neben den SAE-Layouts wurden weitere konzipiert für „Hochschlupfriementriebe“, wie sie zunehmend in energiesparenden Dreizylinder- oder Hybridantrieben in Pkw zum Einsatz kommen.

Allerdings zeigte sich, dass mit an die SAE J2432 angelehnten Layouts der Reibwert bei Hochschlupf-Keilrippenriemen-Trieben nicht wirklich ergründet werden kann. Er nimmt nämlich in einem Maße zu, dass nicht wie bei herkömmlichen Keilriemen-Trieben bei Überlast der Schlupf unkontrolliert zunimmt und den Riemen thermisch zerstört, sondern aufgrund der Drehzahlpulsation der Keilrippenriemen immer wieder „greift“ und kurze Phasen – z.B. für Boosts – thermisch überlebt. Deshalb konzipierte Optibelt mit ähnlichem Modulkonzept einen unkonventionellen Reibwert-Prüfstand, bei dem der Riemen still steht - und an dem so die Trumkräfte leicht mit Gewicht aufzubringen bzw. mit statischen Kraftsensor zu messen sind – und die Scheibe den Schlupf mit der Differenzdrehzahl abbildet (s. Bild 37). Mit diesem Aufbau in einem Klimaschrank lassen sich nun in weitem Bereich Umschlingungswinkel, Schlupfgeschwindigkeit, Kräfte, Temperaturen und Feuchte einstellen.

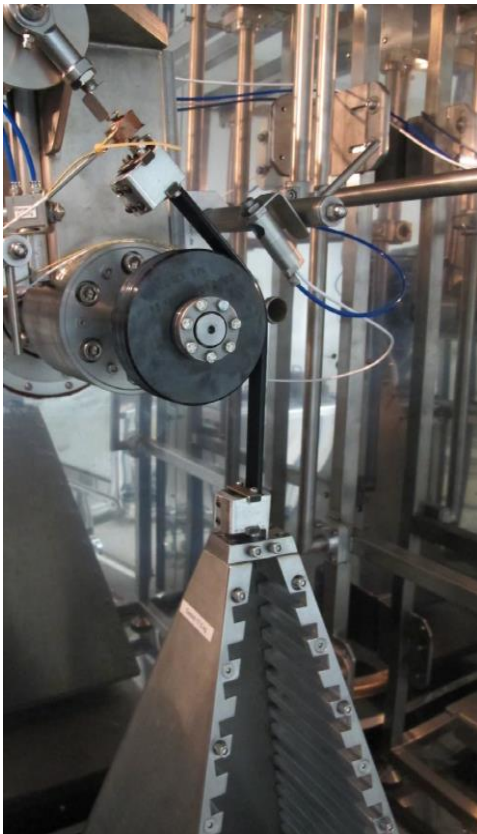


Bild 37: modularer Reibwert-Prüfstand: Riemen ruhend zwischen Kraftsensor und variablem Gewicht, Schlupf durch Scheibendrehung

Für die Drehzahlpulsation überlagert wieder ein Planetengetriebe die Schlupfgeschwindigkeit des Motors am Getriebeantrieb mit der einer Kurbelschwinge am Getriebegehäuse (s. Bild 38).



Bild 38: Antriebe des Reibwert-Prüfstands:

vorn links „Pulsationsmotor“ via Kurbelschwinge zu Getriebegehäuse, hinten links „Schlupfmotor“ an Getriebeantrieb, rechts Verstellmotor für Umschlingungswinkel

Nachdem anfängliche Schwächen wie das Pendeln des Gewichts abgestellt und der Prüfstand unter Normbedingungen mit dem Prüfstand gemäß SAE J2432 abgeglichen wurde, stehen nun grundlegende Reibwertuntersuchungen im Rahmen von Produktentwicklungen an, z.B. warum die in Kap. 2.2 beschriebenen neuen Highend-Keilriemen höhere Vorspannkräfte benötigen und wie das eventuell abgestellt werden kann.

Der dritte im Teilvorhaben realisierte Prüfstand ist der sogenannte Landtechnik-Funktionsprüfstand. Die hier genutzten Kraftbänder, d.h. durch eine Deckplatte auf dem Rücken zusammengehaltene Keilriemen, laufen nämlich selten im Zweischeibenbetrieb, sondern üblicherweise mit vielen Umlenkrollen, mit hydraulisch oder per Feder betätigter Spannrolle und oft mit mehr als einer Abtriebscheibe, die die Leistung vom Motor im Heck auf mehrere Arbeitsaggregate im Vorder- oder Mittelteil der Landtechnik-Maschine überträgt. Um das realitätsnaher schon auf einem Prüfstand testen zu können, wurde ein modularer Prüfstand mit einem 100-kW-Antriebs- (in Bild 39 rechts) und zwei Lastmotoren realisiert. Dabei wird die Hauptleistung wieder via Verspannriemen „im Kreise geschickt“, so dass der Hauptabtriebsmotor (in Bild 39 links) klein gehalten und die Antriebsleistung auf 200 kW verstärkt wird. Der Nebenabtriebsmotor (in Bild 39 Mitte) hat ebenfalls 100 kW Nennleistung, um mit dem Prüfstand auch schnelle Lastwechsel via Motor-Generator-Prüfstand testen zu können.

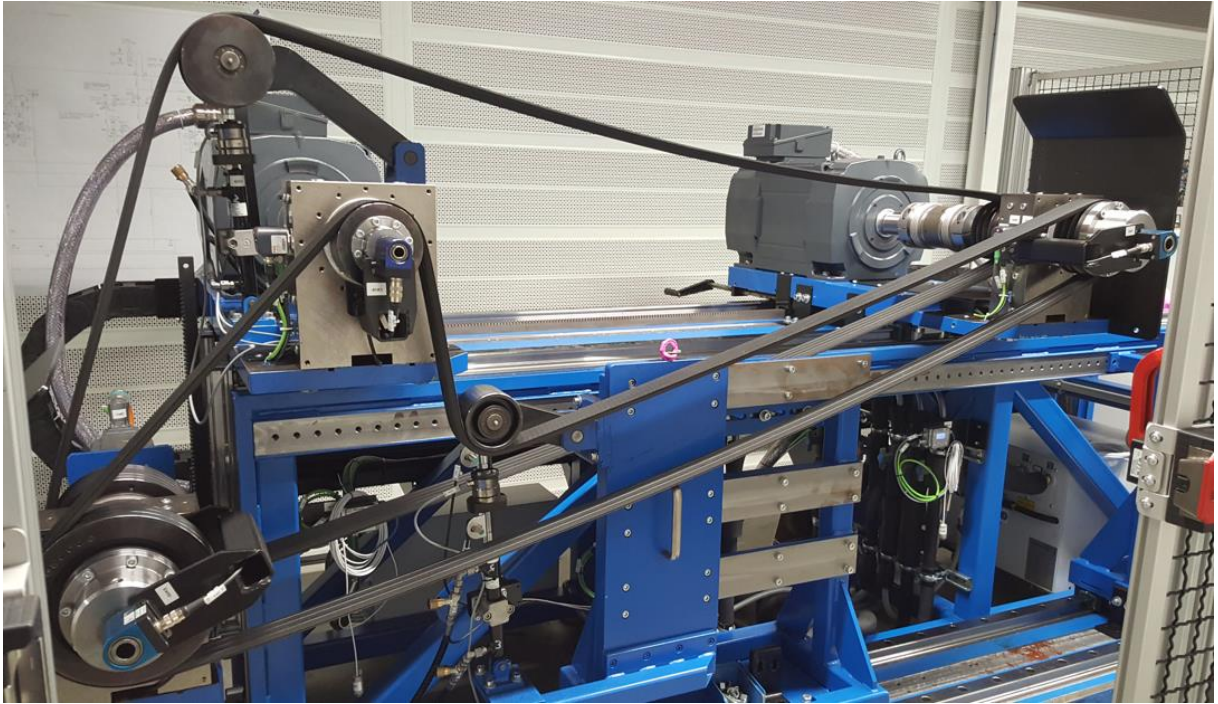


Bild 39: Funktionsprüfstand mit erstem Layout mit 2 Abtrieben mit gleicher Drehrichtung

Während das erste Layout (s. Bild 39) typisch für Hauptantriebs-Riementriebe ist, wird im zweiten Layout (Bild 40) der Drehrichtungswechsel für gegeneinander drehende Walzen simuliert. Das dritte Layout (s. Bild 41) mit einer großen Anzahl von Umlenkrollen und einer zentralen Drehpunktscheibe ist charakteristisch für den Antrieb höhenverstellbarer Fronttrommeln zum „Erntegut-Sammeln“. Schließlich lässt sich der Prüfstand auch noch ganz einfach mit Antriebsmotor und Nebenabtriebsmotor als Motor-Generator-Prüfstand betreiben. Bild 42 zeigt einen Aufbau mit Zwischen-Zahnrad-Standgetrieben, die die Motordrehzahl bis 3.000 rpm ins Schnelle bis 10.000 rpm übersetzen, was z.B. der Antriebsdrehzahl von Variator-Getrieben in All Terrain Vehicles (ATV) entspricht. Da unter die Variatorscheiben (s. Bild 42 oben) keine Lorenz-Drehmoment-Sensoren passen, sind konventionelle Drehmoment-Sensoren an den Motoren angebracht. In einem Kalibrier Aufbau (s. Bild 42 unten) werden die Wirkungsgrade der Zahnradgetriebe samt ihrer Lager bestimmt.



Bild 40: Funktionsprüfstand im zweiten Layout mit Rückenrollen-Nebenantrieb

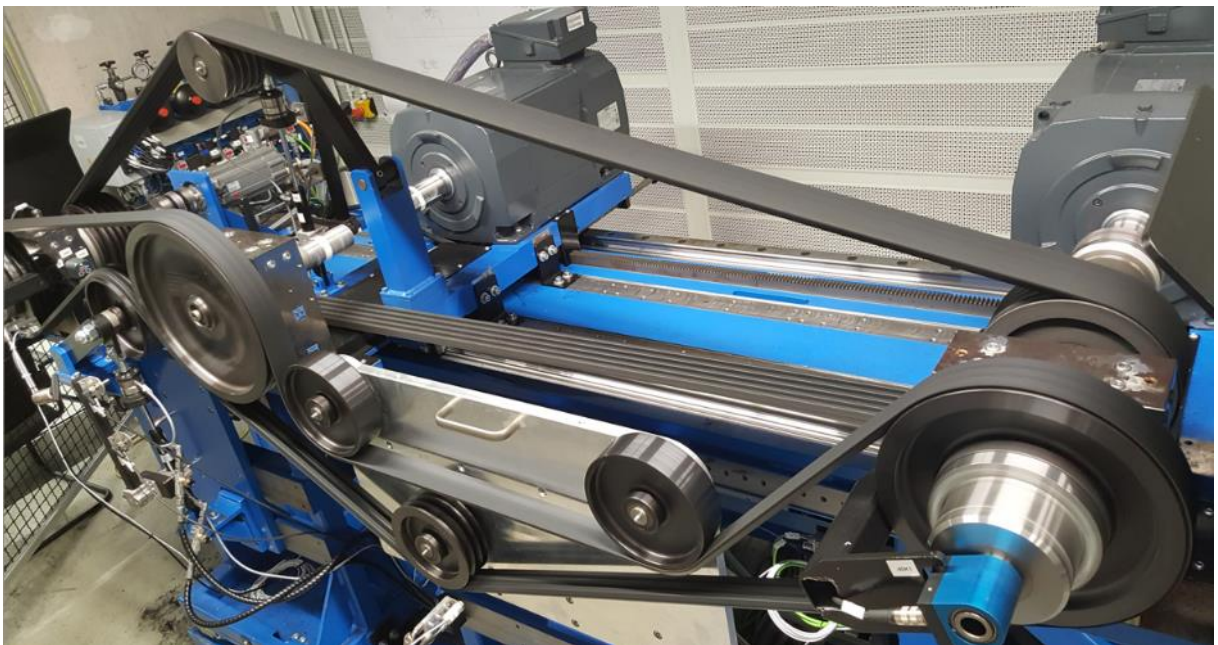


Bild 41: Funktionsprüfstand im dritten Layout mit vielen Umlenkrollen

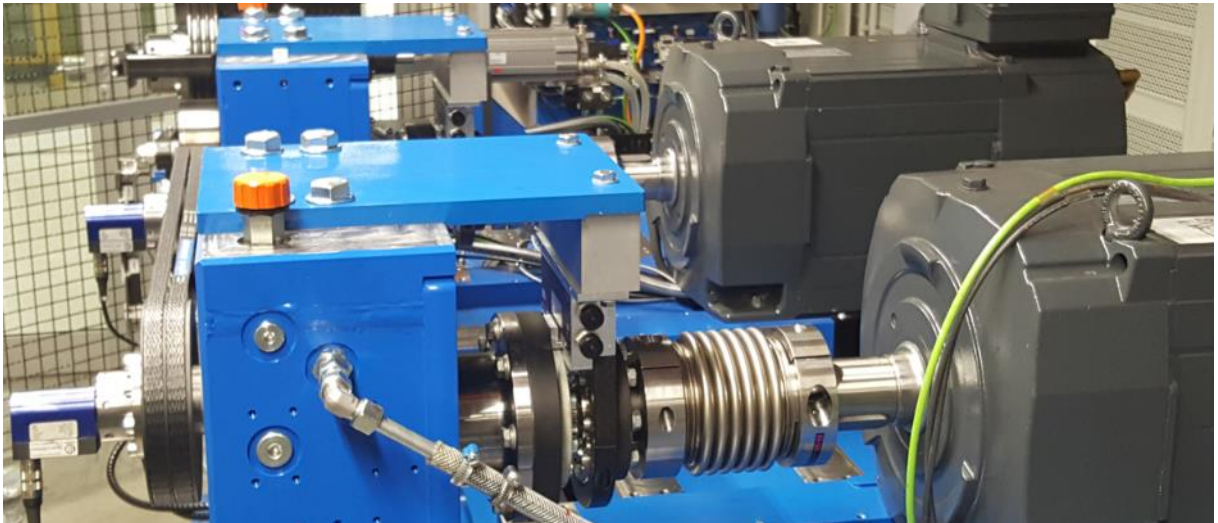
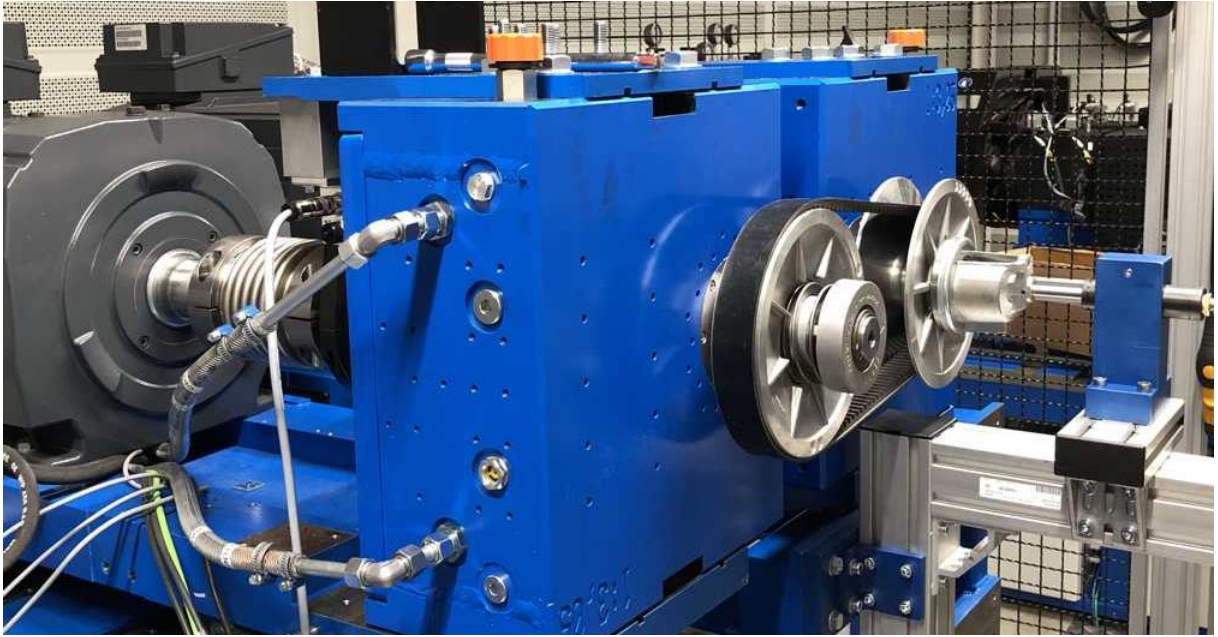


Bild 42: Funktionsprüfstand viertes Layout mit hochtourigem Variatorgetriebe oben, Kalibrierbau unten

2.3.3 Umsetzung des Teilvorhabens Modularisierung von Prüfständen

Zur Konzeption des Reibwert-Prüfstands erfolgte eine intensive Diskussion mit der für die Simulation automobiler Riemenantriebe weltweit führenden Firma Contecs Engineering Services GmbH, Berlin.

Analog zur Vorgehensweise in Kap. 2.1 wurden die Hauptspezifikationen bzgl. Leistung, Übersetzung, Drehzahlen und Drehmomente mit den kommerziell verfügbaren Komponenten, insbesondere Getrieben und Lagern, abgeglichen, zu einem Lastenheft verfeinert und dieses Landtechnik-Kunden vorgestellt.

Nach Fertigstellung des so aufeinander abgestimmten Lastenhefts und Grobkonzepts er-

folgte Optibelt-intern die mechanische und Elektrotechnik-Konstruktion, die Anfrage und Beauftragung der Komponenten, des mechanischen Aufbaus und des Schaltschranks.

Nach Vor-Ort-Abnahme des mechanischen Aufbaus erfolgten die Aufstellung im Prüffeld, die Verkabelung, Programmierung, Schutzzaunerrichtung, Inbetriebnahme und das „Debugging“. Die SPS des Funktionsprüfstandes wurde diesmal durch Optibelt selbst programmiert, die beiden anderen wieder extern.

Derzeitiger Stand ist, dass alle drei Prüfstände mit Festscheiben im avisierten Leistungsbereich laufen. Für das vierte Layout des Funktionsprüfstandes zeigte sich, dass aufgrund mangelnder Optibelt-Applikationskenntnisse bei ATV mit den gewählten Prüfbedingungen und ATV-Variatorscheiben einfach kein Riemen „kaputtzuprüfen“ war. Deshalb versucht Optibelt derzeit, mit einem ATV-Verleiher die Betriebsbedingungen für extreme ATV-Beanspruchung herauszumessen.

2.3.4 Behördliche Anforderungen des Teilvorhabens Modularisierung von Prüfständen

Auch in diesem Teilprojekt gab es keine speziellen behördlichen Anforderungen, sondern nur die branchenüblichen wie z.B. zur CE-Zertifizierung.

2.3.5 Erfassung der Betriebsdaten des Teilvorhabens Modularisierung von Prüfständen

Für den Geräuschprüfstand läuft die Betriebsdatenerfassung gemäß Norm SAE J2432.

Für den Reibwertprüfstand ist Optibelt noch mitten in den Grundsatzversuchen, aus denen später Messspezifikationen für die einzelnen Riementypen abgeleitet werden sollen.

Für den Funktionsprüfstand wurden mit den bei der Lastenhefterstellung beteiligten Landtechnik-Firmen Layouts festgelegt, die sie zur Verifikation und teilweise sogar Validierung von Optibelt-Lösungen für spezifische Applikationsprobleme akzeptieren. Wegen der Vertraulichkeit der Projekte kann hier nur verallgemeinert zur Erläuterung der in Kap. 6.1 und 6.2 aufgeführten Materialeinsparung berichtet werden:

Bei neuen Landtechnik-Maschinen traten insbesondere an den Hauptantriebsriemen Frühausfälle in Form von Deckplattenablösungen (s. Bild 43) durch Fremdkörper auf. Das ist bei der immer kompakteren Bauweise und dem Einsatzort „Acker“ zwar verständlich, aber für die Landwirte natürlich nicht akzeptabel. Zuerst wurde nach einer reproduzierbaren Simulation des „Fremdkörpereinwirkens“ gesucht und im „Stanzen“ der Keilriemendeckplatten (s. Kap. 6.2 und Bild 44) gefunden. Mit den so präparierten Riemen wurden dann die in Kap. 2.3.6 beschriebenen Standard- und Sondertests durchgeführt, und zwar sowohl für die bisherigen, nun zu Frühausfällen neigenden „Standard“-Riemen als auch solche mit einer widerstandsfähigeren Deckplatte.



Bild 43: Deckplattenablösung



Bild 44: unversehrte Deckplattenstanzung

2.3.6 Messprogramm des Teilvorhabens Modularisierung von Prüfständen

Wie in Kap. 2.3.5 erläutert, wurden sowohl an Standard- als auch Spezialriemen nach Einbringen einer den Fremdkörpereinfluss simulierenden Stanzung normale Leistungsübertragungstests auf Standard-Prüfständen (s. Bild 45) als auch Leistungsübertragungen auf dem Funktionsprüfstand mit einem der o.g. Layouts durchgeführt (s. Bild 46). Während die Standardtests ähnliche Laufzeiten erzielen, die Feldfrühausfälle also nicht adäquat abbilden, zeigt der Test auf dem Funktionsprüfstand deutliche Unterschiede zugunsten des neuen Spezialprodukts. Der Spezialriemen hat auch ein anderes Schadensbild als bei den Feldfrühausfällen (s. Bild 48). Der Spezialriemen sollte nun schneller seinen Weg in die Serie finden.

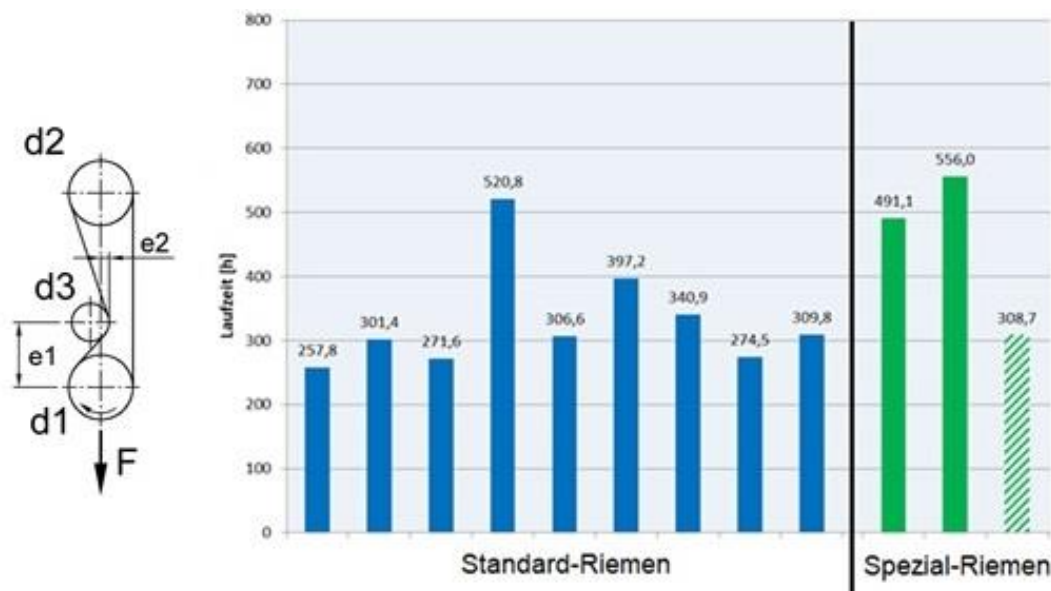


Bild 45: Laufzeiten von Standard- & Spezialriemen bei Standardtest (gestrichelt = lfd. Test)

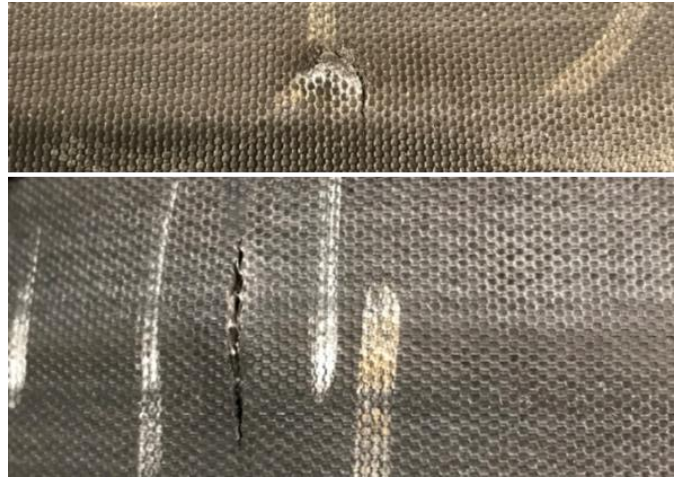
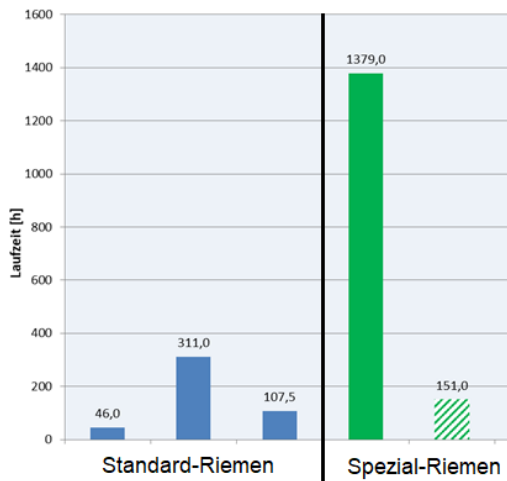


Bild 46: Standard- & Spezialriemen-Laufzeiten auf Funktionsprüfstand (gestrichelt = lfd. Test)

Bild 47: Schadensbild für Spezial-Riemens: Deckplattenanriss, an Stanzung unversehrt

Die Laufzeitdiagramme zeigen, dass im Standardtest im in Bild 45 gezeigten Testlayout mit 3 Scheiben keine Unterschiede nachgewiesen und auch die Feldfrühausfälle nicht erkannt werden können. Dagegen sind im Spezialtest mit Layout gemäß Bild 39 die Riemenlaufzeiten (vgl. Bild 46) deutlich unterschiedlich. Wichtig war auch, dass im Spezialtest die Standardriemen das in den Feldfrühausfällen beobachtete Schadensbild zeigten, die Spezialriemen aber nicht (s. Bild 47).

3 Ergebnisdarstellung zum Nachweis der Zielerreichung

3.1 Bewertung der Vorhabendurchführung

Das Vorhaben konnte erfolgreich umgesetzt. In Kap. 2 wurden bereits unerwartete Schwierigkeiten insbesondere bei der Energieeffizienz der neuen Verspannungsprüfstände und ihre Lösungen beschrieben. Für die drei Teilprojekte waren für die in den Nachfolgekapteln aufgestellten Bilanzen folgende wesentliche Ergebnisse auf der Basis der in den Kapiteln 2.1.6, 2.2.6 und 2.3.6 dargestellten Messwerte wichtig:

Teilvorhaben Prüfstände, Versorgung, Kühlung:

Wie in Kap. 2.1.1 dargelegt, sollte die Aufnahmeleistung der neuen Verspannprüfstände bei 34% Teillast nur 20% statt 60% der Prüfriemenleistung betragen, d.h. z.B. der 1.000-kW-Prüfstand soll bei 340 kW Prüfriemenleistung maximal 68 kW statt wie ein vergleichbarer Motor-Generator-Prüfstand 204 kW elektrische Leistung aufnehmen. Dieses Ziel wird in Bild 48 durch die roten gestrichelten Linien gezeigt. Die Auswertung der Messwerte aus Kap. 2.1.6 in Bild 48 zeigt, dass das sowohl am 200-kW- ($P_{el}/P_R = 19\%$) als auch am 1.000-kW-Verspann-Prüfstand ($P_{el}/P_R = 18\%$) gelungen ist. Die jeweils grünen gestrichelten Linien zeigen die vorgenommene Interpolation der Messwerte (blaue Kurve für den alten Motor-Generator-Prüfstand, orange Kurve für den neuen 200-kW-Prüfstand und gelbe Kurve für den neuen 1.000-

kW-Prüfstand). Allerdings stellte die reale Messung am alten 250-kW-Motor-Generator-Prüfstand klar, dass dieser etwas energieeffizienter ($P_{el}/P_R = 53\%$) als erwartet ($P_{el}/P_R = 60\%$) ist.

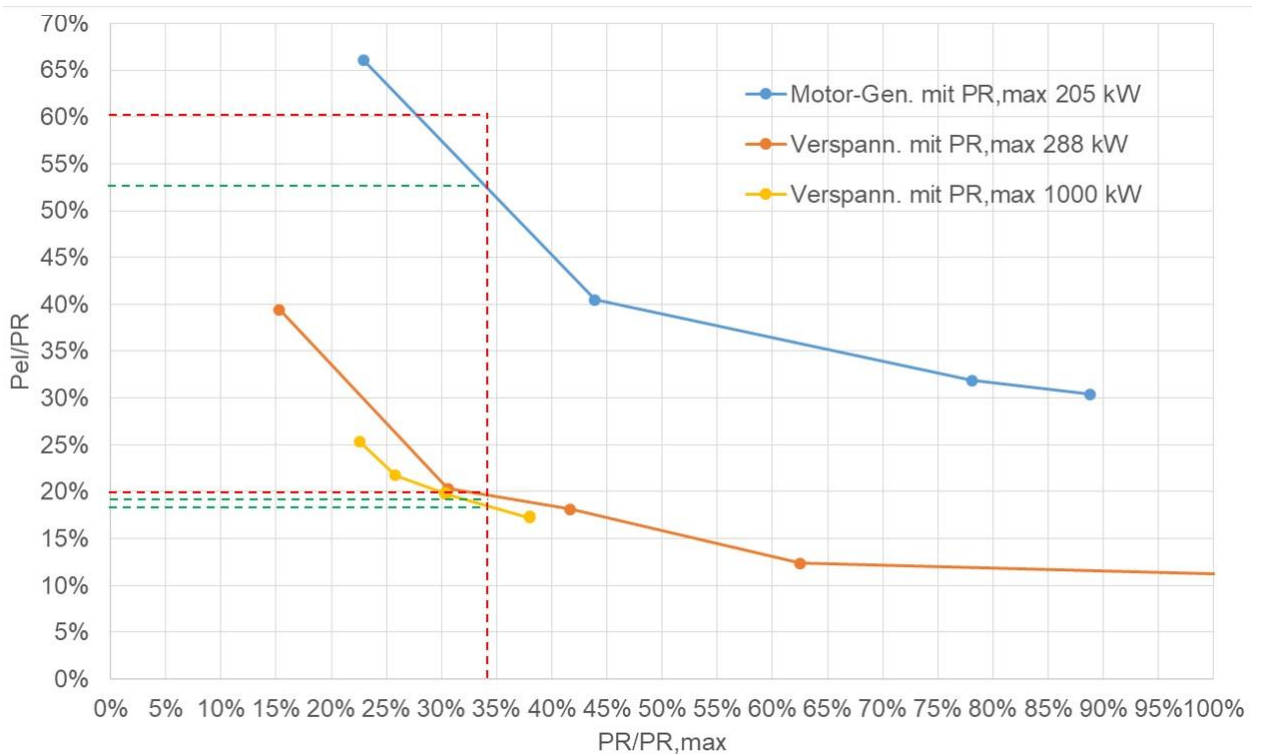


Bild 48: Energieaufnahme pro Prüfleistung bei verschiedenen Teillasten (pro max. Dauerlast) mit P_{el} als elektrische Leistungsaufnahme des Prüfstandes, P_R als Ist-Prüfriemenleistung und $P_{R,max}$ als maximal auf dem Prüfstand möglicher Prüfriemenleistung. Das Verhältnis $P_R/P_{R,max}$ charakterisiert die Teillast

Teilvorhaben Sensorisierung, Vernetzung

Die in Bild 32 aufgezeigten Messwerte sind in Bild 49 visualisiert

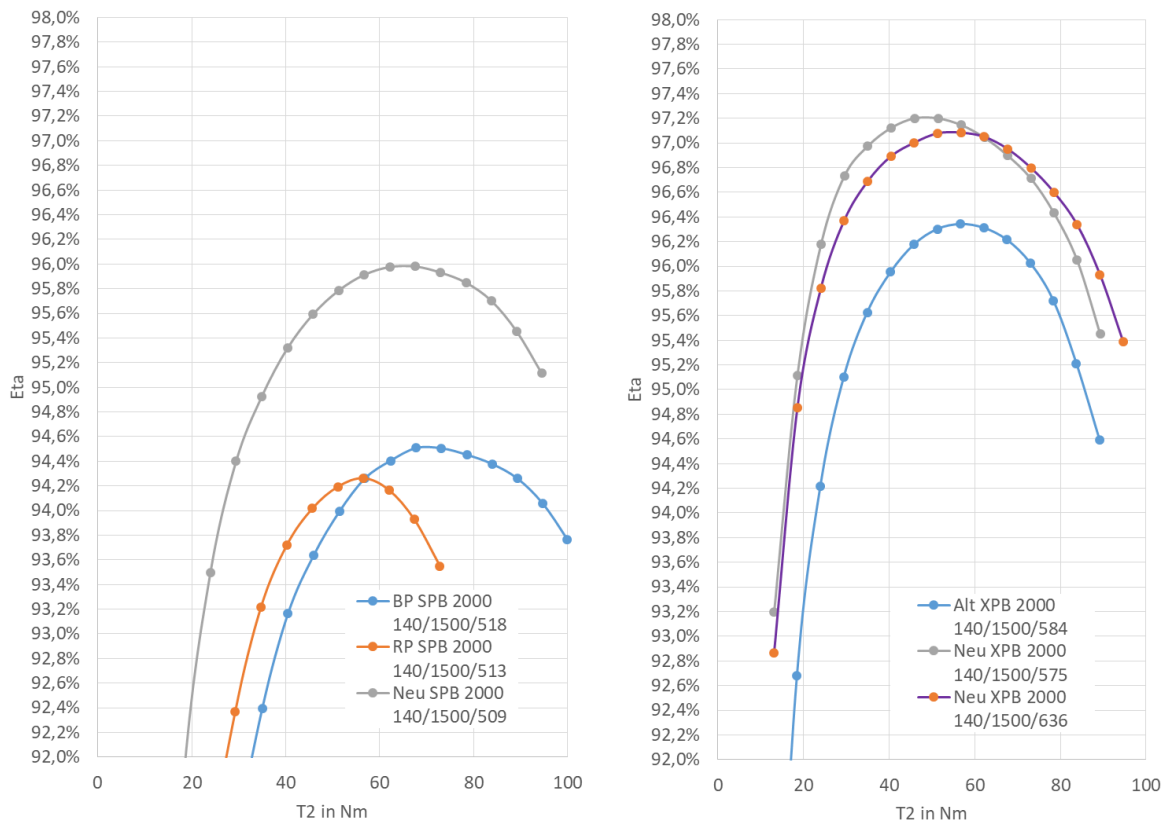


Bild 49: Wirkungsgrad ummantelter (links) und flankenoffener (rechts) Optibelt-Keilriemen

Die Darstellungen zeigen vor allem eins: DEN Riemenwirkungsgrad gibt es gar nicht, sondern nur Wirkungsgradfelder mit starker Abhängigkeit vom Lastdrehmoment, d.h. $\eta < 90\%$ für Teillasten $< 20\%$ und Maximalwirkungsgrad für Volllast (in o.g. Beispielen $T_2 \sim 60$ Nm), der bei Überlast geringfügig abfällt. In o.g. Förderprojekt wurden weitere Einflussfaktoren auf den Wirkungsgrad, wie z.B. Scheibendurchmesser, Drehzahl, Temperatur oder Vorspannkraft untersucht. Für die weiteren Abschätzungen kann aber in guter Näherung mit den in den Diagrammen dargestellten Steigerungen des Maximalwirkungsgrades von 1,4% bei ummantelten und 0,7% bei flankenoffenen Keilriemen durch den Übergang zur nächsten Optibelt-Produktgeneration (alter BP zu „Neu“ bzw. „Alt“ zu „Neu“ s. Bild 49) gerechnet werden. Hierbei ist bereits berücksichtigt, dass bei den neuen Riemengenerationen z.T. für gleiche, insbesondere aber für (ebenfalls mögliche) höhere Leistungen etwas höhere Vorspannkraft nötig sind und damit leicht erhöhte innere Riemen- und Lagerverluste entstehen (s. Bild 49 rechts „Neu“ mit 636 N gegenüber „Neu“ mit 575 N sowie „Alt“ mit 584 N Vorspannkraft).

Teilvorhaben Modularisierung von Prüfständen

Im Sinne einer übersichtlichen Darstellung sind Versuchsaufbau, Messergebnisse und grafische Auswertung für die auf dem Funktionsprüfstand untersuchten Fremdkörper-resistentere Spezialriemen bereits in den Kap. 2.3.5 und 2.3.6 zusammenfassend dargestellt.

3.2 Stoff- und Energiebilanz

Wie in Kap. 2.1.1 dargelegt, wurde zu Projektstart mit einer Einsparung von 1,1 Mio. kWh pro Jahr gegenüber fiktiven Motor-Generator-Prüfständen gleicher Leistung gerechnet. In den Kap. 2.1 und 3.1 wurde jeweils mit dem alten 250-kW-Motor-Generator-Prüfstand verglichen, der 2020 laut Prüffelddatenbank (s. Kap. 2.2) 7.130 Stunden, d.h. mit 81% Auslastung, mit Riemeninspektion und Prüfstandwartung also quasi „durch“ lief (s. Bild 49).

Jan	Feb	Mrz	Apr	Mai	Jun	Jul	Aug	Sep	Okt	Nov	Dez	2020
721	575	511	648	552	743	648	344	425	576	622	765	7.130

Bild 49: „Laufstunden“ des 250-kW-Motor-Generator-Prüfstandes im Jahre 2020

Es wurde das Jahr 2020 für die Auslastungsermittlung gewählt, weil zu dieser Zeit die neuen Prüfstände noch nicht voll in Betrieb waren, aber schon viele Prüfungen für Variatorriemen-Entwicklungen erfolgten. Da Variator-Projekte „Schlange“ stehen und ein Ende nicht in Sicht ist, wird auch der 200-kW-Verspannprüfstand in gleicher Zeitauslastung laufen, und zwar zeitnah mit einer Leistung von 220 kW. Für diese $220/288 = 76\%$ Teillast nimmt gemäß Bild 48 der Verspann-Prüfstand $12\% \cdot 220 \text{ kW} = 26,4 \text{ kW}$, das fiktive Pendant $33\% \cdot 220 \text{ kW} = 72,6 \text{ kW}$ auf, was zu einer Energieeinsparung von $7.130 \text{ h} \cdot (72,6 - 26,4) \text{ kW} = 329.406 \text{ kWh}$ führt. Der 1.000-kW-Prüfstand findet gleichermaßen „Beschäftigung“, allerdings mit vom Kunden geforderten 350-/210-kW-Zyklusbetrieb. Die Zykluszeiten werden abhängig von der Riementemperatur festgelegt und hier mit 50:50, d.h. mittlere Leistung 280 kW angenommen. Es ergeben sich bei Teillast $280/1000 = 28\%$ eine Energieaufnahme von $20\% \cdot 280 \text{ kW} = 56 \text{ kW}$ für den 1.000-kW-Verspann-Prüfstand, $60\% \cdot 280 \text{ kW} = 168 \text{ kW}$ für das fiktive Pendant sowie eine Energieeinsparung von $7.130 \text{ h} \cdot (168 - 56) \text{ kW} = 798.560 \text{ kWh}$. Beide Prüfstände sparen also die avisierten 1,1 Mio. kWh pro Jahr ein. Mit einem CO_2 -Äquivalent von 468 g CO_2/kWh (s. Kap. 3.3) entstehen damit 515 to. CO_2 pro Jahr weniger im Vergleich zur Realisierung der beiden Prüfstände nach Stand der Technik. Hinzu kommen noch die nicht nachgemessenen und deshalb hier nicht quantitativ abgeschätzten Energieeinsparungen von Funktionsprüfstand (s. Kap. 2.3) und zwei 55-kW-Verspannprüfständen, die außerhalb des Förderprojektes umgesetzt und vollständig von Optibelt finanziert wurden. Es ist für Motor-Generator-Prüfstände kein neuer Stand der Technik bekannt, in guter Näherung werden heute gebaute Motor-Generator-Prüfstände bestenfalls ähnlich energie(-in-)effizient sein wie der betrachtete neun Jahre alte 250-kW-Prüfstand, insbesondere da an diesem Vorspannungsaufbringung (händisch) und Motorkühlung (über die Umgebungsluft) nicht in der Energiebilanz enthalten sind sowie weniger Messtechnik verbaut ist.

Die zweite, noch umfangreichere Energieeinsparung wird in der Kundenapplikation durch den höheren (Maximal-)Wirkungsgrad neuerer Riemengenerationen (s. Kap. 3.1) erzielt. Im Projektantrag wurden dafür 1.500 Mio. kWh durch eine 0,1% Steigerung bei allen 30 Mio. Optibelt-Riemen pro Jahr abgeschätzt (s. Kap. 2.1.1). Mit den tatsächlichen Steigerungen allein bei den in der Zwischenzeit entwickelten High-End-Keilriemen, nämlich 1,4% bei den

ummantelten und 0,7% bei den flankenoffenen, ist selbst für die eher kleinen diesbezüglichen Stückzahlen (2018 1 Mio. Rippen für die ummantelte High-End-, 7 Mio. Rippen für die flankenoffenen High-Endriemen) die Energieeinsparung mit 1.800 Mio. kWh noch größer:

Ein Red-Power-SPB überträgt bei 140 mm Scheibendurchmesser und 1.500 rpm bis zu 9 kW. Bei applikationstypischen 5 kW und 5.000 Einsatzstunden ist die Energieeinsparung $1 \text{ Mio.} \cdot 1,4\% \cdot 5 \text{ kW} \cdot 5.000 \text{ h} = 350 \text{ Mio. kWh}$. Das entspricht 164 kto. weniger CO₂-Ausstoß.

Ein X-Power XPB überträgt bei 140 mm Scheibendurchmesser und 1.500 rpm bis zu 11 kW. Bei applikationstypischen 6 kW und 5.000 Einsatzstunden ist die Energieeinsparung $7 \text{ Mio.} \cdot 0,7\% \cdot 6 \text{ kW} \cdot 5.000 \text{ h} = 1.470 \text{ Mio. kWh}$. Das sind 688 kto. weniger CO₂-Ausstoß.

Die Gesamtsumme von 852 kto. weniger CO₂-Ausstoß vermindert den gesamtdeutschen CO₂-Ausstoß immerhin um 0,11%. Die Energieeinsparung erreicht also eine volkswirtschaftliche Dimension.

Bild 50 veranschaulicht grafisch die Verluste dieser Keilriemen und die Energieeinsparung durch den Übergang von der alten zur neuen Produktgeneration.

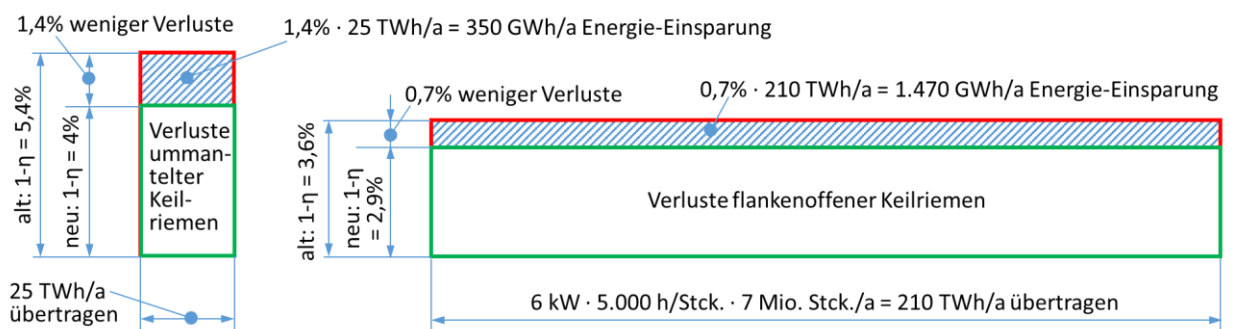


Bild 50: Verluste der Optibelt-High-End-Keilriemen und Energieeinsparung

Zwar ist bei in Applikationen häufig anzutreffenden größeren Scheibenradien der Riemenwirkungsgrad höher und damit die Wirkungsgradvorteil der neuen Produktgenerationen kleiner, allerdings ist auch die übertragene Leistung höher, so dass sich mindestens etwa gleiche Energieeinsparpotentiale ergeben.

Neue Entwicklungen auch für Basis-Riemen werden gerade wirkungstechnisch validiert und bieten bei ähnlicher Wirkungsgrad-Verbesserung aufgrund der viel höheren Stückzahl noch höhere Energieeinsparpotentiale. Ein weiteres, hier nicht quantifiziertes Energiesparpotential bietet die höhere Leistungsfähigkeit der neuen Riemengenerationen.

Genau hier setzt das dritte Teilvorhaben an: 2018 verkaufte Optibelt 1.075 to. ummantelte und 943 to. flankenoffene Highend-Keilriemen. Die höhere Leistungsfähigkeit der neuen Generationen schlägt sich in Prüffeldtests in den im Bild 51 gezeigten höheren mittleren Lebensdauern (L_{h50}) nieder.

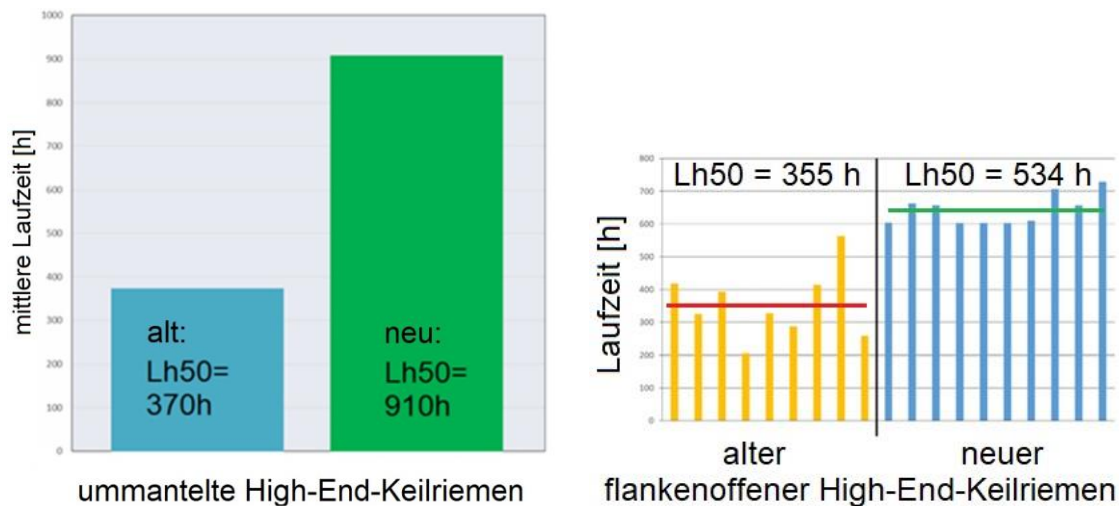


Bild 51: mittlere Lebensdauer alter und neuer High-End-Keilriemen im Prüffeldversuch

Bei Übertragung dieser Prüffeld-Lebensdauer auf die Feldapplikationen würden entsprechend weniger langlebige Riemen benötigt und 954 to. Gummi müssten weniger entsorgt werden, und zwar bei

- ummantelten Highend-Keilriemen $1.075 \text{ to.} \times (1 - 370 \text{ h} / 910 \text{ h}) = 638 \text{ to. Gummi}$,
- flankenoffenen Highend-Keilriemen $943 \text{ to.} \times (1 - 355 \text{ h} / 534 \text{ h}) = 316 \text{ to. Gummi}$.

D.h. das in Kap. 2.3.1 genannte Materialsparziel von 900 to. Gummi pro Jahr wäre erfüllt.

Mit dem in Kap. 3.3 genannten CO₂-Äquivalent von 4,02 kg CO₂ pro 1 kg Gummi würden jährlich bei ummantelten High-End-Keilriemen 2.565 to. CO₂, bei flankenoffenen High-End-Keilriemen 1.270 to. CO₂ gespart.

In der Praxis begrenzen aber eher unsachgemäße Installation, Überlast, zu hohe Umgebungstemperatur oder Fremdkörper die Lebensdauer oder die höhere Leistungsfähigkeit wird bauraumtechnisch in Form von weniger Rippen pro Antrieb genutzt. Für ersteres hat Optibelt nicht genügend Felddaten, bei letzterem wird „nur“ ca. 15% Material eingespart. Deshalb sei hier auf die in den Kap. 2.3.5 und 2.3.6 dargestellte Frühausfallreduzierung bei Kraftbändern für die Landtechnik hingewiesen. Optibelt verkaufte 2018 an Landtechnikkunden und -handel 1.012 to. Midrange- und Highend-Kraftbänder. Die Frühausfallquote wird mit 10% angenommen, die Frühausfallzeit mit 10% der Normallebensdauer – reale Zahlen sind uns natürlich nicht bekannt, aber bei unkritischeren Frühausfallquoten wäre das Projekt wohl weniger dringend gewesen. Damit würden $10\% \times 1.012 \text{ to.} \times (1 - 1/10) = 91 \text{ to. Gummi}$ pro Jahr mit den neuen Fremdkörper-unempfindlicheren Kraftbändern gespart.

Letzteres spart 366 to. CO₂ pro Jahr. Die Gesamt-CO₂-Einsparung durch langlebigere und robustere Riemen beträgt damit 4.201 to. CO₂ pro Jahr.

3.3 Umweltbilanz

Da sich in den bisherigen Kapiteln alle Optibelt-Umsatz- und Mengenangaben auf 2018 beziehen, bleibt 2018 auch für die volkswirtschaftliche Einordnung das Bezugsjahr.

Laut Statistischen Bundesamt ² verbrauchten alle 41,4 Mio. Haushalte in Deutschland 128.819 Mio. kWh Strom. Mit 83,02 Mio. Einwohnern in Deutschland³ waren das 1.552 kWh pro Einwohner.

Im Teilvorhaben Prüfstände, Versorgung, Kühlung kommen zur Einsparung von 1,1 Mio. kWh noch 30% weniger Energieaufwand für Kühlung hinzu. Die so eingesparten 1,4 Mio. kWh pro Jahr entsprechen also dem privaten Stromverbrauch von 902 Einwohnern, also ungefähr der Mitarbeiterzahl im Optibelt-Stammwerk in Höxter.

Im Teilvorhaben Sensorisierung, Vernetzung werden die Optibelt-Kunden bei Umstellung auf die neuen High-End-Optibelt-Keilriemen mit höherem Wirkungsgrad 1.800 Mio. kWh pro Jahr einsparen, was dem privaten Stromverbrauch von 1,2 Mio. Einwohner in Deutschland entspricht.

Im Teilvorhaben Modularisierung von Prüfständen wurde ein Materialeinsparpotential von 954 to. Gummi pro Jahr für o.g. langlebigere High-End-Keilriemen und 91 to. Gummi für Fremdkörper-resistentere Landtechnik-Kraftbänder abgeschätzt. 954 to. Gummi reichen für 106.000 Pkw-Reifen, 91 to. Gummi für 10.100 Pkw-Reifen mit durchschnittlich 9 kg⁴. Selbst mit letzterem lassen sich mehr Pkw ausrüsten als Optibelt Mitarbeiter hat.

Rechnet man mit 468 g CO₂/kWh im 2018er-Strommix in Deutschland ⁵ und 4,02 kg CO₂ pro kg synthetischem Gummi ⁶, liegt die jährlichen CO₂-Einsparung im Teilprojekt

1. Prüfstände, Versorgung, Kühlung: 650 to. CO₂ durch 1,4 Mio. kWh,
2. Sensorisierung, Vernetzung: 852 to. CO₂ durch 1.800 Mio. kWh,
3. Modularisierung von Prüfständen: 3.835 to. & 366 to. CO₂ durch 954 to. & 91 to. Gummi.

² <https://www.destatis.de/DE/Themen/Gesellschaft-Umwelt/Umwelt/UGR/private-haushalte/Tabellen/stromverbrauch-haushalte.html> am 11.5.2021

³ <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/2861/umfrage/entwicklung-der-gesamtbevoelkerung-deutschlands/> am 11.5.2021

⁴ <https://versandrechner.de/sperrgut-autorad.html#:~:text=auch%20so%20eintragen-,Gewicht,mit%20den%20meisten%20Versanddiensten%20m%C3%B6glich.> am 11.5.2021

⁵ <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/38897/umfrage/co2-emissionsfaktor-fuer-den-strommix-in-deutschland-seit-1990/#:~:text=Im%20Jahr%202019%20wird%20der,mit%20kleinen%20Ausnahmen%20kontinuierlich%20ab.> am 11.5.2021

⁶ https://www.winnipeg.ca/finance/findata/matmgt/documents/2012/682-2012/682-2012_Appendix_H-WSTP_South_End_Plant_Process_Selection_Report/Appendix%207.pdf am 11.05.2021

Da Optibelt-Produkte einen durchschnittlichen Lebenszyklus von 10 Jahren, Optibelt-Prüfstände sogar von 30 Jahren haben, „tragen“ die Einsparungen aus dem Teilprojekt 1 30 Jahre und aus den Teilprojekten 2 und 3 jeweils 10 Jahre.

Da die neuen Prüfstände und die neuen Produkte spätestens ab 2022 in vollem Betrieb bzw. am Markt eingeführt sind, beginnen die Einsparungen in voller Höhe ab 2022.

Die Einsparungen werden im ersten Teilprojekt allein in Deutschland wirksam, denn hier stehen die Prüfstände. Da Optibelt-Riemen in der ganzen Welt eingesetzt werden, kann für die Teilprojekte 2 und 3 keine Landes- oder Kontinent-Zuordnung getätigt werden.

3.4 Wirtschaftlichkeitsanalyse

Im Projektantrag wurde die in Bild 52 dargestellte Wirtschaftlichkeitsrechnung eingereicht.

Erwartete Einsparungen an Material und Energie 2017 - 2021							
Jahr	Einsparung Energie 1MW-Prüfstand (1) in kWh	Einsparung Energie durch innovatives Kühlkonzept (2) in kWh	Materialeinsparung durch präziseres Testen (3) in kg	Strom Einsparung (kWh)	Material Einsparung in €	Strom Einsparung in €	Summe Einsparung in €
					1kg Mischung ca. 3€	Strompreis = 0,15 €/kWh	
2017	0	490.000	0	490.000	0	73.500	73.500
2018	561.600	980.000	15.000	1.541.600	45.000	231.240	276.240
2019	1.123.200	980.000	30.000	2.103.200	90.000	315.480	405.480
2020	1.123.200	980.000	45.000	2.103.200	135.000	315.480	450.480
2021	1.123.200	980.000	60.000	2.103.200	180.000	315.480	495.480
2022	1.123.200	980.000	75.000	2.103.200	225.000	315.480	540.480
2023	1.123.200	980.000	90.000	2.103.200	270.000	315.480	585.480
2024	1.123.200	980.000	90.000	2.103.200	270.000	315.480	585.480
Gesamt Werte	7.300.800	7.350.000	405.000	14.650.800	1.215.000	2.197.620	3.412.620
(1) Energieeinsparung gegenüber konventionellen Lösungen mit 1MW-Motor-Generator-Prüfstand durch Verlustsenkung um 40% bei leistungsmäßiger Auslastung von 50% und zeitlicher Auslastung von 65%: $1000\text{kWh} \times 40\% \times 50\% \times 65\% \times 360 \times 24\text{h} = 1.123.200 \text{ kWh}$							
(2) Energieeinsparung gegenüber konventioneller Wärmepumpenkühlung: $1.400.000 \text{ kWh (konventionelle Kühlleistung)} \times 70\% \text{ (Anteil Freikühlerbetrieb)} = 980.000 \text{ kWh}$							
(3) Entwicklungsziel: 10% Materialeinsparung bei 9000 to. Materialverbrauch in 6 Schritten über alle Produkte							

Bild 52: Anhang D des Projektantrags mit der ursprünglichen Wirtschaftlichkeitsrechnung

Die Prüfstand-Energie-Einsparung kommt zum Tragen, und zwar 1,4 Mio. kWh/a ab 2022. Rechnet man konservativ mit dem (gestiegenen) Durchschnitts-Industrie-Strompreis von 0,1855 €/kWh von 2020⁷, entspricht das einem Nutzen von 259.700 €/a ab 2022. Das ist später als in der ursprünglichen Rechnung angenommen, denn Lieferzeiten, Inbetriebnahme, Debugging und Probelauf erwiesen sich als zeitaufwändiger.

Die Einsparung durch den Freikühlerbetrieb ist nicht als Projektnutzen zu verbuchen, da dieses Teilpaket nicht genehmigt wurde. Damit reduzierten sich aber auch die Projektkosten

⁷ <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/155964/umfrage/entwicklung-der-industriestrompreise-in-deutschland-seit-1995/> am 6.8.2021

(2017-2019) auf 2.165.000 €. Die maximalen Zuwendungen betragen gemäß Zuwendungsbescheid vom 02.02.2017 und Änderungsbescheid vom 07.11.2017 649.500 €.

Auch die Materialeinsparung findet zwar – volkswirtschaftlich nützlich – bei den Optibelt-Kunden statt. Optibelt selbst kann daraus aber nicht wie erwartet wirtschaftlichen Nutzen ziehen. Ursprünglich war geplant, leichtere Riemen mit gleicher Leistung herzustellen. Das fand bei Optibelt-Kunden breite Ablehnung. Auch an den Kundennutzen durch die beschriebene Energieeinsparung durch höhere Wirkungsgrade sowie durch die Materialeinsparungen durch langlebigere und robustere Riemen partizipierte Optibelt nicht. Für diesbezüglichen Preissteigerungen scheint die Zeit noch nicht reif zu sein.

Vorgang	Zeitpunkt	Anzahl Jahre	Kosten	Kosten - Förderung	Nutzen	Amortisation ohne Förderung	Amortisation mit Förderung
mittlerer Zeitpunkt Invest	30.06.2018	0	2.165.000 €	1.515.500 €		nein	nein
Start regulärer, vollumfänglicher Prüfbetrieb	01.01.2022	3,5	2.165.000 €	1.515.500 €		nein	nein
Nutzung 2022	31.12.2022	4,5	2.165.000 €	1.515.500 €	259.700 €	nein	nein
Nutzung 2023	31.12.2023	5,5	2.165.000 €	1.515.500 €	519.400 €	nein	nein
Nutzung 2024	31.12.2024	6,5	2.165.000 €	1.515.500 €	779.100 €	nein	nein
Nutzung 2025	31.12.2025	7,5	2.165.000 €	1.515.500 €	1.038.800 €	nein	nein
Nutzung 2026	31.12.2026	8,5	2.165.000 €	1.515.500 €	1.298.500 €	nein	nein
Nutzung 2027	31.12.2027	9,5	2.165.000 €	1.515.500 €	1.558.200 €	nein	ja
Nutzung 2028	31.12.2028	10,5	2.165.000 €	1.515.500 €	1.817.900 €	nein	ja
Nutzung 2029	31.12.2029	11,5	2.165.000 €	1.515.500 €	2.077.600 €	nein	ja
Nutzung 2030	31.12.2030	12,5	2.165.000 €	1.515.500 €	2.337.300 €	ja	ja

Bild 53: nachgelagerte Kosten-Nutzen-Analyse für das Förderprojekt

Wie im Bild 53 gezeigt, zeigt deshalb die nachgelagerte Wirtschaftlichkeitsanalyse ein für Optibelt noch ungünstigeres Ergebnis: Der durch Debugging und Probetrieb verzögerte Nutzungsbeginn (1.1.2022 statt 1.1.2019) und der nur auf Prüffeldenergieeinsparung beschränkte Nutzen für Optibelt führt zu einer Amortisation erst im Jahre 2027 (mit Förderung). Ohne Förderung hätte sich die Amortisation bis ins Jahr 2030 verzögert.

Diese einfache Rechnung berücksichtigt weder Abzinsung noch wahrscheinlich steigenden Strompreis. Sie zeigt aber, dass für Optibelt die Investitionen auch mit Förderung nicht aus wirtschaftlicher Sicht, sondern vor allem aus gesellschaftlicher Verantwortung übernommen wurden.

3.5 Technischer Vergleich zu konventionellen Verfahren

Insbesondere das Verspannkonzep für die Keilriemenprüfstände mittels Servoantrieb und Planetengetriebe als Differential ist gemäß Optibelt-Recherche neuartig, innovativ und u.a. bzgl. Energieverbrauch dem Stand der Technik (Motor-Generator-Prüfstände) überlegen. Das Vorhaben basiert zwar auf den bei Optibelt zuvor realisierten 30-kW-Verspann-Prüfstand, im Förderprojekt gelang jedoch die Ausweitung auf Prüfriemenleistungen bis 1.000 kW (mit besonderem Energieeinsparpotential), auf Mehrscheiben-Abtriebe und im Projektanschluss die weitere Industrialisierung (55-kW-Prüfstände).

4 Übertragbarkeit

4.1 Erfahrungen aus der Praxiseinführung

Angaben über Störfälle der Projekttechnik

Bei der internen Betriebsmittelentwicklung war Hydraulik und insbesondere die Hydraulikregelung absolutes Neuland. Sie mussten sich erst intensiv einarbeiten, um mit den Zulieferern an dem neuen System zu arbeiten. Die Feineinstellung der Hydraulikregelung sowie die Dichtigkeit der hydraulischen Systeme waren herausfordernd.

Am Getriebe des 1.000 kW-Prüfstands wurde nach einiger Laufzeit eine starke Undichtigkeit festgestellt. Nachdem nach telefonischer Anweisung verschiedene Maßnahmen nichts ausrichteten, musste das gesamte Getriebe wieder ausgebaut werden und an den Zulieferer zur Überprüfung geschickt werden. Dort wurde es intensiv überprüft und die Dichtungen wurden getauscht. Im anschließenden Probelauf war es wieder dicht und in Höxter wieder montiert.

Es zeigt sich, dass der 1.000 kW-Prüfstand relativ sensitiv auf sich verändernde Situationen an der Antriebsseite reagiert. Auch die Verstellung der Scheiben mit einer Handpumpe und einer relativ langen Ölleitung erweist sich als nicht optimal, da der Druck nicht genau genug gehalten werden kann.

Die magnetische Überlastkupplung am 200kW-Prüfstand sorgte für starke Störungen der Drehmomentmesswelle, da die Verbindungswelle aus ferritischen Stahl gefertigt war. Um kurzfristig weiterzuarbeiten, wurde die Überlastkupplung demontiert und eine Welle aus austenitischen Stahl geordert. Es stellte sich heraus, dass die Vorsichtsmaßnahme nicht notwendig war und die Maschine auch ohne Kupplung sehr gut zu betreiben ist.

Die ölgeschmierten Lager am 200kW-PST zeigten relativ früh Verschleißerscheinungen, so dass doch dauergeschmierte Lager eingesetzt werden. Zudem führte ein Achsversatz zu Schäden an der Ausgleichkupplung, die durch relativ hohe Lieferzeiten zu starken Verzögerungen führte.

Die Lebensdauern der Drehmomentsensoren am Funktionsprüfstand sind nicht so hoch wie angenommen.

Maßnahmen zur Vermeidung von Betriebsstörungen/ Angaben zur Optimierung

Der Einsatz von weiterer Sensorik minimiert Störungen, insbesondere die Lagerüberwachung sorgt dafür, dass Lagerschäden frühzeitig erkannt werden ohne dass größere Schäden oder Standzeiten folgen können. Die Temperaturüberwachungen sorgen dafür, dass Riemen, die kurz vor der vollständigen Zerstörung stehen, detektiert werden und die Prüfung frühzeitig abgebrochen werden. Große Riemen, z.B. die Breitkeilriemen, können im Umfeld Schäden anrichten, wenn sie reißen oder in kleine Stücke zerlegt werden.

Es werden weitere konstruktive Maßnahmen getroffen, um die Lebensdauer der Drehmomentsensoren zu erhöhen.

Es werden präzise Messvorrichtungen angeschafft, um Toleranzen und Maßhaltigkeiten zu überprüfen.

In einem Folgeprojekt wird die hydraulische Verstellung der Variatorscheiben automatisiert und besser geregelt.

Verbesserungen und Bewertung des Vorhabens

Mit einer Verdoppelung der Projektlaufzeit hätte man Erfahrungen bei der Umsetzung und nachfolgenden Applikationsgesprächen mit Leitkunden in die Lastenhefte und Grobkonzepte nachfolgender Skalierungsstufen einbringen und Überdimensionierungen einzelner Baugruppen vermeiden können.

Weiterhin hätten weitere Drehmomentsensoren auch an den Antriebsmotoren und Energiemesseinheiten für elektrische Einzelverbraucher (Motorumrichter, Hydraulik, etc.) das Aufspüren und Minimieren von Komponentenverlustleistungen erleichtert.

Das Einhalten der Jahresfristen mit Lieferung und Rechnungsstellung war herausfordernd. Da Lieferanten ihrerseits von Zulieferern abhängig waren, z.B. Schienen, konnten sie die vorher zugesicherten Lieferzeiten z.T. nicht einhalten. Am Ende der jeweiligen Jahre war das kritisch.

Sehr hohe Lieferzeiten, insbesondere für die Getriebe und die Motoren, erforderten eine sehr frühe Festlegung der technischen Spezifikationen und Bestellung, kurzfristige Änderungen und Anpassungen waren fast nicht möglich

Die Festlegung und Einhaltung der einzelnen Jahresbudgets für 3 Jahre für derartige komplexe und kleinteilige Systeme war herausfordernd. Die gewünschten Umbuchungen und Verschiebungen waren jedoch nach Begründungen problemlos möglich. Auch die Karenzzeit zu Beginn des Folgejahres war sehr hilfreich. Nicht Rechnungsdatum sondern Bestelldatum für die Abrechnung der jeweiligen Kalenderjahre zu verwenden, wäre einfacher für uns gewesen. Insgesamt war die Kommunikation mit der KfW und UBA sehr gut und konstruktiv.

Zusammenfassend würden auch im Nachhinein dieselben Teilvorhaben, Investitionen und Vorgehensweisen gewählt.

4.2 Modellcharakter/Übertragbarkeit (Verbreitung und weitere Anwendung des Verfahrens/der Anlage/des Produkts)

Optibelt ist ein Hersteller von Antriebsriemen, und zwar Deutschland- und weltweit ein kleiner Riemenproduzent. Dieselben Investitionen würden aus Optibelt-Sicht auch bei anderen Herstellern von Antriebsriemen und z.T. bei großen Anwendern von Antriebsriemen vorteilhaft sein.

Dem entgegen steht zumindest bei den Verspann-Prüfständen, dass Optibelt kein Prüfstandbauer ist – dementsprechend weder die Prüfstände vermarktet noch patentiert – sowie die technische Komplexität (s. Anhang) der Verspann-Mechanik.

Optibelt demonstriert Kunden im Rahmen von Führungen die Prüftechnik, empfiehlt Sensor- und Software-Hersteller weiter und steht dem Transfer des Prüfstandaufbau-Knowhows – auch an deutsche Wettbewerber – offen gegenüber.

4.3 Kommunikation der Projektergebnisse

Optibelt berichtet in Pressemitteilungen und bei öffentlichen Vorträgen über die innovativen Prüfstände. Damit dies auch von anderen realisiert werden kann, enthält z.B. dieser öffentliche Abschlussbericht alle für die Nachnutzung nötigen technischen Details.

Noch aktiver als bei den Prüfständen veröffentlicht Optibelt die Erkenntnisse zu Verlustleistungs-Mechanismen an Keil- und Zahnriemen und die Optibelt-Ergebnisse für wirkungsgradoptimierte Riementriebe, z.B. in Veröffentlichungen auf Tagungen^{8 9} oder in einem weiteren o.g. Förderprojekt¹⁰.

⁸ Michel, Neumann, Grawe: Wirkungsgrad von Keilriemen. 8. VDI-Fachkonferenz Umschlingungsgetriebe 2017, Nürtingen

⁹ Schmidt, Neumann, Schäper: Verlustleistungsanalyse von Keilriemen. 10. VDI-Fachkonferenz Umschlingungsgetriebe 2017, Stuttgart

¹⁰ https://www.dbu.de/projekt_34814/01_db_2409.html am 11.5.2021

5 Zusammenfassung/ Summary

– Einleitung

Antragsteller ist die Firma Arntz Beteiligungs GmbH & Co. KG, Höxter. Sie ist ein Unternehmen der Arntz Optibelt Gruppe (Optibelt) und beherbergt u.a. die zentrale Entwicklung, zu der das Prüffeld in Höxter gehört. Die Arntz Optibelt Gruppe zählt weltweit zu den führenden Herstellern von Hochleistungs-Antriebsriemen. Im Förderprojekt sollten im Prüffeld drei Schwachpunkte überwunden werden.

1.) Energieeinsparung mit neuen Verspann-Prüfständen und Kühlung um 1,4 Mio. kWh pro Jahr gegenüber fiktiven Motor-Generator-Prüfständen nach dem Stand der Technik.

2.) Messung weiterer Eigenschaften wie Geräusentwicklung und Wirkungsgrad, wodurch u.a. mit den anschließend zu entwickelnden wirkungsgradoptimierten Riemen Optibelt-Kunden 1.500 Mio. kWh pro Jahr sparen können.

3.) Durch die Modularisierung von Prüfständen sollen Tests nicht nur in Standardaufbauten, sondern in speziellen Riemen-Einbausituationen wirtschaftlich ermöglicht werden. Mit entsprechend höherer Lebensdauer sollen Optibelt-Kunden 900 to. Riemen, d.h. im Wesentlichen Gummi und damit Sondermüll, pro Jahr weniger entsorgen müssen.

– Introduction

The funded project was requested by Arntz Beteiligungs GmbH & Co. KG Höxter that is a company of the Arntz Optibelt Group (Optibelt). There you can find e.g. the central development, which contains the central test field in Höxter. The Arntz Optibelt Group is one of the world's leading manufacturers of high-performance belts for power transmission. In the funded project, three weak points of that test field should be improved.

1.) Energy savings with new tension test rigs and cooling of 1.4 million kWh per year in respect to equivalent motor-generator test stands based on the state of the art.

2.) Measurement of other properties such as noise and power efficiency, that – among other things – allows Optibelt customers to save 1,500 million kWh per year with the efficiency-optimized belts that are subsequently to be developed.

3.) By modularization of test rigs, testing should not only be made possible in standard tests, but also in special belt application layouts. With a longer belt life time, Optibelt customers should have to dispose 900 to. of belts – essentially made of rubber and therefore hazardous waste – less each year.

– **Vorhabenumsetzung**

Mit einer schon an einem 30-kW-Prüfstand pilotierten Servo-Verspann-Technik waren Prüfstände mit 200-kW- und 1.000-kW-Dauer-Prüfriemen-Leistung aufzubauen und alle verlustreichen Prüfstandkomponenten mit effizienter Flüssigkeitskühlung auszustatten. Durch eine angepasste Anordnung der gefundenen leistungsstarken Industrie-Komponenten und eine Analyse und Minimierung der verbliebenen Verluste gelang dies.

Besonders die neuen Prüfstände waren zu motorisieren, mit umfangreicher Sensorik auszustatten, zu vernetzen und mit Berechnungstools und einer Datenbank zu verknüpfen. Die Motorisierung erfolgte bei den großen Prüfständen mit Hydraulik, es wurden u.a. direkt an Riemenscheiben implementierbare Drehmomentsensoren sowie geeignete Software gefunden bzw. im Fall der Datenbank die Programmierung beauftragt.

Das Modularisierungskonzept war anhand zweier applikationsnaher Prüfstände und einer elektrischen Simulation von Verbrennungsmotoren zu verifizieren. Entstanden sind ein Geräuschprüfstand mit Verbrennungsmotoren simulierender Industrie-Servo-Technik, ein Reibwertprüfstand zur tieferen Analyse der am Geräuschprüfstand gefundenen Reibwert-Anomalien und ein Landtechnik-Funktionsprüfstand.

– **Project implementation**

Test rigs with power-efficient servo drive tensioning technique were already piloted on a 30 kW test bench at Optibelt. The technique was to be transferred to test rigs with 200 kW and 1,000 kW permanent power on the test belt. All bench components with considerable power losses had to be equipped with an efficient liquid cooling. This was achieved through an adapted arrangement of the discovered high-performance industrial components and an analysis and minimization of the remaining losses.

In particular, the new test rigs had to be motorized, equipped with various sensors, networked and linked to calculation tools and a test field database. The large test benches were motorized with hydraulics. Torque sensors that could be implemented directly on belt pulleys allowed the rather precise measurement of power efficiency. Suitable software was discovered or, in the case of the database, programming was specified and ordered.

The modularization concept had to be verified using two application-specific test benches and an electrical simulation of combustion engines. The result is a noise test bench with industrial servo technology that simulates combustion engines, a friction coefficient test bench for in-depth analysis of the friction value anomalies found on the noise test bench, and an functional test bench specific for typical applications in agricultural machines.

– Ergebnisse

Die innovativen Verspannprüfstände verbrauchen bei 34% Teillast 19% bzw. 18% der Prüfriemenleistung im Vergleich zu 53% bei einem Stand-der-Technik-Motor-Generator-Prüfstand. Zu Projektstart wurden 20% bzw. 60% für diese Teillast erwartet. Mit dem realen Energieverbrauch werden – unter Ist-Auslastung – o.g. 1,4 Mio. kWh pro Jahr gespart, was einer Einsparung von 0,7 kto. CO₂ to. pro Jahr für etwa 30 Jahre (Prüfstand-Nutzungsdauer) ab 2022 entspricht.

Die Motorisierung, Sensorik und Software arbeitet wunschgemäß. Besonders die Wirkungsgradmessungen zeigten, dass Optibelt bei zwei neuen High-End-Keilriemen-Plattformen den Wirkungsgrad um 1,4% bzw. 0,7% steigerte, was bei vollständiger Umstellung der alten auf diese neuen Produkte bei Optibelt-Kunden jährlich 1.800 Mio. kWh spart. Dies spart 852 kto. CO₂ pro Jahr für etwa 10 Jahre (Produktlebensdauer) ab 2022.

Die drei modularisierten Prüfstände arbeiten weitgehend wunschgemäß und helfen bei der Entwicklung o.g. langlebigerer Keilriemen und Fremdkörper-resistentere Kraftbänder. Gelänge ein 1:1-Übertrag der Prüffeldergebnisse ins Feld, würden Optibelt-Kunden 954 und 91 to. Gummi-Sondermüll pro Jahr sparen. Beide Posten zusammen sparen 4,2 kto. CO₂ pro Jahr für etwa 10 Jahre (Produktlebensdauer) ab 2022.

– Project results

The innovative tension test rigs consume 19% or 18% of the test belt power at 34% partial load compared to 53% with a state-of-the-art motor-generator test rig. At the start of the project, 20% and respectively 60% were expected for this partial load. With the real energy consumption and the current utilization of the motor-generator test rig the above mentioned 1.4 million kWh respectively 0,7 kto. CO₂ per year are saved – for about 30 years starting in 2022.

Motorization, sensors and software work as requested. The efficiency measurements in particular showed that Optibelt increased the efficiency of two new high-end V-belt platforms by 1.4% and 0.7%, respectively. Consequently, Optibelt customers would save 1,800 million kWh respectively 852 kto. CO₂ annually by switching from the old to these new products – for about 10 years starting in 2022.

The three modularized test rigs work largely as requested and help in the development of the above-mentioned more durable V-belts and more resistant power belts. If the test field results can be carried over 1: 1 into the field, Optibelt customers would save 954 and 91 tons of rubber i.e. special waste every year. Both measures would save 4,2 kto. CO₂ per year – for about 10 year starting in 2022.

– **Ausblick**

Die Erfahrungen mit den Prüfständen, der Sensorik und der Software steht anderen Wettbewerbern und Riemenanwendern offen. Optibelt veröffentlicht in der Presse und auf Fachtagungen die Erkenntnisse und Ergebnisse zur Prüfstandtechnik und besonders aktiv die produktrelevanten Ergebnisse zur Riemenwirkungsgraderhöhung, die auch das höchste Energiesparpotential, und zwar schon mit den jetzigen Neuprodukten von einem Äquivalent des Stromverbrauchs von 1,2 Mio. Einwohnern oder CO₂-Verbrauchs von 852 kto., hat.

– **Prospects**

The experience gained with all the test benches, sensors and software is open to other competitors and belt users. In particular, Optibelt publishes the product-relevant results of better belt efficiency – that also has the highest energy-saving potential. Only with the current new products as much electrical energy would be saved as 1.2 million inhabitants in Germany spend. That means a reduction of CO₂ generation of 852 kto..

6 Literatur

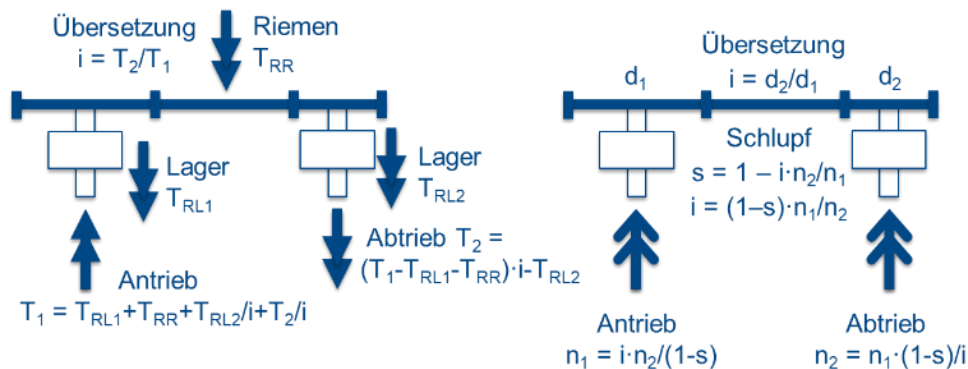
- 1) <https://www.destatis.de/DE/Themen/Gesellschaft-Umwelt/Umwelt/UGR/private-haushalte/Tabellen/stromverbrauch-haushalte.html> am 11.5.2021
- 2) <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/2861/umfrage/entwicklung-der-gesamtbevoelkerung-deutschlands/> am 11.5.2021
- 3) <https://versandrechner.de/sperrgut-autorad.html#:~:text=auch%20so%20eintragen.,Gewicht,mit%20den%20meisten%20Versanddiensten%20m%C3%B6glich.> am 11.5.2021
- 4) <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/38897/umfrage/co2-emissionsfaktor-fuer-den-strommix-in-deutschland-seit-1990/#:~:text=Im%20Jahr%202019%20wird%20der,mit%20kleinen%20Ausnahmen%20kontinuierlich%20ab.> am 11.5.2021
- 5) https://www.winnipeg.ca/finance/findata/matmgt/documents/2012/682-2012/682-2012_Appendix_H-WSTP_South_End_Plant_Process_Selection_Report/Appendix%207.pdf am 11.05.2021
- 6) Michel, Neumann, Grawe: Wirkungsgrad von Keilriemen. 8. VDI-Fachkonferenz Umschlingungsgetriebe 2017, Nürtingen
- 7) <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/155964/umfrage/entwicklung-der-industriestrompreise-in-deutschland-seit-1995/> am 6.8.2021
- 8) Schmidt, Neumann, Schäper: Verlustleistungsanalyse von Keilriemen. 10. VDI-Fachkonferenz Umschlingungsgetriebe 2017, Stuttgart
- 9) https://www.dbu.de/projekt_34814/01_db_2409.html am 11.5.2021

7 Anhang: Verluste verspannter Keilriemenprüfstände mit Servo am Prüfriemenantrieb

7.1 Verluste der Komponente Zahn- und Keilriemen

Bei Zahn- und Keilriemen erzeugen innere Verluste – und zwar im Wesentlichen die Biegung um die Scheibe und die Verformung durch Krafteingriff – ein „Riemenreibmoment“, das vom gewählten Scheibendurchmesser, aber kaum von der Last abhängt. D.h. ein für Volllast ausgelegter Verspannriemen generiert im Prüfstand-Teillast-Betrieb ähnliche absolute, d.h. bezogen auf die Prüfleistung höhere relative Verluste.

Bild A1 gibt neben den Formeln für Drehmomente und Drehzahlen für Riementriebe auch Abschätzungen für die Riemenreibmomente sowie den Einfluss der Riementriebe stets begleitenden Lagerungen und ihrer Verluste an. Die Riemen-Reibmoment-Abschätzungen basieren – konservativ – auf Optibelt-Wirkungsgradmessungen mit minimalen Scheibendurchmessern im Zweischeibenbetrieb. Wegen ihrer Verzahnung weisen flankenoffene Keilriemen (FOKR) etwas kleinere Verluste auf als ummantelte Keilriemen (UMKR). Weitere Verluste erzeugt (nur) bei Keilriemen der (Drehzahl-)Schlupf s von ca. 0,5% in der Applikation und 1% beim beschleunigten Lebensdauerstest. Bei Zahnriemen ZR ist der Schlupf Null. Der ~2,5% höhere Volllast-Wirkungsgrad bei Zahnriemen beruht also im Wesentlichen auf deren geringeren Biegeverlusten, was der ähnlich hohe Volllastwirkungsgrad von vergleichbar dünnen Keilrippenriemen (RB) bekräftigt.



- Alle Momente sind eingeleitete Drehmomente
- Reibmomente $T_R = f(n)$, $\neq f(T_{1,2})$
- Riemenreibmoment $T_{RR(1)} \approx P_N \cdot c / (2\pi n_{(1)})$ mit Riemenennleistung P_N und $c_{UMKR} \approx 4\%$, $c_{FOKR} \approx 3\%$, $c_{RB} \approx c_{ZR} \approx 1,5\%$
- Bei T und n gleichsinnig T antreibend
- Bei T und n gegensinnig T bremsend

Bild A1: Drehmomente und Drehzahlen am Riementrieb

7.2 Verluste der Komponenten Lager und Kardanwellen

Die gegenüber Zahnrädern hohen Riemen-Trumkräfte müssen durch stärkere Lager aufgenommen werden. So wurden pro Lagerbock im 200-kW-Prüfstand je 2 Spindel-, im 1.000-kW-Prüfstand je 2 Kegelrollenlager verbaut. Deren Verluste durch Rollreibung, Käfig-Gleitreibung und Schmierstoffplanschverluste erzeugen bei den relativ hohen Scheibendrehzahlen so viel Wärme, dass jeweils eine Ölumlaufkühlung eingesetzt wurde – die Energie für deren Betrieb wird in Kap. 7.5 betrachtet. Im Gegensatz zu den Rillenkugellagern im 250-kW-Motor-Generator-Prüfstand

führt hier die feste Lagervorspannung zu konstant hohen Verlusten auch bei Teillastbetrieb. Die zur Abdichtung der Lagerböcke eingesetzten Radialwellendichtringen erzeugen wiederum Verlustwärme. Eine Berechnung der Lager- und Dichtungsverluste ist komplex, so dass das Lager(bock)verlustmoment experimentell (für kleine Drehzahl) durch Losbrechen der Wellen mittels Federwaage an definiertem Hebel abgeschätzt wurde, und zwar mit 3 Nm beim 200-kW-, 13 Nm beim 1.000-kW-Prüfstand. Bei Betriebsdrehzahl sollten die Lagerverluste steigen, was überschlänglich durch kombinierte Messung der Momente-Verluste von zwei Lagerböcken und Prüfriemen (s. Kap. 7.7) überprüft wird.

Da Kardanwellen deutlich kleinere Lager haben und viel geringere Drehwinkel zurücklegen, können ihre Verluste gegenüber denen der Lager hier vernachlässigt werden.

7.3 Verluste der Komponente Planetengetriebe

Planetengetriebe übersetzen im Normalbetrieb 2 mit stillstehendem Gehäuse ($n_{32} = 0$) einen schnellaufenden Antrieb (Sonne, n_{12}) auf einen langsam laufenden Abtrieb (Steg, $n_{22} = n_{12}/i_s$) mit Standübersetzung $i_s = 3 \dots 10$ pro Stufe. Für $i_s = 25$ braucht man also 2 Stufen z.B. mit jeweils Stufenübersetzung 5. Das Moment am Antrieb T_{10} wirkt dem am Abtrieb $T_2 = T_{10} \cdot i_s$ entgegen, und zwar unabhängig davon, ob das Getriebe von der Sonne (1, vorwärts) oder dem Steg (2, rückwärts) angetrieben wird.

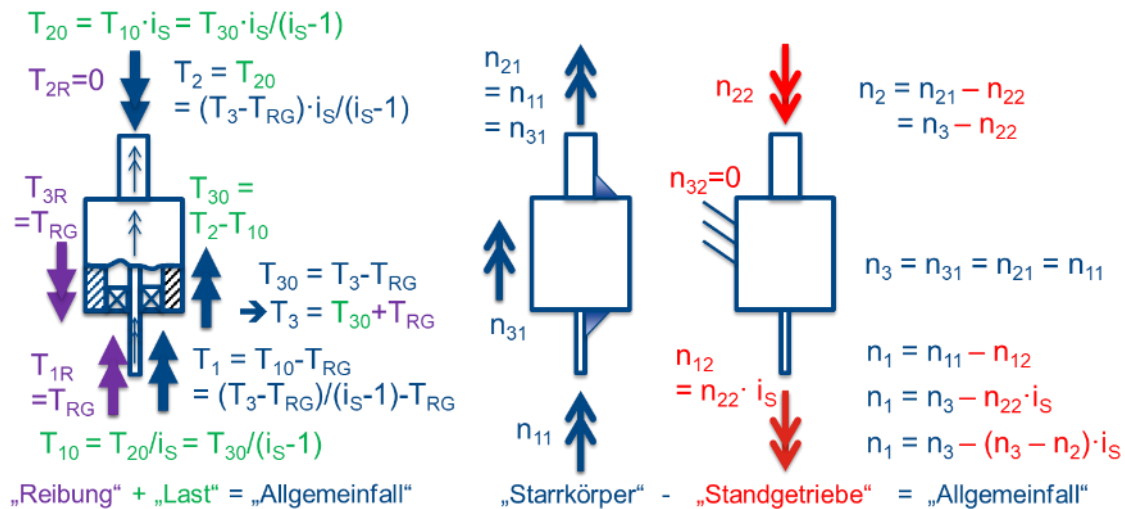
Die Quellen für Momenten-Verluste – Drehzahlverluste treten wegen der Schlupffreiheit nicht auf – sind komplex: Reibung der An- und Abtriebsdichtung und -lagerung, der Planetenräderlagerung, Planschverluste (i. allg. Ölbad) und Reibungsverluste beim Zahneingriff. Planetengetriebehersteller geben ziemlich einheitlich einen Wirkungsgrad $\eta = 97\%$ pro Stufe, d.h. 94% bei zwei-stufigen Planetengetrieben an. D.h. bei einem SP240S-MF2-25 (mit $i_s=25$ und Nenndrehmoment 3.198 Nm) ist das Verlustmoment am Abtrieb $6\% \cdot 3.198 \text{ Nm} = 192 \text{ Nm}$ bzw. das Verlustmoment am Antrieb $T_{RG} = 192 \text{ Nm} / 25 = 7,7 \text{ Nm}$ (s. auch <https://alpha.wittenstein.de/de-de/produkte/servogetriebe/spielarme-planetengetriebe>). D.h. um $T_2 = 3.198 \text{ Nm}$ am Abtrieb zu überwinden, muss $T_1 = T_{10} + T_{RG} = 3.198 \text{ Nm} / 25 + 7,7 \text{ Nm} = 135,62 \text{ Nm}$ am Antrieb anliegen. Die Angabe des Leerlaufdrehmoments $T_{012} = 6,5 \text{ Nm}$ für $n_{12} = 2.000 \text{ min}^{-1} < n_N = 2.500 \text{ min}^{-1}$ zeigt, dass mit $\eta = 94\%$ der Volllastwirkungsgrad gemeint ist und die lastunabhängigen Verluste insbesondere der Dichtungen und vorgespannten Lager den Hauptteil der Verluste ausmachen. D.h. in guter Näherung sind die Momenten-Verluste am Planetengetriebe lastunabhängig und im Nenndrehzahlbereich $T_{RG} \sim 6\% \cdot T_{2N} / i_s$ mit T_{2N} als getriebeabhängigem Nennmoment. Die folgende Betrachtung konzentriert die Getriebeverluste im Eingangslager (s. Bild A2).

Für die hier betrachteten Prüfstände treibt das Gehäuse an und die Sonne eilt nach (oder dreht gegensinnig). T_{RG} wirkt somit dem Gehäuseantrieb entgegen und treibt den an der Sonne gekoppelten Bremsmotor an (Bild A2 violett). Um die Momenten-gegensinnige Last T_2 am Steg zu überwinden, treiben Gehäuse mit Anteil $(i_s-1) / i_s$ und Sonne / Bremsmotor mit Anteil $1 / i_s$ Momenten-gleichsinnig an (Bild A2 grün). Damit steht für die Getriebefunktion 0 am Gehäusehohlrad nur $T_{30} = T_3 - T_{RG}$, an der Sonne dagegen $T_{10} = T_1 + T_{RG}$ zur Verfügung. Mit gegebenem Antriebsmoment T_3 und Getriebereibmoment T_{RG} stellen sich also ein:

am Steg 2: $T_2 = (T_3 - T_{RG}) \cdot i_S / (i_S - 1)$

an der Sonne 1: $T_1 = (T_3 - T_{RG}) / (i_S - 1) - T_{RG}$.

D.h. der Bremsmotor „bremst“ nur bei $T_{RG} > (T_3 - T_{RG}) \cdot i_S / (i_S - 1)$,
bei genügend Last ist $T_{RG} \leq (T_3 - T_{RG}) \cdot i_S / (i_S - 1)$ treibt der „Bremsmotor“ an.



- alle Drehmomente sind in die BG eingeleitete Drehmomente
- Abschätzung für 2-stufige PG $T_{RG} \approx 6\% \cdot T_{2N} / i_S = 6\% \cdot 5.000 \text{ Nm} / 25 = 12 \text{ Nm}$ für 200kW-PST
 $6\% \cdot 10.000 \text{ Nm} / 25 = 24 \text{ Nm}$ für 1.000kW-PST

Bild A2: Drehmomente und Drehzahlen am Planetengetriebe im Rückwärtsbetrieb

Nun zu den Drehzahlen: In den Servo-verspannten Keilriemenprüfständen wird das Planetengetriebe nicht im Normalbetrieb 2 mit $n_{32} = 0$, sondern als Differentialgetriebe mit etwas schneller als der Abtrieb 2 laufendem Gehäuse 3 betrieben. Um allgemein die Drehzahl $n_1 = f(n_2, n_3)$ herzuleiten, werden der Starrkörperbetrieb 1 ($n_{11} = n_{21} = n_{31}$) und der Normalbetrieb 2 (mit n_{12} gegensinnig zu n_{11} , $n_{32} = 0$) superpositioniert.

Mit $n_3 = n_{31} - n_{32} = n_{31} = n_{21} = n_{11}$ und $n_2 = n_{21} - n_{22} = n_3 - n_{22} \rightarrow n_{22} = n_3 - n_2$
 wird gemäß Bild A2 $n_1 = n_{11} - n_{12} = n_3 - n_{22} \cdot i_S = n_3 - (n_3 - n_2) \cdot i_S$.

D.h. ist $n_{22} \cdot i_S = (n_3 - n_2) \cdot i_S < n_3$, folgt die Sonne dem Gehäuse, die Sonne dreht entgegengesetzt bei $n_{22} \cdot i_S = (n_3 - n_2) \cdot i_S > n_3$. O.g. Drehmoment-Beziehung herrscht, solange $n_{11} = n_{22} \cdot i_S = (n_3 - n_2) \cdot i_S > 0$, d.h. das Gehäuse schneller ist als der Steg.

7.4 Verluste der Komponenten Servomotoren, Umrichter und Energieversorgung

Servomotoren sind Synchronmaschinen und haben als solche einen vergleichsweise hohen Wirkungsgrad (weshalb letztere bei der Stromerzeugung und in Elektroautos weit verbreitet sind). Allerdings gibt der Hersteller der in Optibelt-Prüfständen verbauten Motoren – wenn überhaupt – nur den Volllastwirkungsgrad (bei Nennleistung) an. In <https://support.industry.sie>

[mens.com/cs/products?search=Wirkungsgrad&ntp=Manual&mfn=ps&o=DefaultRanking-Desc&pnid=13358&lc=de-WW](https://www.mens.com/cs/products?search=Wirkungsgrad&ntp=Manual&mfn=ps&o=DefaultRanking-Desc&pnid=13358&lc=de-WW) finden sich auf Seite 244 Werte um 94% für dem Antriebsmotor im Servo-verspannten 200-kW-Antriebsmotor ähnliche Motoren (1PH8166, 68 kW), auf Seite 247 für noch stärkere Motoren (1PH8228, 245 kW, 1MW-Prüfstand) Werte um 96%.

Die Motoren werden in den Prüfständen aber üblicherweise überdimensioniert (für lange Lebensdauer bei 24/7-Betrieb) und meist in Teillast, d.h. bei 30-100% der Nenndrehzahl und 20-80% des Nennmoments betrieben. Hierzu finden sich beim Hersteller keine Wirkungsgrad-Angaben. Fachbücher geben für den Teillastbereich einen deutlichen Wirkungsgradabfall an (s. Bild A3). Deshalb wurden in der Projektvorphase bei Volllast $\eta = 95\%$, bei 34% Teillast $\eta = 88\%$ angesetzt. Da für Umrichter bei Teillast die Schaltverluste stärker zum Tragen kommen, wurden für Umrichter in der Projektvorphase $\eta = 96\%$ (Volllast) bzw. 94% (34% Teillast) angesetzt. Für die Netzmodule wurde wegen des weitgehenden Energiekreislaufs einheitlich $\eta = 97\%$ angesetzt.

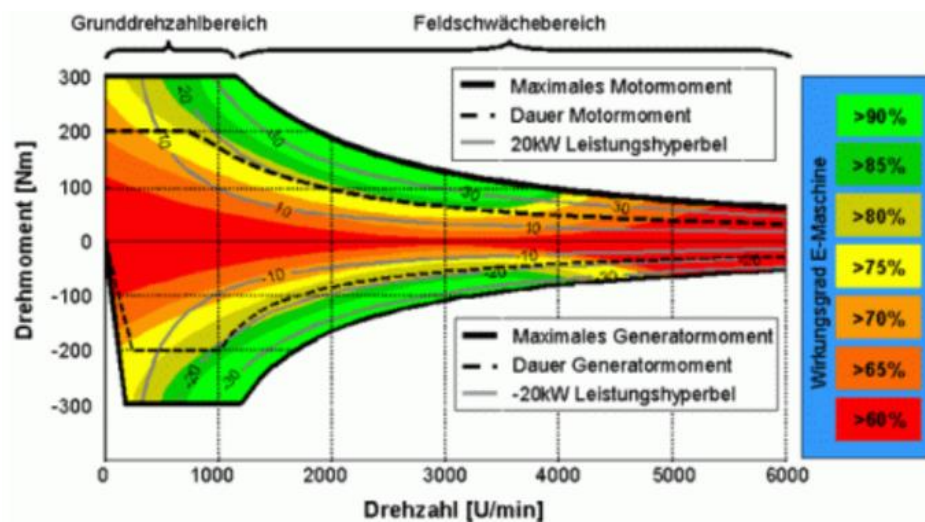


Bild A3: Wirkungsgradfeld nach <https://www.hybrid-autos.info/technik/e-maschinen-uebersicht/e-maschinen/wirkungsgrad-der-permanenterregten-synchronmaschine.html>

Für die neuen Prüfstände konnte nach Hinweis des Herstellers der Voll- und Teillastwirkungsgrad für die Motoren und Umrichter aus dem Hersteller-Sizing-Tool ermittelt werden, nämlich als Quotient von der jeweiligen Ein- und Ausgangsleistung. Solche Werte sind natürlich eher konservativ – damit der Nutzer z.B. Kabel und Sicherungen nicht zu schwach ausführt – und nur ein Richtwert – in der konkreten Ausführung sind z.B. die Kabelverluste abhängig von der Kabellänge. Die Werte stimmen aber im Wesentlichen mit den o.g. Vorannahmen überein, so dass keine neue Abschätzung nötig ist. Für die alten Prüfstände gibt es leider keine Komponentendaten im Hersteller-Sizer-Tool.

	Betriebspunkt	Wirkungsgrad Umrichter in %	Wirkungsgrad Motor in %	Bemessungsdrehzahl Motor in U/min	Drehmoment im Betriebspunkt in Nm
1PH8166-1DF20-1FA1-ZX01-K09	20%	92,1	74,8	1750	66
	34%	93,7	82,5		113,22
	60%	94,7	88		199,8
	100%	95,8	89,9		333
1FT7105-5WF71-1BA0-Z X01-K20	20%	88,4	78	3000	15,8
	34%	91,3	85,6		26,86
	60%	93,2	90,8		47,4
	100%	94,7	92,9		79
1PH8164-2DF20-1FC1-Z K10	20%	85,4	74	1750	73
	34%	88,7	82,2		124,1
	60%	91,8	87,9		219
	100%	93,4	90,4		350
1PH8228-1DF20-1LA1-Z K08+K09+K85+P01	20%	90,5	82,6	1750	241,2
	34%	92,9	88,6		410,04
	60%	94,1	93		723,6
	100%	95,5	94,04		1206

Bild A4: Aus dem Siemens-Sizer-Tool ermittelte Teil- und Vollastwirkungsgrade der in den neuen 200-kW- und 1000-kW-Prüfständen benutzten Umrichter und Motoren

7.5 Verluste der Zusatzbaugruppen wie Kühlung und Hydraulik

Folgende Baugruppen werden in der Energieverbrauchrechnung nicht berücksichtigt:

Prüfstandkühlung. Die vom Prüfstand aufgenommene Energie wird restlos in Wärme umgesetzt. Im alten Optibelt-Prüffeld wurde auf einen natürlichen, zum Teil durch Lüfter unterstützten Wärmeaustausch mit der Umgebung gesetzt. Dies führte durch immer mehr und immer leistungstärkere Prüfstände zu Raumtemperaturen außerhalb der genormten Prüfbedingungen. Deshalb verfügen nun

1. das neue Prüffeld über eine 400kW-Kühlanlage
2. die Prüfräume über je ein bis zwei 25-kW-Wasser-Luft-Wärmetauscher
3. die Prüfstände > 20 kW Motorleistung über Wasser-Luft-Wärmetauscher der Schaltschränke und Wasser-Wasser-Wärmetauscher für die wassergekühlten Motoren
4. der 200-kW- und der 1.000-kW-Prüfstand über je eine Ölumlaufkühlung der Lager.

Nur Punkt 1 bewirkt einen beträchtlichen Energieverbrauch, nämlich ca. ¼ des Prüfstandverbrauchs. Die Punkte 1 und 2 werden aber im Gebäudemanagement erfasst und nicht beim Prüfstandenergieverbrauch mitgemessen. Da dies für alle Prüfstandarchitekturen gilt und einen konstanten Faktor darstellt, sind sie im Vergleich der Prüfstände zur Beurteilung der Projektzielerreichung nicht relevant. Die Punkte 3 und 4 werden zwar bei der Prüfstandverbrauchsmessung mitgemessen, aber als sehr kleiner Anteil nicht berechnet.

Vorspannkraftaufbringung. Sie erfolgte über Kettenzüge bisher, so auch beim 250-kW-Motor-Generator-Prüfstand, durch (mit Muskelkraft aufgelegte) Gewichte. Bei den Servo-verspannten Prüfständen erfolgt sie durch motorverstellbare Waagebalken, beim 200-kW-, 1.000-kW- und beim Funktionsprüfstand durch Hydraulikzylinder/-pumpe. Der diesbezügliche Energieverbrauch

wird bei der Prüfstandverbrauchsmessung mitgemessen, aber als sehr kleiner Anteil nicht berechnet.

Die Mess- und Steuerungstechnik verbraucht natürlich auch Energie (und zwar an allen Prüfständen), die wiederum bei der Prüfstandverbrauchsmessung mitgemessen, aber als sehr kleiner Anteil nicht berechnet wird.

Die Infrarot-Sensoren zur Riementemperaturmessung verbrauchen in sehr geringer Menge Druckluft (zum Freibleasen der Optik vom Riemenabrieb). Der Energieverbrauch zur Druckluftherzeugung geht als zu vernachlässigende Größe weder in Messung noch Berechnung ein.

7.6 Drehzahlen an Servo-verspannten Keilriemenprüfständen

Da sich die mechanischen Leistungsverluste aus dem Produkt von Drehzahl x Reibmoment ergeben, wird nun die Drehzahl an allen „Reibstellen“ hergeleitet. Die Gleichungen in Bild A5 ergeben sich dabei aus den Beziehungen aus Kap. 7.1 und 7.3.

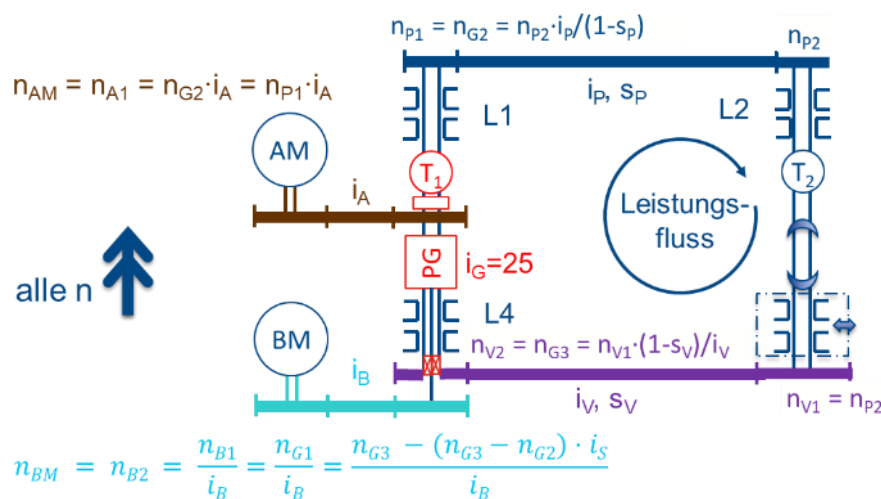


Bild A5: Drehzahlen am Verspannungsprüfstand mit Servo am Prüfriemenantrieb

Mit den am 200-kW- und 1.000kW-Prüfstand gewählten $i_A = i_B = 1$ sowie $i_S = 25$ werden

$$n_1 = n_{AM} = n_{P1} = n_{G2} = n_2 \cdot i_P / (1 - s_P) \quad (1)$$

$$n_2 = n_{P2} = n_{V1} \quad (2)$$

$$n_{G3} = n_{V2} = n_2 \cdot (1 - s_V) / i_V \quad (3)$$

$$n_{G1} = n_{BM} = n_{G3} - 25 \cdot (n_{G3} - n_1) \quad (4)$$

Da n_1 , n_2 , n_{G3} und n_{G1} am Prüfstanddisplay angezeigt werden (s. Bild A6), kann man bei Leerlauf ($s_P \sim s_V \sim 0$) die Riemenübersetzungen $i_P = n_{1L} / n_{2L}$ und $i_V = n_{2L} / n_{G3L}$ sowie bei Lastlauf den jeweiligen Schlupf $s_P = 1 - i_P \cdot n_2 / n_1$ und $s_V = 1 - i_V \cdot n_{G3} / n_2$ ermitteln.

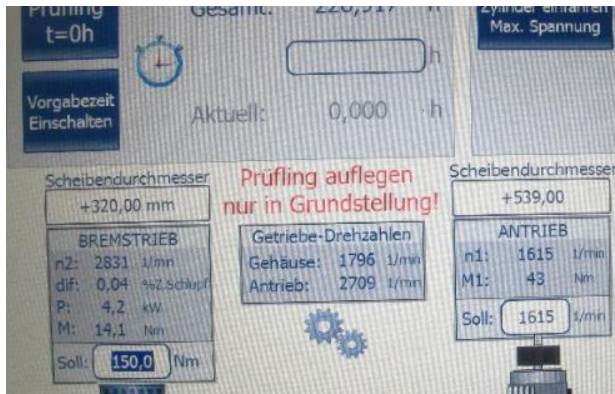


Bild A6: 200-kW-Prüfstand-Display für Leerlauf

Da der Messwert $n_{G1} = 2709 \text{ min}^{-1}$ mit (4) $(1.796 - 25 \cdot (1.796 - 1.615)) \text{ min}^{-1} = -2.729 \text{ min}^{-1}$ auch berechnet werden kann, zeigt sich eine für die Verlustbestimmung ausreichende Drehzahl-Messunsicherheit. So wurde aber auch festgestellt, dass nur der Drehzahlbetrag angezeigt wird – die errechnete Gegensinnigkeit wurde per Video bewiesen.

Bild A7 zeigt die Abschätzung der Übersetzungen und Schlupfwerte für die Prüfung eines Variator-Riemens auf Festscheiben, Bild A8 die Schlupfleistungskurven (bei konstanter Drehzahl) der Riemen – beide Kurven knicken noch nicht nach oben ab, die Riemen haben also noch Leistungsreserven, die allerdings mit höheren Verlusten einhergehen (s. Kap. 7.8).

dyn. Messwerte					Berechnungen				
n1	n2	nG3	nG1	P2	nG1	iP	iV	sP	sV
rpm	rpm	rpm	rpm	kW	rpm				
1615	2802	1770	2099	180,4	-2105			1,02%	0,43%
1615	2802	1770	2130	180,4	-2105			1,02%	0,43%
1615	2801	1770	2115	173,3	-2105			1,06%	0,39%
1615	2818	1784	2458	88,3	-2441			0,46%	0,21%
1614	2822	1788	2520	58,8	-2562			0,26%	0,13%
1615	2827	1792	2610	29,8	-2633			0,14%	0,08%
1615	2831	1796	2709	4,2	-2729	0,5705	1,5763	0,00%	0,00%

Bild A7: Aus Messwerten abgeleitete Übersetzungen und Schlupfwerte

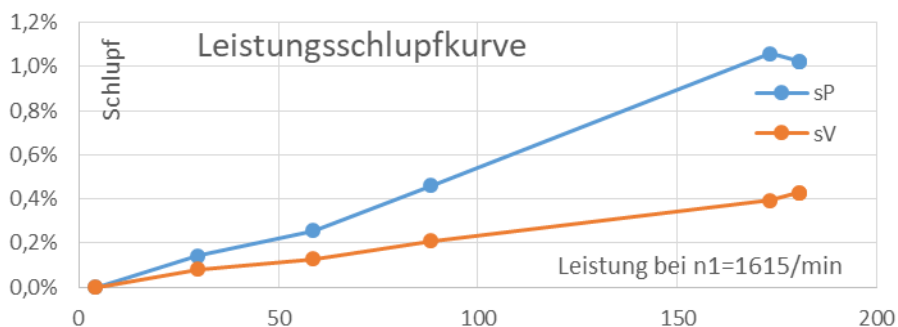


Bild A8: Schlupfleistungskurve Prüf- (s_P) und Verspannriemen (s_V)

$i_{V,mess} = 1,5763$ stimmt gut mit der geometrischen Ableitung $d_{d2}/d_{d1} = 560/355 = 1,5775$ überein. $i_{P,mess} = 0,5705$ weicht allerdings deutlich von $d_{d2}/d_{d1} = 320/539 = 0,5937$ ab. Offensichtlich beziehen sich die Prüfscheibenangaben nicht auf den Wirkdurchmesser. Das führt zu $n_{12} \sim 4000$

min^{-1} , was das Planetengetriebe überlastet. Deshalb werden für die Folgeversuche andere Rückführtriebe beschafft. Zum Geometrieabgleich wird zusätzlich der Zweischeibenachsabstand a – der beim Verspanntrieb durch die Rückenrolle geringfügig kleiner ausfällt – mit dem für den Variatortrieb gemessenen von 639 mm verglichen. Differenzen bis ± 30 mm gleicht die Kardanwelle gut aus.

Ein Keilriementrieb mit $d_{d2}/d_{d1} = 560/335 = 1,6716$ ergibt für $n_1 = 1.615 \text{ min}^{-1}$ und
 $s_P = 0, s_V = 0 \quad \rightarrow n_2 = 2.831 \text{ min}^{-1}, n_{G3} = 1.693 \text{ min}^{-1}, n_{G1} = -269 \text{ min}^{-1}$
 $s_P = 1\%, s_V = 0,43\% \quad \rightarrow n_2 = 2.802 \text{ min}^{-1}, n_{G3} = 1.669 \text{ min}^{-1}, n_{G1} = +319 \text{ min}^{-1}$
 $a = 611,7 \text{ mm} \rightarrow \gamma = -127 \text{ mrad} \rightarrow L_d = 2a/\cos\gamma + (\pi - 2\gamma) \cdot r_{d1} + (\pi + 2\gamma) \cdot r_{d2} = 2.650 \text{ mm} \text{ ☺}$

Noch verlustärmer, ein 8M-ZR-Trieb $z_2/z_1 = 154/90 = 1,711$ für $n_1 = 1.615 \text{ min}^{-1}$ und
 $s_P = 0, s_V = 0 \quad \rightarrow n_2 = 2.831 \text{ min}^{-1}, n_{G3} = 1.654 \text{ min}^{-1}, n_{G1} = +667 \text{ min}^{-1}$
 $s_P = 1\%, s_V = 0 \quad \rightarrow n_2 = 2.802 \text{ min}^{-1}, n_{G3} = 1.638 \text{ min}^{-1}, n_{G1} = +1.074 \text{ min}^{-1}$
 $a = 642,8 \text{ mm} \rightarrow \gamma = -185 \text{ mrad} \rightarrow L_d = 2a/\cos\gamma + (\pi - 2\gamma) \cdot r_{d1} + (\pi + 2\gamma) \cdot r_{d2} = 2272 \text{ mm} \text{ ☺}$

Um die maximale Dauerleistung zu bestimmen, ist der o.g. Variatorriemen zu schwach. Deshalb wird dafür neben o.g. Verspannzahnriementrieb $z_2/z_1 = 154/90$ ein Prüfriementrieb mit gleichem Zahnriemen OMEGA HL2 2272 8M 85, aber Scheiben

$z_2/z_1 = 90/158 = 0,5696$ konzipiert. Es ergeben sich für $n_1 = 1.615 \text{ min}^{-1}$ und
 $s_P = 0, s_V = 0 \quad \rightarrow n_2 = 2.835 \text{ min}^{-1}, n_{G3} = 1.657 \text{ min}^{-1}, n_{G1} = +608 \text{ min}^{-1}$
 $a = 634,1 \text{ mm} \rightarrow \gamma = 137 \text{ mrad} \rightarrow L_d = 2a/\cos\gamma + (\pi - 2\gamma) \cdot r_{d1} + (\pi + 2\gamma) \cdot r_{d2} = 2272 \text{ mm} \text{ ☺}$

7.7 Drehmomente an Servo-verspannten Keilriemenprüfständen

Gemäß den in den Kap. 7.1 und 7.3 aufgezeigten Beziehungen ergibt sich für die Drehmomente an den in Bild A9 aufgezeigten Stellen

$$T_1 = T_{RL1} + T_{RP} + T_{RL2} / i_P + T_2 / i_P \quad (5)$$

$$T_{G3} = (T_2 - T_{RL3} - T_{RV}) \cdot i_V - T_{RL4} \quad (6)$$

$$T_{G2} = T_{G3} \cdot i_S / (i_S - 1) = T_{G3} \cdot 25/24 \quad \text{mit } i_S = 25 \quad (7)$$

$$T_{G1} = T_{G3} / (i_S - 1) - T_{RG} = T_{G3} / 24 - T_{RG} \quad (8)$$

$$T_{AM} = T_{RA} + (T_1 - T_{G2}) / i_A = T_{RA} + (T_1 - T_{G2}) \quad \text{mit } i_A = 1 \quad (9)$$

$$T_{BM} = T_{RB} + T_{G1} / i_B = T_{RB} + T_{G1} \quad \text{mit } i_B = 1 \quad (10)$$

mit den Indizes 1: Antrieb, Sonne; 2: Abtrieb, Steg; 3: Gehäuse; P: Prüf; V: Verspann; R: Reib; L1-L4: Lager 1-4; G: Getriebe; AM: Antriebsmotor; BM: Bremsmotor

Die Formeln gelten nur für $n_{G3} > n_{G1}$ (Sonne eilt Gehäuse nach bzw. gegensinnig).

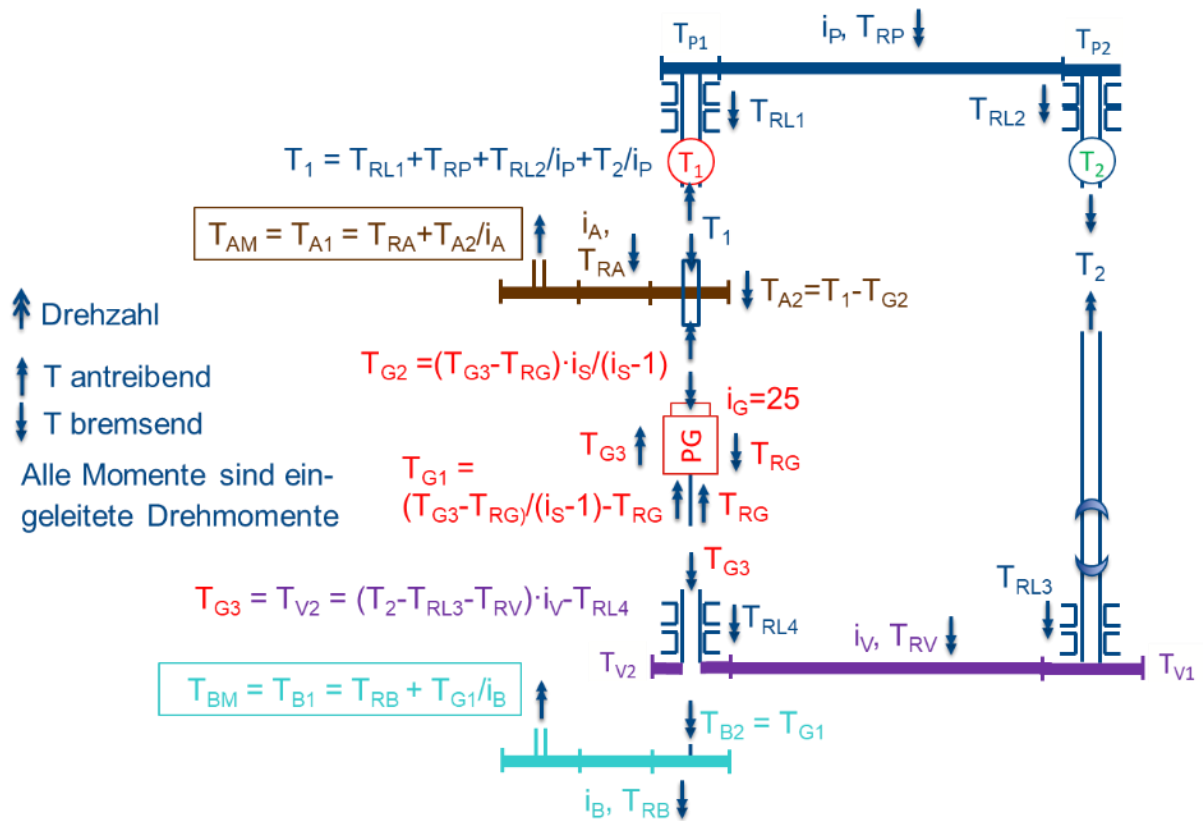


Bild A9: Drehmomente am Verspannungsprüfstand mit Servo am Prüfriemenantrieb

7.8 Energieverbrauch an Servo-verspannten Keilriemenprüfständen

Aus dem Produkt von Drehzahl und Drehmoment ergeben sich gemäß Bilder A5 und A9 die mechanischen Leistungen an den Messstellen

$$\text{am Antrieb} \quad P_1 = 2\pi \cdot T_1 \cdot n_1 \quad (11)$$

$$\text{am Abtrieb} \quad P_2 = 2\pi \cdot T_2 \cdot n_2 \quad (12)$$

$$\text{die Antriebsmotorleistung} \quad P_{AM} = 2\pi \cdot T_{AM} \cdot n_{AM} \quad (13)$$

$$\text{die Bremsmotorleistung} \quad P_{BM} = 2\pi \cdot T_{BM} \cdot n_{BM} \quad (14)$$

die Verlustleistungen

$$\text{am Lager 1} \quad P_{RL1} = 2\pi \cdot T_{RL1} \cdot n_1 \quad (15)$$

$$\text{am Lager 2} \quad P_{RL2} = 2\pi \cdot T_{RL2} \cdot n_2 \quad (16)$$

$$\text{am Lager 3} \quad P_{RL3} = 2\pi \cdot T_{RL3} \cdot n_2 \quad (17)$$

$$\text{am Lager 4} \quad P_{RL4} = 2\pi \cdot T_{RL4} \cdot n_{G3} \quad (18)$$

$$\text{am Getriebe} \quad P_{RG} = 2\pi \cdot T_{RG} \cdot (n_{G3} - n_{G1}) = 2\pi \cdot T_{RG} \cdot i_s \cdot (n_{G3} - n_{G2}) \quad (19)$$

$$\text{am Antriebsriemen} \quad P_{RA} = 2\pi \cdot T_{RA} \cdot n_{AM} \quad (20)$$

$$\text{am Bremsriemen} \quad P_{RB} = 2\pi \cdot T_{RB} \cdot n_{BM} / i_B \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \text{am Prüfriemen} \quad P_{RP} &= P_1 - P_{RL1} - P_{RL2} - P_2 \\ &= 2\pi \cdot ((T_1 - T_{RL1}) \cdot n_1 - (T_2 + T_{RL2}) \cdot n_2) \end{aligned} \quad (22)$$

Mit $T_1 = T_{RL1} + T_{RP} + T_{RL2} / i_P + T_2 / i_P$ (5) und $n_2 = n_1 \cdot (1 - s_P) / i_P$ (aus 1)

wird $P_{RP} = 2\pi \cdot n_1 \cdot (T_{RL1} + T_{RP} + T_{RL2} / i_P + T_2 / i_P - T_{RL1} - T_2 / i_P - T_{RL2} / i_P + T_2 \cdot s_P / i_P + T_{RL2} \cdot s_P / i_P)$

$$P_{RP} = 2\pi \cdot n_1 \cdot (T_{RP} + s_P / i_P \cdot (T_2 + T_{RL2})) \quad (23)$$

$$\text{am Verspannriemen} \quad P_{RV} = 2\pi \cdot n_2 \cdot (T_{RV} + s_V / i_V \cdot (T_{G3} + T_{RL4})) \quad (24)$$

Natürlich muss nach Energieerhaltungssatz gelten

$$P_{AM} + P_{BM} = P_{RL1} + P_{RL2} + P_{RL3} + P_{RL4} + P_{RG} + P_{RA} + P_{RB} + P_{RP} + P_{RV} \quad (25)$$

7.9 Verluste von Motor-Generator-Prüfständen

Durch den Wegfall der Leistungsverzweigung im Planetengetriebe ist der Leistungsfluss bei Motor-Generator-Prüfständen deutlich einfacher. Gegenüber der Vorbetrachtung erfolgt der Leistungsfluss von rechts nach links, sodass sich die Position der Lager und der Drehmoment-Messwelle gemäß Bild A10 darstellt:

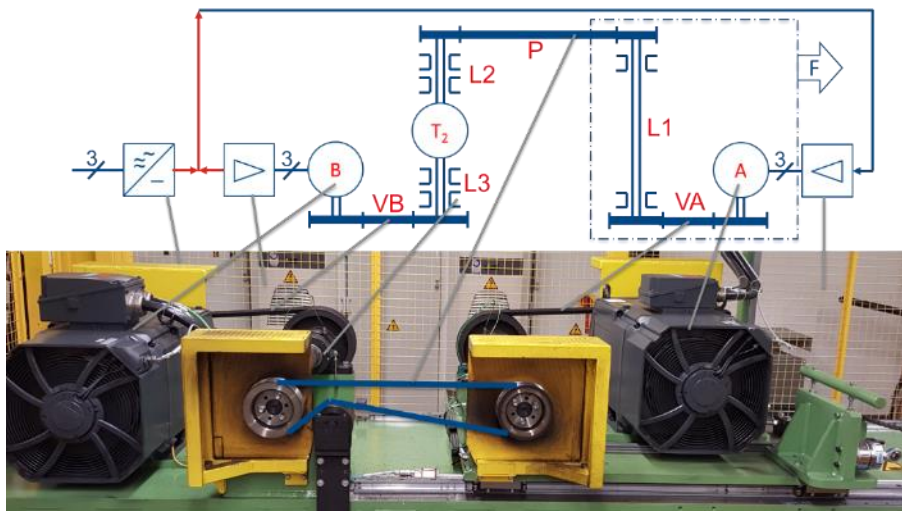


Bild A10: Leistungsfluss vom 250-kW-Motor-Generator-Prüfstand

Mit den in Kap. 7.1-7.5 gewonnenen Erkenntnissen zu den Komponentenverlusten wird nun die Berechnung der Gesamtverluste neu aufgestellt und auf die Messwerte P_2 (an Drehmoment-

Messwelle), n_1 (an Prüfriemenantrieb), P_{AM} (mechanische Leistung des Antriebsmotors), P_{BM} (mechanische Leistung des Bremsmotors) und P_{ges} (elektrische Leistungsaufnahme des Gesamtprüfstandes) bezogen. Die erwartete Verlustsumme der Komponenten wird mit den Messwerten „abgeglichen“, d.h. die Messwerte sind entsprechend ihrer Messunsicherheit ($\sim 1\%$ für P_2 , n_1 , P_{ges} , 5% für P_{AM} , P_{BM}) zu treffen.

Einspeise-Leistung & Netzteil-Verlustleistung: $P_{ges} = (P_{AU} - P_{BU}) / \eta_{NT}$, $P_{VNT} = P_{ges} - P_{AU} + P_{BU}$

Antriebsumrichter-Leistung und -Verlustleistung: $P_{AU} = P_{EAM} / \eta_{AU}$, $P_{VAM} = P_{AU} - P_{EAM}$

Elektrische und mechanische Antriebsmotor-Leistung und -Verlustleistung:

$P_{EAM} = P_{AM} / \eta_{AM} = 2\pi \cdot T_{AM} \cdot n_{AM} / \eta_{AM}$, $P_{VAM} = P_{EAM} - P_{AM}$

Vorgelegeriemen VA mit i_{VA} , s_{VA} und T_{RVA} : $n_{1VA} = n_{AM} = i_{VA} \cdot n_1 / (1 - s_{VA})$, $n_{2VA} = n_1$,

$T_{1VA} = T_{AM} = T_{RVA} + T_{2VA} / i_{VA}$, $T_{2VA} = T_{1P} + T_{RL1}$, $P_{RVA} = 2\pi \cdot n_{AM} \cdot (T_{RVA} + s_{VA} / i_{VA} \cdot T_{2VA})$

Lager L1 mit T_{RL1} : $n_{L1} = n_1$, $P_{RL1} = 2\pi \cdot T_{RL1} \cdot n_1$

Prüfriemen P mit i_P , s_P und T_{RP} : $n_{1P} = n_1$, $n_{2P} = n_1 \cdot (1 - s_P) / i_P$,

$T_{1P} = T_{RP} + T_{2P} / i_P$, $T_{2P} = T_2 + T_{RL2}$, $P_{RP} = 2\pi \cdot n_1 \cdot (T_{RP} + s_P / i_P \cdot T_{2P})$

Lager L2 & L3 mit $T_{RL2} = T_{RL3}$: $n_{L2} = n_{L3} = n_{2P}$, $P_{RL2} = P_{RL3} = 2\pi \cdot T_{RL2} \cdot n_{2P} = 2\pi \cdot T_{RL3} \cdot n_{2P}$

Vorgelegeriemen VB mit i_{VB} , s_{VB} und T_{RVB} : $n_{1VB} = n_{2P}$, $n_{2VB} = n_{BM} = n_{2P} \cdot (1 - s_{VB}) / i_{VB}$,

$T_{1P} = T_{BM} = T_{RVB} + T_{2VB} / i_{VB}$, $T_{2VB} = T_2 - T_{RL3}$, $P_{RVB} = 2\pi \cdot n_{2P} \cdot (T_{RVB} + s_{VB} / i_{VB} \cdot T_{2VB})$

Elektrische und mechanische Bremsmotor-Leistung und -Verlustleistung:

$P_{EBM} = P_{BM} \cdot \eta_{BM} = 2\pi \cdot T_{BM} \cdot n_{BM} \cdot \eta_{BM}$, $P_{VBM} = P_{BM} - P_{EBM}$

Bremsumrichter-Leistung und -Verlustleistung: $P_{BU} = P_{EBM} \cdot \eta_{AU}$, $P_{VBM} = P_{EBM} - P_{BU}$