

Technische Universität Graz  
Institut für Fahrzeugtechnik

# **Konzeptionierung und Konstruktion eines Bremsattelauflegers zur definierten Belastung von Versuchsfahrzeugen**

**Masterarbeit**

von

**Gregor Rottenschlager**

Vorgelegt zur Erlangung des  
akademischen Grades Diplom-Ingenieur  
der Studienrichtung Maschinenbau

Betreuer TU-Graz: Assoc.Prof. Dr. Mario HIRZ  
Betreuer MAN Truck & Bus Österreich GesmbH: Dipl.-Ing. (FH) Josef KLAMMER

Steyr, Dezember 2016

## **Eidesstattliche Erklärung**

Ich erkläre hiermit, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Die Arbeit wurde bisher keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt und noch nicht veröffentlicht.

Steyr, im Dezember 2016

.....

## **Danksagung**

An dieser Stelle möchte ich mich bei all jenen bedanken, die mich im Rahmen dieser Diplomarbeit stets begleitet und unterstützt haben.

Ein besonderer Dank gilt meinem Betreuer bei MAN, DI (FH) Josef Klammer der mich von Beginn an sehr freundlich aufgenommen hat und mich jederzeit fachlich und persönlich unterstützt hat.

Weiters möchte ich mich bei den MAN Mitarbeitern DI (FH) Stefan Robausch und DI Stefan Stanzer bedanken, die immer ein offenes Ohr für Fragen aller Art hatten.

Ein ganz besonderer Dank gebührt meiner Familie, insbesondere meinen Eltern, die mir mein Studium überhaupt ermöglicht haben, sowie meiner Freundin Petra und meinen Freunden, die mich im Laufe meines Studiums stets unterstützt haben.

Danken möchte ich nicht zuletzt meinem Betreuer an der TU-Graz, Assoc.Prof. Dr. Mario Hirz für seine guten Ratschläge und Hilfestellungen beim Erstellen dieser Diplomarbeit.

## **Kurzfassung**

### **Konzeptionierung und Konstruktion eines Bremssattelauflegers zur definierten Belastung von Versuchsfahrzeugen**

In einem Grundlagenprojekt von MAN Truck & Bus Österreich GesmbH wird auf Basis eines MAN TGX-Fernverkehr-Fahrzeugs ein System zur Abwärmenutzung entwickelt. Dieses System wurde bereits Anfang 2016 in ein Prototypenfahrzeug integriert. Jedoch darf das Fahrzeug aus Sicherheitsgründen nicht auf öffentlichen Straßen bewegt werden und wird daher im ersten Schritt nur auf Teststrecken, abseits von öffentlichen Straßen, betrieben. Für die Potentialermittlung und für Abstimmungen der Systemregelung ist es notwendig, dass das Prototypenfahrzeug definiert belastet werden kann.

Für eine definierte Belastung soll daher ein Konzept für einen Bremsanhänger erstellt werden. Dieser soll es ermöglichen, das Prototypenfahrzeug im Dauerbetrieb definiert zu belasten, um verschiedene Lastpunkte und Profile abfahren zu können.

Diese Arbeit beinhaltet die Erstellung und Untersuchung verschiedener Bremsanhängerkonzepte. Das am besten geeignete Konzept wird für eine detaillierte CAD Konstruktion in CATIA V5 ausgewählt. Bei der Wahl der verbauten Komponenten wird besonders auf die Verwendung von In-House (MAN) Teilen geachtet, um die Kosten bei einer möglichen Realisierung gering zu halten.

Das Resultat zeigt die detaillierte Konstruktion eines Bremsanhängers, der auf die Leistung des Prototypenfahrzeugs und die Teststrecke von ECS St. Valentin abgestimmt ist. Die Konstruktion basiert dabei auf einem handelsüblichen Meiller Muldenkippaufleger, der zu einem Bremsanhänger umgebaut wird.

Die detaillierte elektrische Ansteuerung des Bremsanhängers ist nicht Thema dieser Arbeit.

## Abstract

### **Conceptual design and construction of a brake-semi-trailer for the defined loading of test-vehicles.**

In a project of MAN Truck & Bus Österreich GesmbH, a system for waste-heat-recovery (WHR) is developed on the basis of a MAN TGX truck. This system was integrated into a prototype vehicle at the beginning of 2016. Due to road safety reasons the truck cannot be moved on public roads. In the first step the truck is only operated on test tracks, away from public roads. It is necessary that the prototype vehicle is loaded in a defined manner in order to determine the potential and to adjust the system control.

Therefore a concept for a brake-semi-trailer should be created. This trailer should make it possible to load the prototype vehicle in continuous operation in a defined manner in order to run different load points and profiles.

This master thesis includes the preparation and investigation of various brake-semi-trailer concepts. The most suitable concept is selected for a detailed CAD design in CATIA V5. When selecting the installed components, particular attention is paid to the use of In-House (MAN) parts in order to keep the costs low during a possible implementation.

The result shows the detailed design of a brake-semi-trailer, which is tuned to the performance of the prototype vehicle and the test track of ECS St. Valentin. The design is based on a conventional Meiller tipping semi-trailer, which got converted to a brake trailer.

The detailed electrical control of the brake trailer is not subject of this master thesis.

## Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Erklärung .....	ii
Danksagung .....	iii
Kurzfassung .....	iv
Abstract.....	v
Inhaltsverzeichnis.....	vi
Symbolverzeichnis .....	x
Abkürzungsverzeichnis .....	xiii
1. Einleitung .....	14
1.1 Motivation .....	14
1.2 Aufgabenstellung .....	15
2. Stand der Technik .....	18
2.1 Volke VBA15.....	18
2.2 Westfalia BA10K.....	19
2.3 Prototypen Bremsattelauflieger .....	21
3. Grundlagen.....	23
3.1 Prototypenfahrzeug.....	23
3.2 Sattelanhänger .....	24
3.3 Anhängerkupplung .....	24
3.4 Dauerbremsanlage .....	26
3.4.1 Hydrodynamischer Retarder.....	27
3.4.2 Elektrodynamischer Retarder .....	29
3.4.3 Magnetarder (Voith) .....	29
4. Konzeptphase .....	32
4.1 Konzepte Grundaufbau.....	32
4.1.1 Konzept A – Achse mit integrierter Dauerbremsanlage .....	32
4.1.2 Konzept B – Achse und Dauerbremsanlage getrennt.....	33
4.2 Konzeptauswahl Grundaufbau .....	34

---

4.3	Leistungsanforderung Retarder.....	34
4.3.1	Fahrwiderstand .....	34
4.3.2	Leistungsbedarf Fahrzeug.....	36
4.3.3	Dauerbremsleistung Retarder .....	39
4.3.4	Erforderliche Maximalbremskraft.....	39
4.4	Detaillkonzepte .....	45
4.4.1	Konzept B1 – elektromagnetischer Retarder .....	46
4.4.2	Konzept B2 – hydrodynamischer Retarder .....	48
4.4.3	Konzept B3 – Magnetarder .....	49
4.4.4	Konzept B4 – Synchrongenerator.....	50
4.5	Wahl des Detaillkonzepts.....	52
5.	Komponenten für Bremsanhänger .....	55
5.1	Anhänger .....	55
5.1.1	Wahl des Anhängers.....	55
5.1.2	Reibwertuntersuchung .....	56
5.1.3	Meiller MHPS 43/3 Kippsattelanhänger .....	59
5.2	Achse.....	67
5.2.1	Achsportfolio .....	68
5.2.2	Achsbezeichnung.....	69
5.2.3	Wahl der Achse.....	69
5.2.4	Kollision mit Rahmen.....	69
5.2.5	Abweichung der Federspür .....	69
5.2.6	HP-1333-E Achse .....	71
5.2.7	Reifen und Felge.....	72
5.3	Voith Retarder VR120-3.....	73
5.3.1	Funktionsweise .....	73
5.3.2	Technische Daten .....	76
5.3.3	Bremskraftverlauf am Bremsanhänger .....	76
5.4	Kühlsystem .....	81
5.4.1	Aufbau des Kühlsystems.....	81
5.4.2	Komponenten Kühlsystem .....	82
5.4.3	Berechnung der Kühl- und Antriebsleistungen .....	86
5.5	Auswertung der Berechnungsdaten .....	93
5.5.1	Zugkraftdiagramm inkl. Gesamtfahrwiderstand .....	93
5.5.2	Fahrleistungsdiagramm.....	94
5.5.3	Wahl der Achsübersetzung .....	95

---

5.6	Riemen und Riemenspanner .....	97
6.	Konstruktive Umsetzung .....	98
6.1	Einbau Hinterachse .....	98
6.1.1	Positionieren der Hinterachse .....	98
6.1.2	Positionieren BPW-Lenkerfeder/Luftfederbalg .....	99
6.1.3	Anbindung HP-1333-E Achse an BPW-Luftfederung .....	101
6.1.4	Anbindung BPW-Lenkerfeder an Aufliegerrahmen .....	103
6.2	Retarderpaket .....	114
6.2.1	Positionierung Retarderhalterung .....	114
6.2.2	Retarderhalterung .....	115
6.2.3	Kühlmittelpumpe .....	116
6.2.4	Riementrieb .....	118
6.2.5	Lüfteranbindung .....	121
6.2.6	Kühleranbindung .....	122
6.2.7	Kühlerschutzgitter .....	124
6.2.8	Ausdehnungsbehälter .....	125
6.2.9	Verrohrung Kühlsystem .....	126
6.2.10	Einbau Gelenkwelle .....	129
6.3	Bremsanhänger .....	130
7.	Zusammenfassung und Verbesserungsvorschläge .....	135
	Quellen- und Literaturverzeichnis .....	I
	Abbildungsverzeichnis .....	I
	Tabellenverzeichnis .....	V
	Anhang A Beschreibung Bremsvorgang .....	VI
	Anhang B Druckluftsystem Meiller MHPS43/3 .....	VII
	Anhang C Anschlüsse VERA-Steuergerät .....	IX
	Anhang D Riemenberechnung .....	XI
	Anhang E Daten Gelenkwellenauslegung .....	XIII
	Anhang F Stückliste Hinterachseinbau .....	XIV



Anhang G Stückliste Retarderpaket .....XVI

## Symbolverzeichnis

$a$ .....	Quereschleunigung	$\frac{m}{s^2}$
$F_{B\_MAX}$ .....	maximale Bremskraft mit Lüfter und Pumpenwiderstand (i=6,00)	$kN$
$F_{Beschleunigung}$ .....	Beschleunigungswiderstand	$N$
$F_{BWest}$ .....	maximale Bremskraft Westfalia BA10K	$kN$
$F_H$ .....	Fahrhöhe	$mm$
$F_{Luft}$ .....	Luftwiderstand	$N$
$F_M$ .....	Federspurbereite	$mm$
$F_{Max\_erf}$ .....	Zugkraftmaximum	$kN$
$F_{Min\_Dauer}$ .....	minimal erforderliche Bremskraft des Bremsaufliegers	$N$
$F_N$ .....	Normalkraft	$N$
$F_{NA}$ .....	Normalkraft auf Aufliegerachse	$N$
$F_R$ .....	Reibkraft	$N$
$F_{RETM_{max}}$ .....	maximale Bremskraft mit Voith VR120-3 Retarder (i=6,00)	$kN$
$F_{Roll}$ .....	Rollwiderstand	$N$
$F_{Steigung}$ .....	Steigungswiderstand	$N$
$F_W$ .....	Fahrwiderstand	$N$
$F_{x2}$ .....	maximal übertragbare Längskraft	$N$
$F_{x4}$ .....	maximale Retarderbremskraft mit i=6,00	$N$
$F_{y3}$ .....	maximal übertragbare Querkraft	$N$
$F_{y4}$ .....	maximal übertragbare Querkraft (mit Fx4 in Längsrichtung)	$N$
$F_Z$ .....	Normalkraft in z-Richtung bei maximaler Achslast	$N$
$F_{Zug}$ .....	Zugkraft am Rad	$kN$
$g$ .....	Erdbeschleunigung	$\frac{m}{s^2}$

$i$ .....	Getriebeübersetzung (Schaltgetriebe)	-
$i_{12}$ .....	Übersetzung Schaltgetriebe im 12. Gang	-
$i_{HAG}$ .....	Übersetzung Hinterachsgetriebe am Prototypenfahrzeug	-
$i_{HAG\_Max}$ .....	Größte Hinterachsübersetzung einer MAN Hinterachse	-
$i_{Mi}$ .....	Mittentriebübersetzung bei MAN HP-1333-E	-
$i_{Planet}$ .....	Planetengetriebeübersetzung bei MAN HP-1333-E	-
$i_{Pump}$ .....	gewählte Pumpenübersetzung	-
$m$ .....	Aufliegermasse Meiller MHPS43/3	kg
$M_K$ .....	Drehmoment an der Kurbelwelle	Nm
$m_{leer}$ .....	Masse des unbeladenen Sattelzugs	kg
$M_M$ .....	Motordrehmoment	Nm
$M_{NHAG}$ .....	Drehmoment nach Hinterachsgetriebe	Nm
$M_{VHAG}$ .....	Drehmoment vor Hinterachsgetriebe	Nm
$m_{voll}$ .....	höchstzulässige Gesamtmasse des Sattelzugs	kg
$m_{West}$ .....	Masse Westfalia BA10K	kg
$n_{BP}$ .....	Motordrehzahl in Motorbestpunkt	$\frac{1}{min}$
$n_K$ .....	Kurbelwellendrehzahl	$\frac{1}{min}$
$n_{Lü\_Max}$ .....	maximale Lüfterdrehzahl	$\frac{1}{min}$
$n_M$ .....	Motordrehzahl	$\frac{1}{min}$
$n_{Max}$ .....	maximale Retarderdrehzahl	$\frac{1}{min}$
$n_{Mot\_Max}$ .....	maximale Motordrehzahl	$\frac{1}{min}$
$n_{NHAG}$ .....	Drehzahl nach Hinterachsgetriebe	$\frac{1}{min}$
$n_{PumpAus}$ .....	Auslegungsdrehzahl Kühlmittelpumpe	$\frac{1}{min}$

$n_{Ret}$ .....	Retarderdrehzahl	$\frac{1}{min}$
$n_{VHAG}$ .....	Drehzahl vor Hinterachsgetriebe	$\frac{1}{min}$
$P_M$ .....	Motorleistung	$kW$
$P_{M14}$ .....	erforderliche Motorleistung bei 14 Tonnen Gesamtgewicht	$kW$
$P_{M40}$ .....	erforderliche Motorleistung bei 40 Tonnen Gesamtgewicht	$kW$
$P_{Min\_Dauer}$ .....	minimal erforderliche Dauerleistung des Bremsaufliegers	$kW$
$Q_{PumpAus}$ .....	Fördermenge der Kühlmittelpumpe bei Auslegungsdrehzahl	$\frac{l}{min}$
$r_{dyn}$ .....	dynamischer Reifenradius	$m$
$r_{SV}$ .....	kleinster Kurvenradius an der Teststrecke von ECS in St. Valentin	$m$
$T_{_KMk\_ein}$ .....	Temperatur Kühlmittelkühler am Einlass	$^{\circ}C$
$T_U$ .....	Umgebungstemperatur	$^{\circ}C$
$V$ .....	Fahrgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
$V_{BP\_9\_Gang}$ .....	Fahrgeschwindigkeit in Motorbestpunkt bei eingelegtem 9. Gang	$\frac{m}{s}$
$V_{K\_Max}$ .....	maximale Kurvengeschwindigkeit auf ECS-Teststrecke	$\frac{m}{s}$
$V_{Max}$ .....	Maximalgeschwindigkeit MAN TGX	$\frac{m}{s}$
$\Delta p$ .....	Differenzdruck an Kühlmittelpumpe bei Auslegungsdrehzahl	$bar$
$\eta_{HAG}$ .....	Wirkungsgrad Hinterachsgetriebe	-
$\eta_{SG}$ .....	Wirkungsgrad Schaltgetriebe	-
$\mu$ .....	Reibungskoeffizient	-
$\mu_{Max}$ .....	maximaler Reibungskoeffizient	-
$\mu_{West}$ .....	erforderlicher Reibungskoeffizient Westfalia BA10K	-
$\omega$ .....	Winkelgeschwindigkeit Rad	$\frac{rad}{s}$

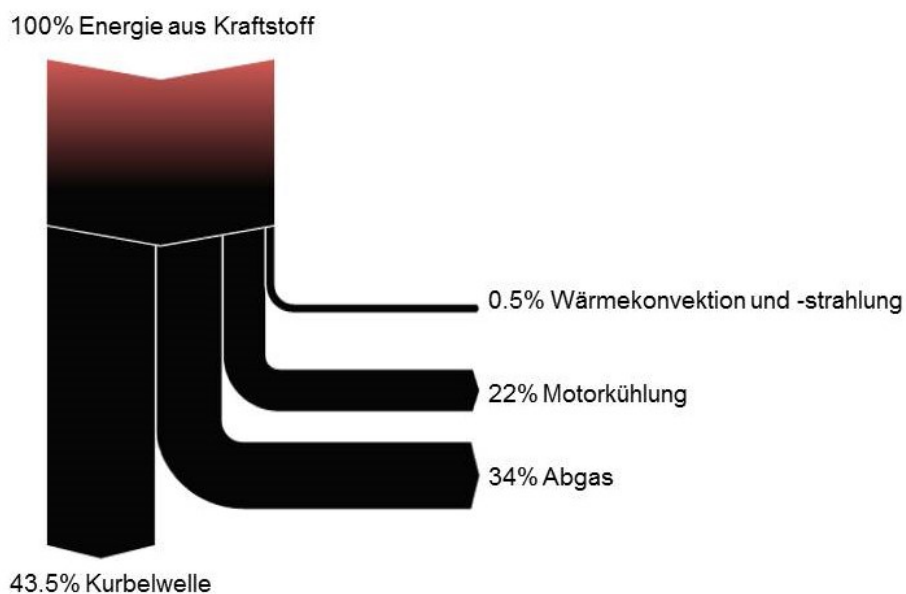
## Abkürzungsverzeichnis

ABS	Antiblockiersystem
ALB	automatische lastabhängige Bremskraftregelung
CAD	Computer Aided Design
CAN	Controller Area Network
CFD	Computational Fluid Dynamics Computational Fluid Dynamics
CRC	Clausius Rankine Cycle
EBS	Elektronisches Bremssystem
FH	Fahrhöhe
GPS	Global Positioning System
HT-Kühler	Hochtemperatur-Kühler
MAN	Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg
NT-Kühler	Niedertemperatur-Kühler
PEM	Pneumatic Extension Modul
PKW	Personenkraftwagen
PLM	Product Lifecycle Management
PREV	Park Release Emergency Valve
RSS	Roll Stability Support
SUV	Sport Utility Vehicle
TEBS	Trailer Elektronisches Bremssystem
TFT-Display	Thin-film transistor-Display
TGX	Trucknology® Generation-X
VBA	Volke Bremsanhänger
WRG	Wärmerückgewinnung

# 1. Einleitung

## 1.1 Motivation

Nutzfahrzeughersteller sind aufgrund von Umweltschutz, Gesetzgebung, gesellschaftlicher Verantwortung und Kundenzufriedenheit stets bemüht Kraftstoffverbräuche und Emissionen ihrer Fahrzeuge zu reduzieren.



**Bild 1-1** Energieflussdiagramm eines LKW-Motors im Langstreckenbetrieb, Quelle: MAN

Anhand dieses Energieflussdiagramms eines LKW-Motors lässt sich ablesen, dass etwa ein Drittel der zugeführten Gesamtenergie aus dem Kraftstoff an das Abgas in Form von Wärmeenergie verloren geht. Um die Verluste zu reduzieren, wird versucht, die im Abgas- und Kühlsystem enthaltene Wärmeenergie zu nutzen und dem Antrieb zurückzuführen. Bei der Entwicklung von Wärmerückgewinnungssystemen wird besonderes Augenmerk auf die Abgaswärme gelegt, da aufgrund des hohen Temperaturniveaus das Potential hier am größten ist.

Die aktuelle MAN-Technologie zur Wärmerückgewinnung, nutzt die Abgaswärmeenergie mit Hilfe eines Clausius-Rankine-Kreisprozesses<sup>1</sup> (CRC). Dieser thermodynamische Kreisprozess ermöglicht die Umwandlung von thermischer in mechanische Energie. Als Arbeitsmedium für den Kreislauf wurde ein Ethanol-Öl Gemische gewählt, da es sich aus Gründen des Gefrierschutzes und des Schmierverhaltens besser eignet als Wasser. Jedoch bringt der Einsatz von Ethanol einen großen Nachteil mit sich: Infolge des Kreisprozesses wird das Ethanol in einem Wärmetauscher verdampft. Da sich der Ethanoldampf im Falle einer Leckage oder Unfalls leicht entzünden kann, ist es nach heutiger Gesetzgebung nicht erlaubt, ein Fahrzeug mit solchen Abwärmenutzungssystemen auf öffentlichen Straßen zu bewegen. Aus diesem Grund darf das Prototypenfahrzeug, das von MAN Anfang 2016 aufgebaut wurde, nur auf einer abgesperrten Teststrecke betrieben werden. (Paul, 2014, S. 2)

Das Prototypenfahrzeug basiert auf einer serienmäßigen Sattelzugmaschine vom Typ MAN TGX 18.440 und wurde mit einem Wärmerückgewinnungssystem (WRG) auf Basis des CRC ausgestattet. Das baugleiche WRG-System ist auch auf einem Motorenprüfstand aufgebaut, womit das Potential des Systems mit 3-4% Kraftstoffersparnis ermittelt wird.

Da es jedoch in Steyr keinen Rollenprüfstand für die Abstimmungen an der Systemregelung und Potentialermittlungen am Prototypenfahrzeug gibt, wurde ein Bremsanhänger als kostengünstige Alternative angedacht.

## 1.2 Aufgabenstellung

Die Aufgabe dieser Arbeit besteht in der Konzeption und Konstruktion eines Bremsanhängers. Dieser soll ein Zugfahrzeug im Dauerbetrieb definiert belasten, um verschiedene Lastpunkte und Profile auf einer Teststrecke abfahren zu können. Ähnlich wie auf einem Motorenprüfstand, soll der Bremsanhänger das Abfahren von bestimmten Betriebspunkten ermöglichen. Um dies zu realisieren, muss der Bremsanhänger mit einer stufenlos regelbaren Dauerbremsanlage ausgestattet sein.

---

<sup>1</sup> Der Clausius-Rankine-Kreisprozess wurde nach dem deutschen Physiker RUDOLF JULIUS EMANUEL CLAUSIUS (1822-1888) und dem schottischen Ingenieur WILLIAM JOHN MACQUORN RANKINE (1820-1872) benannt. (Paul, 2014, S. 3)

Eine weitere wichtige Anforderung an den Bremsanhänger ist die Dauerbelastung über den Zeitraum von etwa einer Stunde. Sollte während der Fahrt eine Störung am WRG-System auftreten und das Fahrzeug unerwartet gestoppt werden müssen, so muss der Bremsanhänger dafür ausgelegt sein, dass er ohne Nachlaufzeit abgestellt werden kann.

Da MAN am Standort Steyr keine Teststrecke besitzt, werden die Versuchsfahrten auf der Teststrecke vom Engineering Center Steyr (ECS) in St. Valentin durchgeführt.

Wie bereits in der Einleitung erwähnt, basiert das Prototypenfahrzeug auf einem MAN TGX 18.440 auf dem ein WRG-System aufgebaut wurde. Da das WRG-System in ein bestehendes Serienfahrzeug integriert werden musste, wurden zum Teil Bauräume genutzt, die in einer Serien-Lösung nicht verbaut werden dürfen.



**Bild 1-2** Anbauteile des WRG-Systems am Prototypenfahrzeug, Quelle: MAN

In Abbildung 1-3 ist zu sehen, dass sich hinter dem Fahrerhaus Anbauteile des WRG-Systems befinden. Wenn man nun aber einen, für den Fernverkehr üblichen Auflieger aufsattelt, kommt es zwischen den Anbauteilen am Fahrzeug und dem Auflieger zu einer Kollision. Dies muss bei der Wahl des Aufliegers, der als Basis für den Bremsanhänger dienen soll, berücksichtigt werden.

Bei der Konzeptionierung darf natürlich der finanzielle Aspekt nicht vernachlässigt werden. Um die Kosten bei einer möglichen Realisierung des Projekts gering zu halten,



soll bei den verwendeten Komponenten möglichst auf MAN In-House Teile zurückgegriffen werden.

## 2. Stand der Technik

Da bereits einige Hersteller den Nutzen eines Bremsanhängers erkannt haben, gibt es am Markt schon verschiedene Hersteller für Bremsanhänger. Sie bieten vor allem Bremsanhänger für PKW-Testzwecke an. Um einen Einblick in die unterschiedlichen Funktionsweisen von Bremsanhängern zu erhalten, werden in diesem Kapitel einige Bremsanhänger genauer betrachtet.

### 2.1 Volke VBA15

Der VBA 15 ist der stärkste Bremsanhänger aus dem Hause Volke und steht für **Volke-Brems-Anhänger** mit einer maximalen Bremskraft von **15 kN**. Er besitzt eine maximale Bremsleistung von 300 kW. Das Bremsmoment wird durch eine Dauerbremsanlage in Form einer Wirbelstrombremse erzeugt. (Volke, 2016) (Volke, 2016)

Für die Kühlung der Bremse besitzt die Wirbelstrombremse einen innenbelüfteten Rotor, sowie einen Zusatzlüfter zur Fremdbelüftung. Das verbaute Schaltgetriebe besitzt zwei Fahrstufen. Mit der Fahrstufe 1 wird eine Bremsung bis 80 km/h und mit Fahrstufe 2 bis 160km/h unterstützt. Für widrige Fahrbahnverhältnissen ist der VBA15 zusätzlich mit einer schlupfabhängigen ABS Regelung ausgestattet. Im Falle einer ABS-Bremsung wird kurzfristig die Bremskraft reduziert. Das zul. Gesamtgewicht ist mit 2500 kg angegeben.



**Bild 2-1** Volke VBA15, Quelle: [www.volke.com](http://www.volke.com)

Gesteuert wird der Bremsanhänger mittels Bedieneinheit mit 5" TFT-Display, welche über Funktionstasten und einen Multifunktionsdrehknopf verfügt. Die Datenübertragung zum Bremsanhänger erfolgt mit CAN-Bus oder über Funk. Möglich sind die Betriebsar-

ten Kraft- und Geschwindigkeitsregelung. Die Bremskraft wird dabei über ein Kraftmesselement am Deichselkopf und die Geschwindigkeit über GPS ermittelt. Es können optional auch Profildfahrten erstellt werden.



**Bild 2-2** Fernbedienung für Volke Bremsanhänger, Quelle: [www.volke.com](http://www.volke.com)

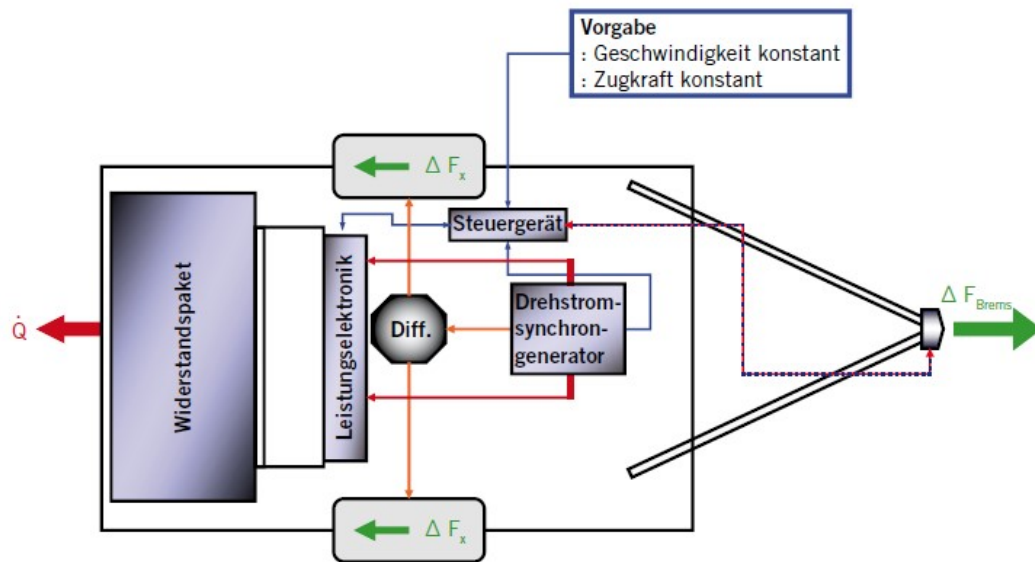
## 2.2 Westfalia BA10K



**Bild 2-3** Westfalia BA10K, Quelle: [www.westfalia-trailer.eu](http://www.westfalia-trailer.eu)

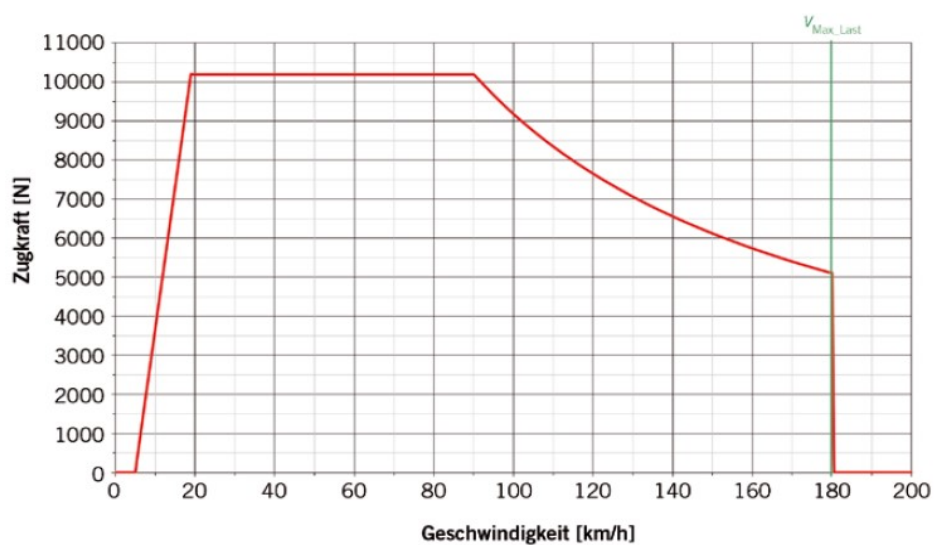
Der BA10K ist für den Testbetrieb von Mittelklassewagen bis hin zu SUVs ausgelegt. Das Kernstück des Anhängers ist ein temperaturunabhängiger, wassergekühlter Synchrongenerator mit einer Nennleistung von 250 kW als Dauerbremsanlage. Diesem wird über eine spezielle Leistungselektronik ein elektrischer Strom eingepreßt, welcher über Differential, Antriebswellen und Räder ein Bremsmoment einstellt. Die dadurch entstehende Bremskraft von bis zu 10 kN wird direkt hinter der Kugelpfanne gemessen und durch eine Regelelektronik auf den vom Bediener einstellbaren Sollwert geregelt, wobei man zwischen einer konstanten Zugkraftregelung, einer konstanten Geschwindigkeitsregelung oder einem Zugkraftprofil wählen kann. Der entnommene Strom aus

dem Generator wird über einen Leistungswiderstand in Wärme umgewandelt und die Energie an die Umgebung abgegeben. Durch die Trennung von Bremskrafterzeugung und Energieumwandlung/Wärmeabfuhr benötigt der Anhänger keine Abkühlphase nach dem Testbetrieb. (Dipl.-Ing. Ralf Binnenbruck, 2011)



**Bild 2-4** Funktionsdarstellung Westfalia BA10K, Quelle: (Dipl.-Ing. Ralf Binnenbruck, 2011, S. 66)

Durch diesen Aufbau wird ein sehr stabiles Bremskraftkennfeld im Geschwindigkeitsbereich von 20-90 km/h erreicht.



**Bild 2-5** Zugkraftkennfeld Westfalia BA10K, Quelle: (Dipl.-Ing. Ralf Binnenbruck, 2011, S. 67)

### 2.3 Prototypen Bremssattelaufleger

Kunden des deutschen Herstellers Kloft-Retarder GmbH haben bereits in der Vergangenheit zwei Projekte mit Bremssattelaufleger realisiert. Am Auflieger wurde dabei die starre Achse durch eine Achse mit Achsgetriebe ausgetauscht. Über das Achsgetriebe lässt sich das Bremsmoment der beiden eingesetzten Wirbelstrombremsen auf die Straße übertragen. Zum Einsatz kommen dabei Wirbelstrombremsen des Typs Kloft P10<sup>2</sup> mit einem maximalen Drehmoment von 3300 Nm bei einer Drehzahl von ca. 600 min<sup>-1</sup>. Die beiden Bremsen werden seriell mittels einer Gelenkwelle verbunden. Der für den Bremsvorgang erforderliche Erregerstrom wird dabei durch einen Generator erzeugt, der ebenfalls seriell mit den Bremsen gekoppelt ist. Über die Ansteuerung und Regelung kann die Firma Kloft leider keine Auskunft geben.



**Bild 2-6** Prototyp Bremssattelaufleger Kloft, Quelle: <sup>3</sup>

Ein ähnliches Konzept haben Kunden der spanischen Firma Frenelsa Retarders realisiert. Hier kommen jedoch vier Wirbelstrombremsen des Typs Frenelsa F16-GR S7<sup>4</sup> zum Einsatz. Dieser Typ weist ein maximales Drehmoment von etwa 3500 Nm bei einer Drehzahl von ca. 650 min<sup>-1</sup>. Da man hier wieder die Bremsmomente der vier Wirbelstrombremsen addieren darf, ist somit nicht nur das maximale Bremsmoment, sondern auch die maximale Bremsleistung der Frenelsa Variante etwa doppelt so groß wie die Variante von Kloft. Wie auch bei Kloft kann FRENELA keine Auskunft über die Ansteuerung der Wirbelstrombremsen geben.

<sup>2</sup> (Kloft Retarder Deutschland GmbH, 2016)

<sup>3</sup> Quelle: Aus schriftlicher Antwort von Kloft Retarder Deutschland GmbH vom 28.1.2016.

<sup>4</sup> Quelle: Aus schriftlicher Antwort von Frenelsa vom 1.2.2016.



**Bild 2-7** *Prototyp Bremssattelaufleger Frenelsa*, Quelle: Aus schriftlicher Antwort von Frenelsa vom 1.2.2016

### 3. Grundlagen

In folgendem Kapitel wird auf das MAN-Prototypenfahrzeug und die Funktionsweisen einzelner, für diese Arbeit relevante Komponenten eingegangen.

#### 3.1 Prototypenfahrzeug

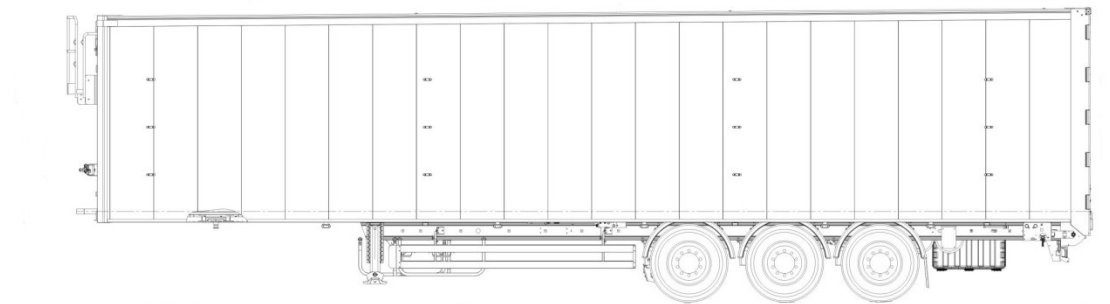
Damit das WRG-System den höchsten Wirkungsgrad erreichen kann, wird das System auf einen repräsentativen Betriebspunkt ausgelegt der am Zugfahrzeug am häufigsten betrieben wird. Hier bieten sich besonders Autobahnfahrten an, da mit konstant mittlerer Last gefahren wird. Dies hat zur Folge, dass konstante Betriebs- und Abgastemperaturen erreicht werden, sowie hohe Kühlleistungen. Genau für diesen Betriebszustand ist das WRG-System ausgelegt. Naturgemäß bietet der Fernverkehr das größte Potential, da hier der Anteil an quasistationärem Betrieb und die Kilometerleistung am größten sind. Daher wird als Basis für den Prototyp ein Fahrzeug aus dem Segment des Fernverkehrs gewählt. Der bedeutendste Vertreter aus dem Hause MAN ist das Modell Trucknology® Generation **X**, kurz **TGX**.

Die exakte Bezeichnung des Fahrzeugs lautet MAN **TGX 18.440 4x2 BLS**. Die Zahl **18** steht dabei für die höchstzulässige Gesamtmasse von 18 t, bei einer Motorleistung von 323 kW (ca. **440 PS**). Das Kürzel **4x2** ist die Radformel und bedeutet, dass von den insgesamt 4 Rädern bzw. Radpaaren am Fahrzeug, zwei angetrieben sind. Die Buchstaben **BLS** geben Auskunft über die Radaufhängung. Das **B** steht für Blattfederung vorne, **L** für Luftfederung hinten und **S** für Sattelzugmaschine.

Die MAN-interne Bezeichnung für den Antriebsmotor ist **D2676LF 46**. Die Abkürzung **D2676** steht für einen Dieselmotor mit einer Bohrung von **126mm**, einem Kolbenhub von **170 mm** und **6 Zylindern**. **LF 46** steht für einen stehenden Motor für einen LKW-Frontlinkslenker mit Aufladung und Ladeluftkühlung nach Entwicklungsstand **46**. Der Hubraum des Motors beträgt ca.  $12.412 \text{ cm}^3$ . Die Abgaswerte entsprechen der Euro VI Norm. (Paul, 2014, S. 12) (Paul, 2014, S. 12)

### 3.2 Sattelanhänger

Anhänger sind Fahrzeuge die über keinen eigenen Antrieb verfügen und hinter Zugfahrzeugen mitgeführt werden. Sie besitzen eine Ladefläche, die den Transport von Ladegütern ermöglicht. Der Sattelanhänger, oft auch Sattelaufleger genannt, wird meist mit einer bis drei Achsen ausgeführt. Da der Aufleger keine Vorderachse besitzt übernimmt das Zugfahrzeug hier die Funktion der Abstützung. Dieses Merkmal unterscheidet den Sattelanhänger von Tandem- und Gelenkdeichselanhängern, die ihre Last zur Gänze über die Räder auf die Straße übertragen. Für die Verbindung des Auflegers mit dem Zugfahrzeug besitzt der Aufleger am Vorderbau den sogenannten Königszapfen. Das Zugfahrzeug mit aufgesatteltem Aufleger bildet zusammen das Sattelkraftfahrzeug.



**Bild 3-1** Beispiel für Sattelaufleger, Quelle: [www.schwarzmueller.com](http://www.schwarzmueller.com)

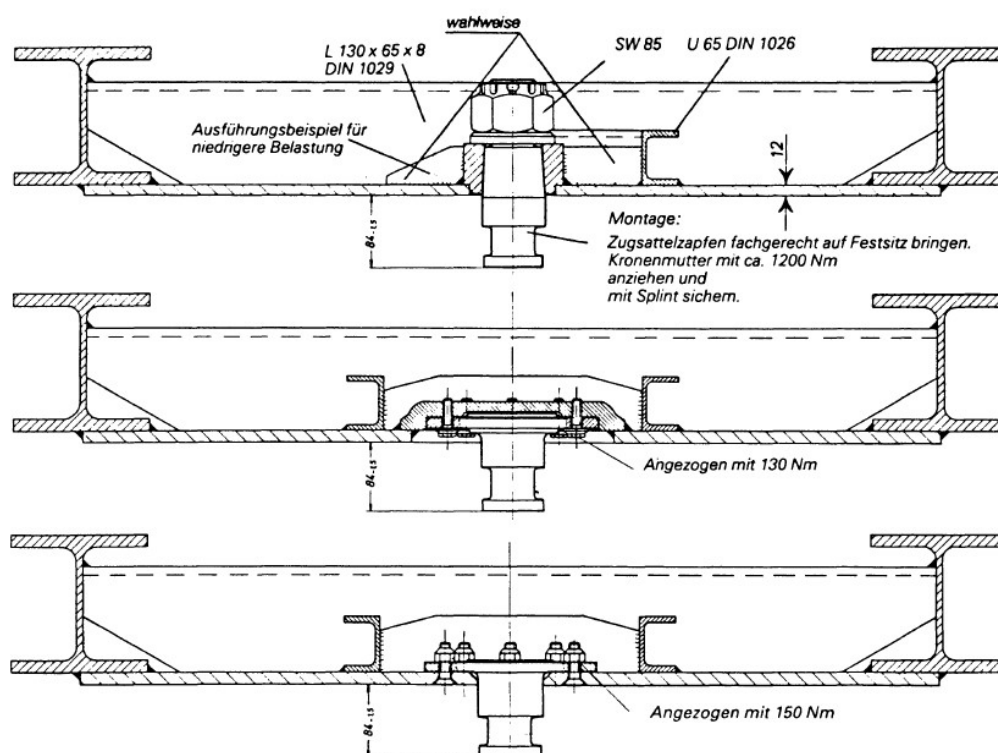
### 3.3 Anhängerkupplung

Die Funktionseinheit der Sattelkupplung besteht aus dem Königszapfen am Aufleger und der Sattelplatte am Zugfahrzeug. Am Prototypfahrzeug ist eine Sattelplatte für einen Königszapfen mit Durchmesser 50 mm verbaut. Diese Zapfenabmessungen sind in DIN 74080 festgelegt. Die dazu passenden Sattelplattenabmessungen werden der DIN 74081 entnommen.

Der Königszapfen wird durch Gesenkschmieden hergestellt. Zur Steigerung der Härte- und Festigkeit ist er vergütet, was durch härten und anschließend Anlassen erreicht wird. Sämtliche Kräfte, die bei der Fahrt entstehen, werden von ihm übertragen. Er ist auch zugleich eine Abhebesicherung, damit sich der Aufleger nicht vom Zugfahrzeug



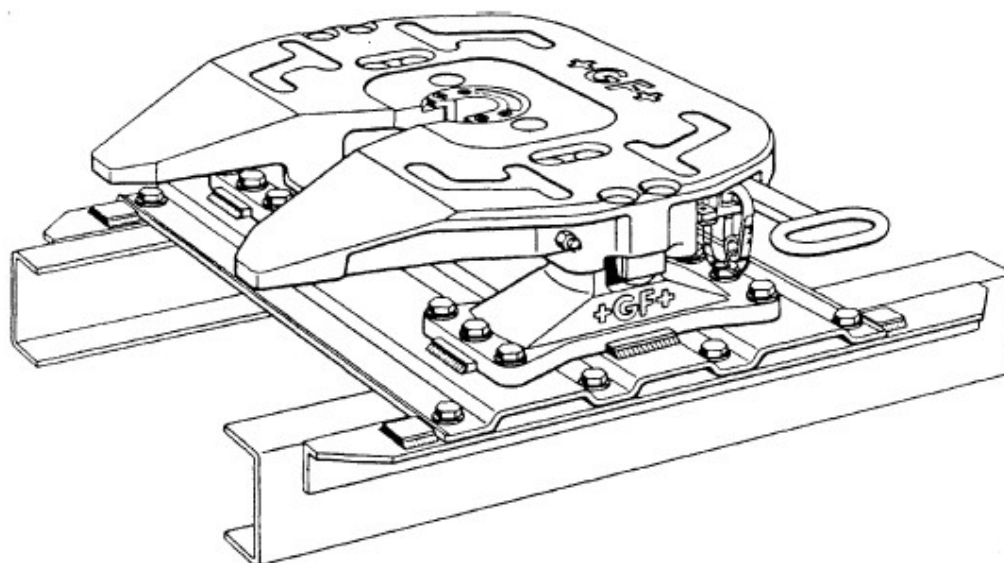
lösen kann. Da der Zapfen einer hohen Beanspruchung ausgesetzt ist, muss er beim Erreichen eines Mindestverschleißmaßes getauscht werden. Daher ist er nicht direkt in die Aufliegerplatte eingeschweißt, sondern mit ihr verschraubt. (Erich Hoepke, 2012, S. 294)



**Bild 3-2** Einbauvorschläge für Königszapfen, Quelle: (Erich Hoepke, 2012, S. 295)

Bild 3-2 zeigt verschiedene Befestigungsmöglichkeiten des Königszapfens. Die Variante mit Flansch (mittleres Bild) hat den Vorteil, dass im Verschleißfall der Königszapfen von unten getauscht werden kann. Somit erspart man sich im Falle einer Reparatur die Demontage des Ladenbodens.

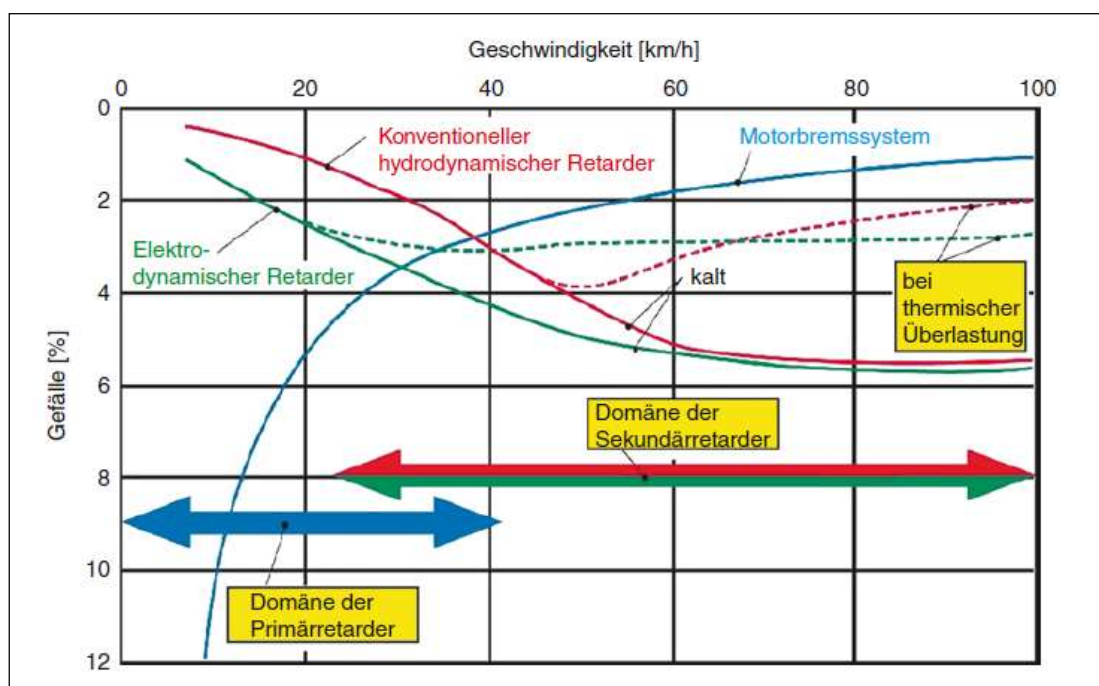
Die vertikale Last des Aufliegers wird über die Kupplungs- oder Sattelplatte auf das Fahrzeug eingeleitet. Die Kupplungsplatte ist quer zur Fahrtrichtung gelagert und lässt eine Schwenkmöglichkeit von mindestens von  $\pm 15^\circ$  zur Querachse zu. Die bei der Kurvenfahrt erforderliche Gleitwirkung zwischen Sattelplatte und Auflieger wird durch Einfetten und großzügig bemessene Schmiernuten erreicht. (Erich Hoepke, 2012, S. 295) (Erich Hoepke, 2012, S. 295)



**Bild 3-3** Sattelplatte mit Hilfsrahmen zur Montage am Zugfahrzeugrahmen, Quelle: (Erich Hoepke, 2012, S. 296)

### 3.4 Dauerbremsanlage

Die Betriebsbremsen von Nutzfahrzeugen sind nicht für einen permanenten Bremseneinsatz ausgelegt. Bei langen Bremsungen droht Gefahr durch Überhitzung, was ein Abfallen der Bremsfähigkeit bewirkt. In Ausnahmefällen droht sogar ein völliger Ausfall der Bremsanlage. Aus diesem Grund wurden spezielle Dauerbremsanlagen entwickelt, die eine Dauerbremsung während einer Gefällefahrt erlauben. Alle Arten von Dauerbremsanlagen haben die Eigenschaft, dass sie im Vergleich zu Radbremsen verschleißfrei funktionieren. Grundsätzlich gibt es zwei verschiedene Typen: Retarder und Motorbremssysteme. Je nach Einbaulage werden Retarder zwischen Primär- und Sekundärretarder unterschieden. Primärretarder werden im Fahrzeug zwischen Antriebsmotor und Schaltgetriebe angeordnet. Sekundärretarder werden hingegen zwischen Schaltgetriebe und Antriebsachse eingebaut. Motorbremssysteme zählen zu Primärretardern. Da sie jedoch für Bremsanhänger nicht in Frage kommen, werden sie hier nicht weiter behandelt (bei Interesse an Motorbremssystem → (Prof. Dr.-Ing. Bert Breuer, 2012, S. 182).



**Bild 3-4** Arbeitsbereiche von konventionellen Motorbremssystemen und Retardern in einem 40t Lastzug, Quelle: (Prof. Dr.-Ing. Bert Breuer, 2012, S. 182)

In Bild 3-4 sind die Arbeitsbereiche von konventionellen Dauerbremsanlagen dargestellt. Man erkennt, dass Primärretarder vorrangig bei geringen Geschwindigkeiten gut arbeiten. Sekundärretarder funktionieren, aufgrund ihrer Wirkungsweise, besser bei höheren Geschwindigkeiten.

Sekundärretarder werden in hydrodynamische und elektrodynamische unterschieden. Hinzu kommt noch eine neuartige Variante des Sekundärretarders aus dem Hause Voith, der Magnetarder.

### 3.4.1 Hydrodynamischer Retarder

Das Funktionsprinzip ist ähnlich wie bei hydraulischen Drehmomentwandlern, die häufig bei Automatikgetrieben eingesetzt werden. Ihr vorrangig verwendetes Arbeitsmedium ist Öl, teilweise kommt auch Wasser zum Einsatz. Die Hauptkomponenten eines hydrodynamischen Retarders sind Rotor und Stator. Diese sind als rotationssymmetrische Schaufelräder ausgeführt. Wie bereits der Name verrät, ist der Stator fest mit dem Retardergehäuse verbunden. Der Rotor hingegen ist mit der sich drehenden Gelenkwelle des Fahrzeugs verbunden. Bedingt durch die Bauform und die Tatsache das sich der Rotor während der Fahrt ständig dreht, kommt es zwischen Rotor und Stator zu Luftverwirbelungen, die den Fahrwiderstand unnötig erhöhen. Um die Verwirbelun-

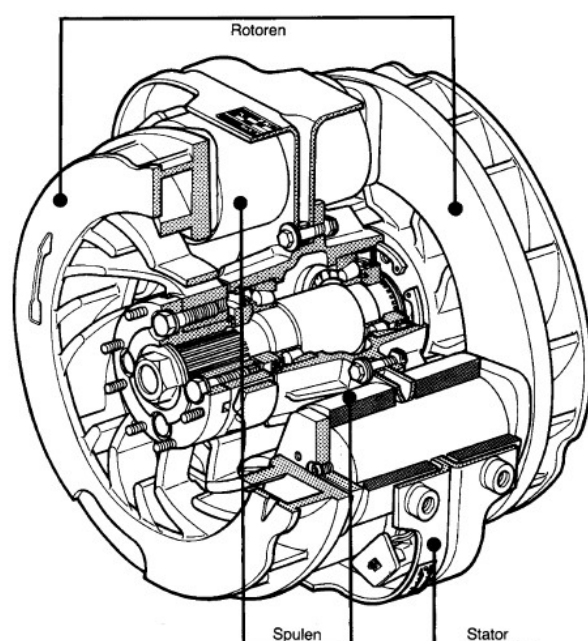
gen zu verringern, werden daher Blenden zwischen den Schaufelrädern angeordnet. Beim Aktivieren der Bremse werden diese Blenden eingezogen und dem Schaufelraum wird eine dosierte Menge des Arbeitsmediums zugeführt, die vom Rotor in Bewegung versetzt wird. Das Arbeitsmedium strömt weiter zum Stator und möchte diese aufgrund der Reaktionskräfte ebenfalls in Bewegung versetzen. Da der Stator aber feststeht, wird aufgrund der inneren Reibung des Arbeitsmediums das Bremsmoment erzeugt. Beim Bremsvorgang wird die kinetische Energie des Mediums in Wärmeenergie umgewandelt. Da das Medium aber nur eine begrenzte Wärmemenge aufnehmen kann, ist der Retarder mit dem Kühlsystem des Fahrzeugs verbunden. Dabei wird die Wärme über einen Wärmetauscher an das Kühlsystem abgegeben. Gesteuert wird der Retarder über ein Proportionalventil das über Druckluft angesteuert wird. Damit kann die Menge des Arbeitsmediums, welches in den Schaufelraum gelangen soll, dosiert werden, wodurch die Dauerbremse stufenlos einstellbar ist. (Erich Hoepke, 2012, S. 282)



**Bild 3-5** *Hydrodynamischer Retarder*, Quelle: (Erich Hoepke, 2012, S. 281)

### 3.4.2 Elektrodynamischer Retarder

Der elektrodynamische Retarder, auch Wirbelstrombremse genannt, besteht aus zwei nicht magnetisierbaren Stahlscheiben die direkt mit der Antriebswelle verbunden sind. Zwischen den Stahlscheiben sind meist 8 bzw. 16 Spulen angeordnet, die auf einem Stator montiert werden, der mit dem Fahrgestellrahmen verbunden ist. Beim Aktivieren der Bremse wird an den Spulen elektrischer Strom angelegt. Dieser Erregerstrom muss zuvor vom Fahrzeuggenerator von mechanischer Energie in elektrische umgewandelt werden. Durch den Erregerstrom werden in den Spulen Magnetfelder erzeugt, die in weiterer Folge über die Rotoren geschlossen werden. Die in den Rotoren erzeugten Wirbelströme erzeugen gegenläufige Magnetfelder, die das Bremsmoment erzeugen. Abhängig ist das Bremsmoment von der Stärke der Erregerfelder und der Drehzahl der Rotoren. Die bei der Bremsung entstehende Wärme wird über die innenbelüfteten Rotoren abgeführt. (Erich Hoepke, 2012, S. 282)

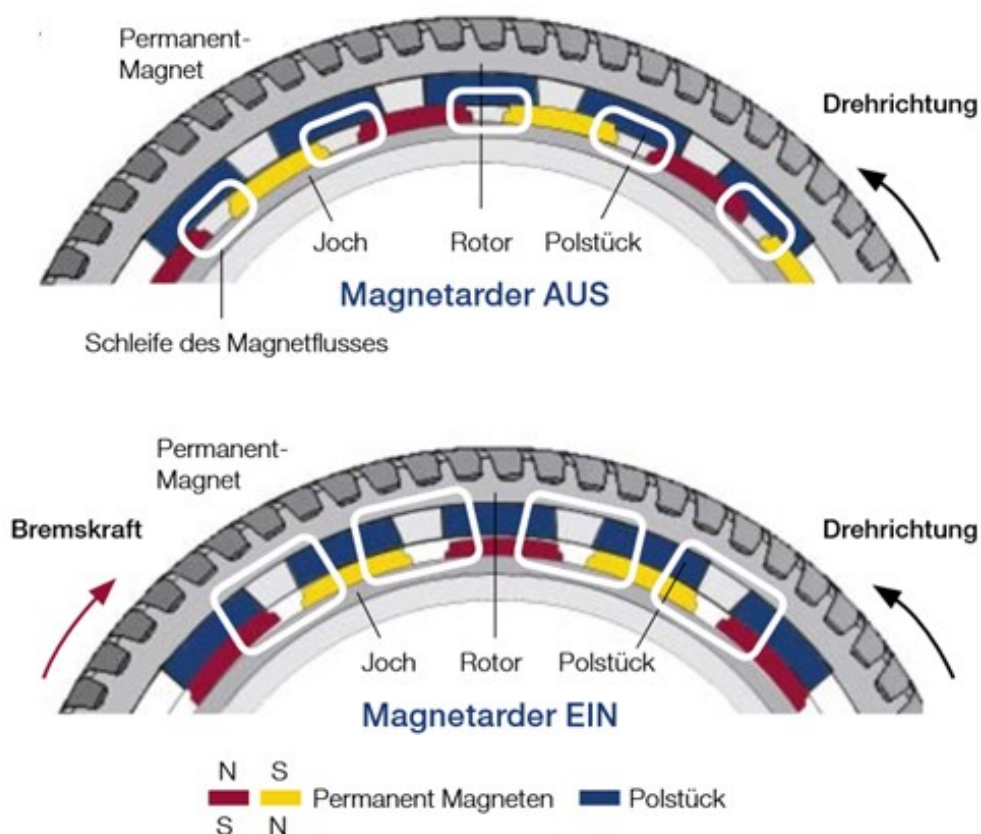


**Bild 3-6** Elektrodynamischer Retarder, Quelle: (Erich Hoepke, 2012, S. 283)

### 3.4.3 Magnetarder (Voith)

Der Magnetarder aus dem Hause Voith funktioniert nach dem gleichen Prinzip wie der in Kapitel 3.4.2 erklärte elektrodynamische Retarder. Der wesentliche Unterschied liegt darin, dass der Magnetarder mit Permanentmagneten ausgestattet ist, womit keine Fremderregung über Spulen erforderlich ist. Diese Permanentmagneten sind im Stator

so angeordnet, dass ihre gegensätzlichen Pole nebeneinander liegen. In ausgeschaltetem Zustand werden die Magneten überbrückt und die Feldlinien fließen durch die Pole. Beim Bremsen werden die Magneten am Joch mit einem Pneumatikzylinder so positioniert, dass die Feldlinien durch den Rotor fließen. Dadurch entstehen starke Wirbelströme gegen die Drehrichtung des Rotors. Infolge dieser Wirbelströme entsteht das Bremsmoment. (Voith, 2016)



**Bild 3-7 Funktionsweise Magnetarder, Quelle: [www.voith.com](http://www.voith.com)**



**Bild 3-8** Magnetarder mit Antriebsstrang, Quelle: [www.voith.com](http://www.voith.com)

## 4. Konzeptphase

Gestartet wird die Konzeptphase mit der Untersuchung von zwei unterschiedlichen Varianten, die sich im Wesentlichen nur durch die Position der Dauerbremsanlage am Auflieger unterscheiden. Als Basis für den Bremsanhänger soll ein handelsüblicher Sattelaufleger dienen, an dem eine oder mehrere Achsen getauscht werden. Bei der Wahl des Konzepts wird versucht den Umbauaufwand gering zu halten, womit die Kosten bei einer Projektrealisierung gering gehalten werden.

### 4.1 Konzepte Grundaufbau

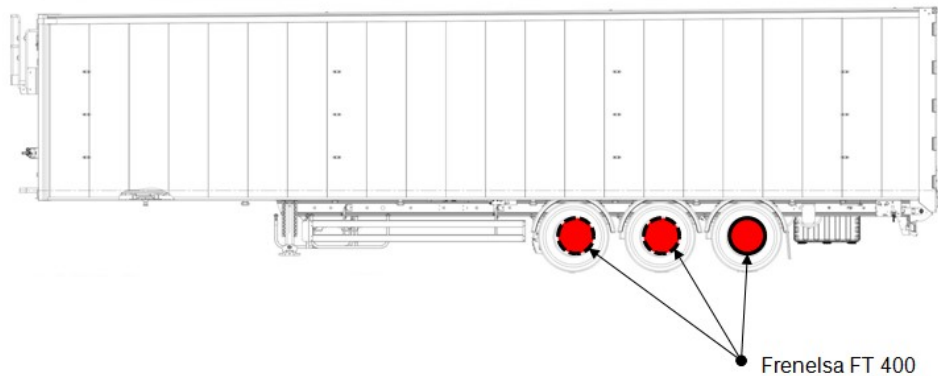
#### 4.1.1 Konzept A – Achse mit integrierter Dauerbremsanlage



**Bild 4-1** FRENELSA Semi-Trailer-Axle FT400; Quelle: [www.frenelsa.es](http://www.frenelsa.es)

Die in Bild 4-1 gezeigte Achse, Frenelsa FT400, wird von der spanischen Firma Frenelsa hergestellt. Frenelsa ist nach eingehender Internetrecherche der einzige Hersteller von Achsen solcher Bauform (Stand 02/2016). Anders als bei üblichen Wirbelstrombremsen, die zwischen Getriebe und Achse montiert werden, ist bei der FT400 die Wirbelstrombremse direkt in der Achse integriert. Dies hat den großen Vorteil, dass am Trailer nur die Achse getauscht und eine Leitung für den Erregerstrom am Auflieger eingerichtet werden muss.

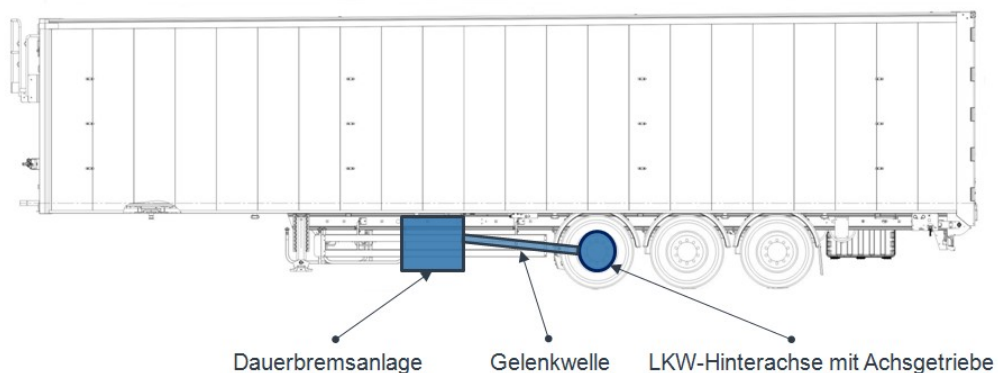




**Bild 4-2** Aufbau Konzept A, Quelle: Eigene Darstellung

#### 4.1.2 Konzept B – Achse und Dauerbremsanlage getrennt

Dieses Konzept unterscheidet sich von Konzept A dadurch, dass die Dauerbremsanlage und die Achse keine gemeinsame Einheit bilden. Die Dauerbremsanlage wird hier am Rahmen montiert und mittels einer Gelenkwelle mit der Achse verbunden. Hinzu kommt, dass die Achse getauscht werden muss, da an Sattelauflegern in der Regel Starrachsen ohne Achsgetriebe montiert sind. Mit diesen Achsen ist es nicht möglich das Bremsmoment der Dauerbremsanlage auf die Räder zu übertragen. Wie bereits in Kapitel 1.2 erwähnt, soll bei der Auswahl der Komponenten auf In-House Teile zurückgegriffen werden. Als Achsen können daher MAN-Hinterachsen herangezogen werden, da in diesen ein Achsgetriebe integriert ist. Der Vorteil dieses Konzepts liegt in der Variabilität. Während man im Konzept A auf die Wirbelstrombremse beschränkt ist, kann man bei diesem Konzept alle Typen von Sekundärretardern integrieren. Jedoch ist der Aufwand des Umbaus wesentlich größer.



**Bild 4-3** Aufbau Konzept B, Quelle: Eigene Darstellung

## 4.2 Konzeptauswahl Grundaufbau

Die Wahl des Konzepts gestaltet sich in diesem Fall besonders einfach, da nach einer schriftlichen Anfrage bei Frenelsa das Unternehmen folgendermaßen antwortete:

*„We have discontinued the production of the FT400 axle“<sup>5</sup>*

Übersetzt: *„Wir haben die Produktion der FT400 Achse eingestellt“*

Da Frenelsa der einzige Hersteller von Achsen mit integrierten Dauerbremsanlagen war, fällt das Konzept A weg. Aus diesem Grund ist zwangsläufig Konzept B weiter zu verfolgen.

## 4.3 Leistungsanforderung Retarder

Bei der Leistungsanforderung an den Retarder muss zwischen zwei Leistungen unterschieden werden: Der Dauerbremsleistung und der maximalen Bremsleistung. Wie der Name bereits Auskunft gibt, muss der Retarder die geforderte Dauerbremsleistung permanent abrufen können. Da für den Bremsanhänger jedoch keine spezifischen Leistungsanforderungen bekannt sind, werden diese im Vorhinein untersucht.

Ausgangspunkt für die Ermittlung der erforderlichen Leistungen ist die übliche Reisegeschwindigkeit von LKWs, mit der das Fahrzeug meist auf Autobahnen betrieben wird. Diese Geschwindigkeit wird gewählt, da hier der Verbrennungsmotor im 12. Gang in seinem Bestpunkt mit  $n_{BP} = 1150 \text{ min}^{-1}$  betrieben wird. Sie ist zugleich auch die elektronisch abgeregelte Höchstgeschwindigkeit des Prototypenfahrzeugs (Kapitel 3.1) und mit  $v_{Max} = 85 \text{ km/h}$ <sup>6</sup> angegeben.

### 4.3.1 Fahrwiderstand

Für die Berechnung der benötigten Leistungen wird mit der Bestimmung des Fahrwiderstands begonnen, der auf einfachen Fahrwiderstandsformeln basiert. Dieser berechnet sich wie folgt

---

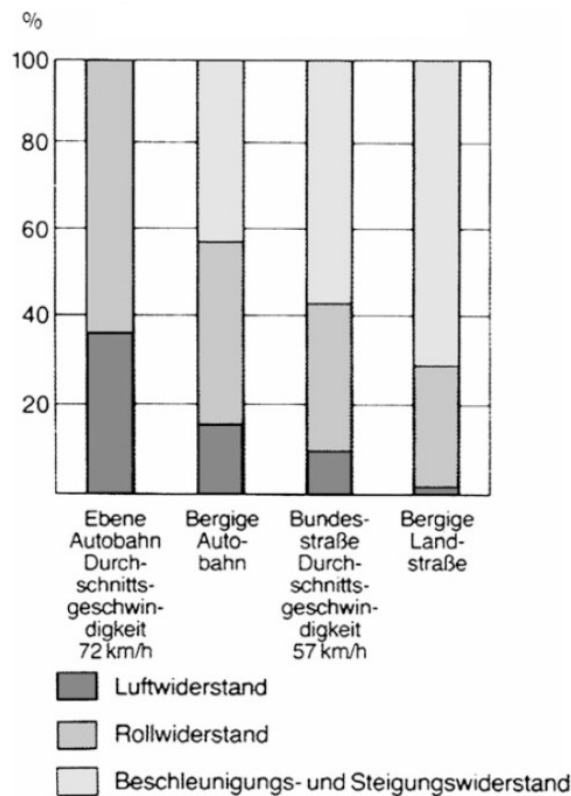
<sup>5</sup> Aus schriftlicher Antwort nach Produktdatenanfrage beim spanischen Hersteller Frenelsa Retarders vom 1.2.2016

<sup>6</sup> Quelle: MAN

$$F_w = F_{Roll} + F_{Luft} + F_{Steigung} + F_{Beschleunigung} \quad (1)$$

Diese Gleichung besagt, dass die gesamte Fahrwiderstandskraft eine Summe aus Rollwiderstand, Luftwiderstand, Steigungswiderstand und Beschleunigungswiderstand ist.

Bei der groben Betrachtung des Energiebedarfs verschiedener Fahrprofile (Bild 4-4) lässt sich erkennen, dass bei einer Autobahnfahrt der Energiebedarf für die Überwindung des Steigungs- und Beschleunigungswiderstands relativ gering ausfällt. Wie bereits in Kapitel 3.1 erklärt, ist der MAN TGX und das WRG-System für Autobahnfahrten konzipiert. Auf Grundlage von Bild 4-4, wird daher für die Berechnung des Fahrwiderstands, der Steigungs- und Beschleunigungswiderstand nicht berücksichtigt.



**Bild 4-4** Energiebedarf eines 40t Sattelzugs bei verschiedenen Einsatzarten, Quelle: (Erich Hoepke, 2012, S. 39)

Die Einzelwiderstände berechnen sich dabei wie folgt:

$$F_{Roll} = f_R * m_{leer} * g = 0,0059 * 14000 * 9,81 = 810,3 N \quad (2)$$

Der Rollwiderstandsbeiwert  $f_R=0,0059$ <sup>7</sup> wird hierbei aus der Fahrsimulation des Gesamtfahrzeugs von MAN, kurz FASIMAN, entnommen. Die Gesamtmasse des unbeladenen Sattelkraftfahrzeugs wird mit  $m_{leer}=14.000 \text{ kg}$  angenommen. Diese setzt sich aus der Fahrzeugmasse und der Aufliegermasse zusammen. Die Masse des Zugfahrzeugs wird dabei mit  $8.000 \text{ kg}$ <sup>8</sup> und die des Aufliegers mit  $6.000 \text{ kg}$ <sup>9</sup> angenommen.

$$F_{Luft} = c_w * A * \rho * \frac{v^2}{2} = 0,53 * 10,3 * 1,16 * \frac{23,61^2}{2} = 1765,1 N \quad (3)$$

Der Luftwiderstandsbeiwert  $c_w$ <sup>10</sup>, die Luftdichte  $\rho$ <sup>11</sup> und die Bezugsfläche  $A$ <sup>12</sup>, für die Berechnung des Luftwiderstands, werden ebenfalls aus der Fahrsimulation (FASIMAN) entnommen.

Am unbeladenen Sattelzugfahrzeug ergibt sich aus Roll- und Luftwiderstand bei konstanter Fahrt von  $v_{Max}=85 \text{ km/h}$  auf ebener Strecke, eine Fahrwiderstandskraft von

$$F_W = F_{Roll} + F_{Luft} = 810,3 + 1765,1 = 2575,4 N. \quad (4)$$

### 4.3.2 Leistungsbedarf Fahrzeug

Mit Hilfe der Fahrwiderstandskraft  $F_W$  kann die erforderliche Leistung des Verbrennungsmotors berechnet werden. Die für die Berechnung notwendigen Daten können dabei aus Tabelle 1 entnommen werden.

---

<sup>7</sup> Quelle: Fahrsimulation (FASIMAN) MAN TGX

<sup>8</sup> Quelle: MAN

<sup>9</sup> Quelle: Kapitel 5.1.3

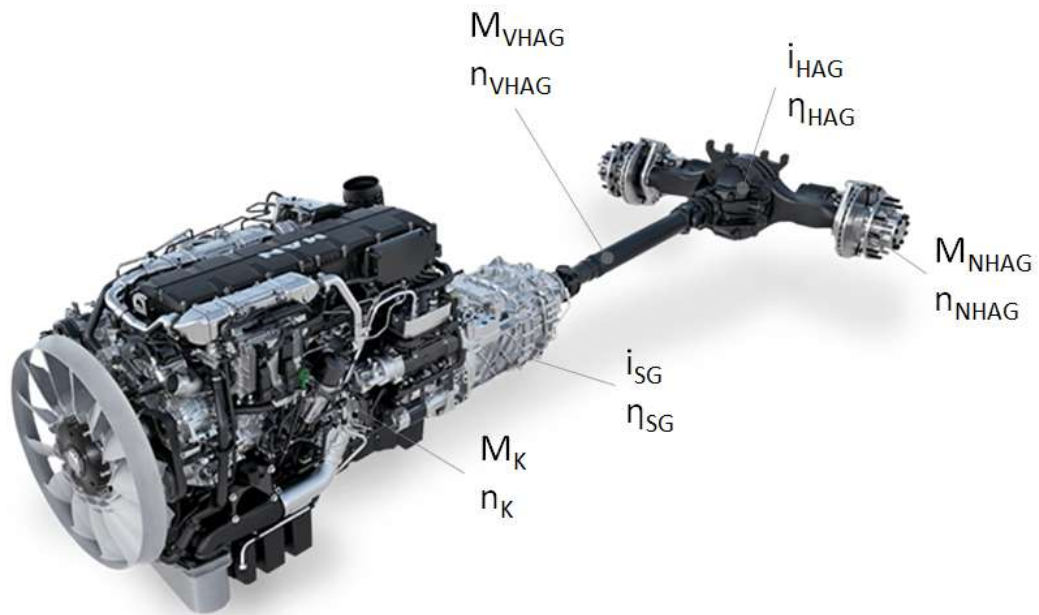
<sup>10</sup> Quelle: Fahrsimulation (FASIMAN) MAN TGX

<sup>11</sup> Quelle: Fahrsimulation (FASIMAN) MAN TGX

<sup>12</sup> Quelle: Fahrsimulation (FASIMAN) MAN TGX

**Tabelle 1** Werte für Leistungsberechnung, Quelle: FASIMAN

$v_{Max}$	Maximalgeschwindigkeit	23,61 m/s
$r_{dyn}$	Dynamischer Reifenradius	0,495 m
$i_{HAG}$	Übersetzung Hinterachsgetriebe	2,533
$\eta_{HAG}$	Wirkungsgrad Hinterachsgetriebe	0,97
$i_{12}$	Übersetzung Schaltgetriebe im 12. Gang	1
$\eta_{SG}$	Wirkungsgrad Schaltgetriebe	0,989

**Bild 4-5** Antriebsstrang mit Bezeichnungen für Leistungsberechnung, Quelle: [www.truck.man.eu](http://www.truck.man.eu)

Bei der Berechnung wird der gesamte Triebstrang des Fahrzeugs berechnet. Begonnen wird mit der Berechnung des Drehmoments und der Drehzahl an den Rädern, da hier der berechnete Fahrwiderstand  $F_w$  anliegt. Anschließend führt die Berechnung über das Achsgetriebe weiter zum Schaltgetriebe bis zur Kurbelwelle des Motors.

Drehmoment und Drehzahl, die nach dem Hinterachsgetriebe anliegt.

$$M_{NHAG} = F_w * r_{dyn} = 2575,2 * 0,495 = 1274,84 \text{ Nm} \quad (5)$$

$$n_{NHAG} = \frac{v_{Max} * 30}{\pi * r_{dyn}} = \frac{23,61 * 30}{\pi * 0,495} = 455,5 \text{ min}^{-1} \quad (6)$$

Drehmoment und Drehzahl, die vor dem Hinterachsgetriebe anliegen.

$$M_{VHAG} = \frac{M_{NHAG}}{i_{HAG} * \eta_{HAG}} = \frac{1274,84}{2,533 * 0,97} = 518,86 \text{ Nm} \quad (7)$$

$$n_{VHAG} = \frac{n_{NAHG}}{i_{HAG}} = \frac{455,5}{2,533} = 1153,77 \text{ min}^{-1} \quad (8)$$

Drehmoment und Drehzahl, die an der Kurbelwelle anliegen.

$$M_K = \frac{M_{VHAG}}{i_{SG} * \eta_{SG}} = \frac{518,86}{1 * 0,989} = 524,63 \text{ Nm} \quad (9)$$

$$n_K = \frac{n_{VHAG}}{i_{SG}} = n_{VHAG} \quad (10)$$

Mit den berechneten Werten des Drehmoments und der Drehzahl an der Kurbelwelle lässt sich nun die erforderliche Motorleistung ermitteln.

$$P_{M14} = \frac{M_K * \pi * n_K}{30} = \frac{524,63 * \pi * 1153,77}{30} = 63,39 \text{ kW} \quad (11)$$

Nun wiederholt man den Rechenapparat ab Kapitel 4.3.1. Dabei bleiben alle Variablen außer der Gesamtmasse unverändert. Diese wird von  $m_{\text{leer}}=14.000 \text{ kg}$  auf, die Höchstzulässige Gesamtmasse eines Sattelzugs in Österreich von  $m_{\text{voll}}=40.000 \text{ kg}$ <sup>13</sup>, geändert.

$$P_{M40} = 100,42 \text{ kW} \quad (12)$$

---

<sup>13</sup> Österreichische Rechtsvorschrift für Kraftfahrzeuggesetz 1967, §4., 7a; Stand: 21.7.2016; Quelle: ris.bka.gv.at

Somit ist nun der minimale ( $P_{M14}$ ) und maximale ( $P_{M40}$ ) Leistungsbedarf der Zugmaschine auf ebener Strecke bei der Maximalgeschwindigkeit ermittelt.

#### 4.3.3 Dauerbremsleistung Retarder

Auf einer ebenen Strecke muss das unbeladene Fahrzeug eine Motorleistung  $P_{M14}$  leisten. Damit mit dem Bremsanhänger nun ein vollbeladenes Fahrzeug simuliert werden kann, muss die Dauerbremsanlage die Leistungsdifferenz vom vollbeladenen ( $P_{M40}$ ) bis zum unbeladenen ( $P_{M14}$ ) Zustand, bei der auf der Teststrecke möglichen Geschwindigkeit  $v_{K\_Max}$  (Kapitel 4.3.4.1), permanent leisten können.

$$P_{Min\_Dauer} = P_{M40} - P_{M1} = 100,42 - 63,39 = 37,03 \text{ kW} \quad (13)$$

Rechnet man die minimal erforderliche Dauerleistung mit der Höchstgeschwindigkeit  $v_{Max}$  auf eine Kraft um, muss der Retarder eine dauerhafte Bremskraft von

$$F_{Min\_Dauer} = \frac{P_{Min\_Dauer}}{v_{Max}} = 1.568,7 \text{ N} \quad (14)$$

bei der Auslegungsgeschwindigkeit  $v_{K\_Max}$  aufbringen können.

Kann die Dauerbremsanlage eine Dauerleistung von  $P_{Min\_Dauer}$  aufweisen, kann somit jede Beladungssituation die auf ebener Strecke auftritt auch auf der Teststrecke simuliert werden.

Um jedoch eine Bergfahrt simulieren zu können, wird eine deutlich höhere Dauerleistung des Retarders gefordert. Im Idealfall sollte die Bremse daher eine höhere Dauerleistung aufweisen als das Zugfahrzeug leisten kann.

#### 4.3.4 Erforderliche Maximalbremskraft

Um eine vollwertige und aussagekräftige Messung durchführen zu können, sollte der Bremsanhänger das Zugfahrzeug bis zur Maximalleistung belasten können. Damit das Prototypenfahrzeug voll belastet werden kann, muss daher die Bremskraft durch den Bremsanhänger höher sein als die Zugkraft des Prototypenfahrzeugs.

Die Größe der Zugkraft kann durch die ausgewählte Fahrstufe (Gang) im Schaltgetriebe eingestellt werden. Die kleinste Zugkraft des Fahrzeugs ergibt sich somit beim Betrieb mit der höchsten Fahrstufe des Getriebes. Mit der höchsten Fahrstufe erreicht das Fahrzeug seine Höchstgeschwindigkeit. Ob die Teststrecke diese Höchstgeschwindigkeit auch in Kurven permanent zulässt, muss jedoch noch untersucht werden.

#### 4.3.4.1 Kurvengeschwindigkeit auf ECS Teststrecke

Die Berechnung der maximalen Kurvengeschwindigkeit erfolgt nach folgender Formel.

$$v_{K\_Max} = \sqrt{a * r_{SV}} \quad (15)$$

Für die Berechnung der Kurvengeschwindigkeit werden daher die Querschleunigung  $a$  und der Kurvenradius  $r_{SV}$  benötigt.

Wie anfangs bereits erwähnt, werden die Fahrzeugtests auf der Teststrecke von ECS in St. Valentin durchgeführt. Daher wird für die Berechnung der kleinste Kurvenradius dieser Teststrecke benötigt. Da bei MAN keine genauen Daten der Teststrecke vorliegen, wird der Kurvenradius mit Hilfe von Google-Maps auf  $r_{SV} = 46 \text{ m}$  abgeschätzt.



**Bild 4-6** Teststrecke ECS in St. Valentin, Quelle: [www.maps.google.com](http://www.maps.google.com)



Die maximale Querbewegung wird mit  $a=3 \text{ m/s}^2$  angenommen. Diese Querbewegung wird im Straßenverkehr mit Nutzfahrzeugen häufig erreicht. (Prof. Dr.-Ing Konrad Reif, 2011, S. 352).

Mit diesen Werten ergibt sich eine maximale Kurvengeschwindigkeit von

$$v_{K\_Max} = 42,3 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Das bedeutet, dass die maximal fahrbare Geschwindigkeit auf der Teststrecke deutlich unter der Maximalgeschwindigkeit des Fahrzeugs liegt.

#### 4.3.4.2 Berechnung erforderliche Maximalbremskraft

Nach der Ermittlung der maximalen Kurvengeschwindigkeit müssen weitere Untersuchungen vorgenommen werden. Dafür wird mithilfe der Motor- und Getriebedaten eine Tabelle erstellt, worin man die Fahrgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Motordrehzahl und des gewählten Gangs ablesen kann. Die Motordaten stammen hierfür vom D2676 LF46 Motor und die Getriebedaten von der 12-Gang Automatik des Herstellers ZF. Die genaue Bezeichnung des Getriebes lautet ZF12-AS-2331-TD.

**Tabelle 2** Motordaten D2676 LF46, Quelle: MAN

Motordrehzahl $n_M$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	Motormoment $M_M$ [Nm]	Motorleistung $P_M$ [kW]
800	1804,3	151,1
900	2066,8	194,7
1000	2298,0	240,6
1100	2300,0	264,9
1150 ( $n_{BP}$ )	2299,6	276,9
1200	2299,1	288,9
1300	2301,0	313,2
1400	2203,5	323,0
1500	2056,7	323,0
1600	1928,2	323,0
1700	1814,6	323,0
1800	1713,9	323,0
1900	1623,6	323,0

**Tabelle 3** Getriebeübersetzungen im ZF1-AS-2331-TD, Quelle: MAN

Gang	Getriebeübersetzung $i$ [-]
1.	15,86
2.	12,29
3.	9,57
4.	7,41
5.	5,89
6.	4,57
7.	3,47
8.	2,69
9.	2,10
10.	1,62
11.	1,29
12.	1,00

Mit der Getriebeübersetzung  $i$  (Tabelle 3), dem dynamischen Reifenradius  $r_{dyn}$  (Tabelle 1) und der Achsgetriebeübersetzung  $i_{HAG}$  (Tabelle 1) der Zugfahrzeughinterachse, lässt sich die Fahrgeschwindigkeit in den einzelnen Gängen ermitteln.

$$v = r_{dyn} * \omega = \frac{r_{dyn} * \pi * n_M}{i * i_{HAG} * 30} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (16)$$

Diese Formel wird nun in jedem Gang und bei jeder gegebenen Motordrehzahlen aus Tabelle 2 angewendet. Daraus ergibt sich Tabelle 4, in der man die Fahrgeschwindigkeit  $[km/h]$  in Abhängigkeit von der Motordrehzahl  $[min^{-1}]$  und gewähltem Gang ablesen kann.

**Tabelle 4** Fahrgeschwindigkeit [km/h] in Abhängigkeit von Motordrehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ] und gewähltem Gang [-], Quelle: MAN

Motordrehzahl $n_M$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	1. Gang	2. Gang	3. Gang	4. Gang	5. Gang	6. Gang	7. Gang	8. Gang	9. Gang	10. Gang	11. Gang	12. Gang
800	3,7	4,8	6,2	7,9	10,0	12,9	17,0	21,9	28,1	36,3	45,7	58,9
900	4,2	5,4	6,9	8,9	11,3	14,5	19,1	24,6	31,6	40,8	51,4	66,3
1000	4,6	6,0	7,7	9,9	12,5	16,1	21,2	27,4	35,2	45,4	57,1	73,7
1100	5,1	6,6	8,5	10,9	13,8	17,7	23,3	30,1	38,7	49,9	62,8	81,0
1150 ( $n_{BP}$ )	5,3	6,9	8,9	11,4	14,4	18,6	24,4	31,5	40,4	52,2	65,7	84,7
1200	5,6	7,2	9,2	11,9	15,0	19,4	25,4	32,8	42,2	54,4	68,5	85,0*
1300	6,0	7,8	10,0	12,9	16,3	21,0	27,6	35,6	45,7	59,0	74,2	85,0*
1400	6,5	8,4	10,8	13,9	17,5	22,6	29,7	38,3	49,2	63,5	79,9	85,0*
1500	7,0	9,0	11,6	14,9	18,8	24,2	31,8	41,0	52,7	68,0	85,0*	85,0*
1600	7,4	9,6	12,3	15,9	20,0	25,8	33,9	43,8	56,3	72,6	85,0*	85,0*
1700	7,9	10,2	13,1	16,9	21,3	27,4	36,0	46,5	59,8	77,1	85,0*	85,0*
1800	8,4	10,8	13,9	17,9	22,5	29,0	38,2	49,2	63,3	81,6	85,0*	85,0*
1900	8,8	11,4	14,6	18,9	23,8	30,7	40,3	52,0	66,8	85,0*	85,0*	85,0*

\* Geschwindigkeit elektronisch abgeregelt

Der wichtigste Betriebspunkt im Testbetrieb des WRG-Systems ist, wie bereits erwähnt, bei einer Motordrehzahl von  $n_{BP} = 1150 \text{ min}^{-1}$ . Die Geschwindigkeit, die auf der Teststrecke permanent gefahren werden kann ist die maximale Kurvengeschwindigkeit  $v_{K\_Max} = 42,3 \text{ km/h}$ . Vergleicht man nun  $v_{K\_Max}$  mit den Fahrgeschwindigkeiten (Tabelle 4) im Bestpunkt, erkennt man, dass die Fahrgeschwindigkeit im 9. Gang im Bestpunkt etwa  $v_{K\_Max}$  entspricht.

$$v_{K\_Max} = 42,3 \frac{\text{km}}{\text{h}} \sim v_{BP\_9.Gang} = 40,4 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad (17)$$

Das bedeutet, dass das Fahrzeug bis zum 9. Gang permanent mit konstanter Geschwindigkeit im Bestpunkt auf der Teststrecke bewegt werden kann. Wählt man den 10. Gang, so liegt die Fahrgeschwindigkeit im Bestpunkt bereits deutlich über der maximalen Kurvengeschwindigkeit  $v_{K\_Max}$ . Das bedeutet in Hinblick auf den Testbetrieb, dass das Testfahrzeug nicht permanent im Bestpunkt betrieben werden kann, da die Geschwindigkeit für die Teststrecke in St. Valentin (Bild 4-6) zu hoch sein wird. Wird ein kleinerer Gang – z.B. der 8. Gang – gewählt, kann der Motor permanent im Bestpunkt betrieben werden, jedoch steigt die Anforderung an den Retarder, da mit einem kleineren Gang die Zugkraft des Fahrzeugs erheblich steigt.

Mit der Motorleistung  $P_M$  (Tabelle 2), der Achsgetriebeübersetzung  $i_{HAG}$  (Tabelle 1) der Getriebeübersetzung  $i$  (

Tabelle 3), dem dynamischen Reifenradius  $r_{dyn}$  (Tabelle 1) und den Getriebewirkungsgraden  $\eta_{HAG}$ ,  $\eta_{SG}$  (Tabelle 1) lässt sich die Zugkraft am Rad in den einzelnen Gängen ermitteln.

$$F_{Zug} = \frac{P_M * 30 * i_{HAG} * i * \eta_{HAG} * \eta_{SG}}{r_{dyn} * \pi * n} \quad (18)$$

Die Formel für die Berechnung der Zugkraft wird nun in jedem Gang und bei jeder gegebenen Motordrehzahlen aus Tabelle 2 angewendet. Dadurch ergibt sich Tabelle 5, in der man die Zugkraft am Rad [kN] in Abhängigkeit von der Motordrehzahl [ $min^{-1}$ ] und dem gewählten Gang ablesen kann.

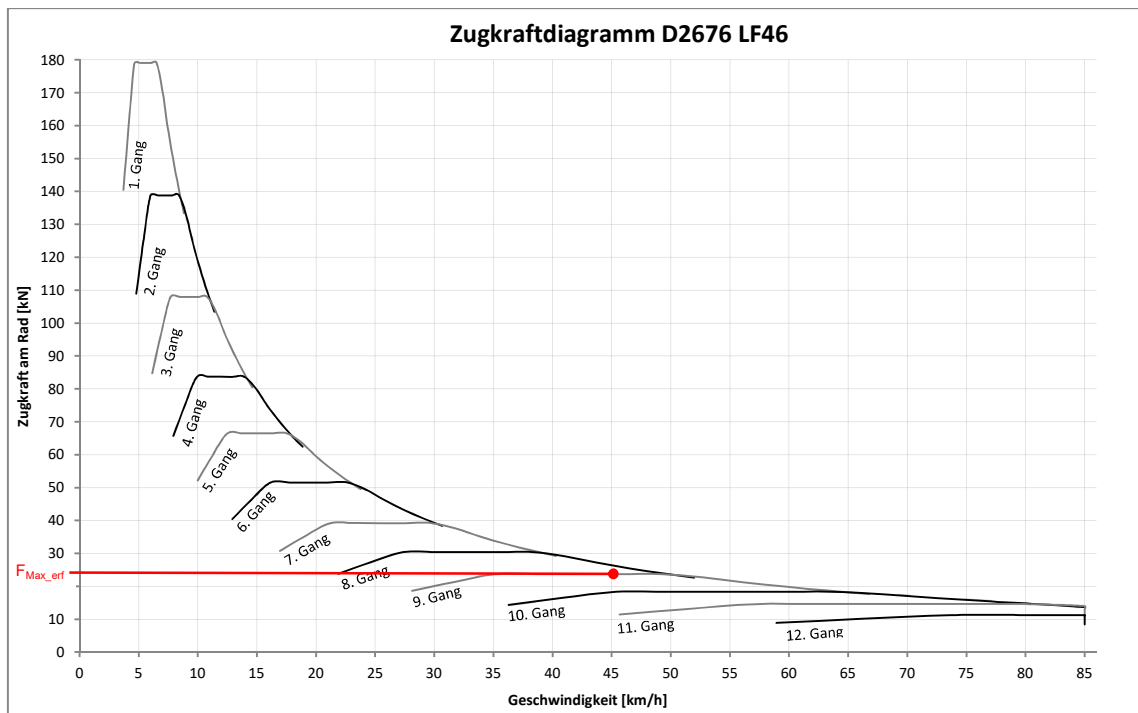
**Tabelle 5** Zugkraft [kN] in Abhängigkeit von Motordrehzahl und gewähltem Gang [-],  
Quelle: MAN

Motordrehzahl [ $min^{-1}$ ]	1. Gang	2. Gang	3. Gang	4. Gang	5. Gang	6. Gang	7. Gang	8. Gang	9. Gang	10. Gang	11. Gang	12. Gang
800	140,46	108,88	84,72	65,67	52,17	40,43	30,77	23,85	18,56	14,38	11,43	8,86
900	160,90	124,72	97,05	75,22	59,76	46,32	35,25	27,32	21,26	16,48	13,09	10,15
1000	178,90	138,67	107,90	83,64	66,45	51,50	39,19	30,38	23,63	18,32	14,55	11,28
1100	179,05	138,79	108,00	83,71	66,50	51,54	39,22	30,41	23,65	18,34	14,57	11,29
1150 ( $n_{BP}$ )	179,02	138,76	107,98	83,69	66,49	51,53	39,22	30,40	23,65	18,33	14,56	11,29
1200	178,98	138,74	107,96	83,68	66,48	51,52	39,21	30,39	23,65	18,33	14,56	11,29
1300	179,13	138,85	108,04	83,75	66,53	51,57	39,24	30,42	23,66	18,34	14,57	11,30
1400	171,54	132,96	103,47	80,20	63,71	49,38	37,58	29,13	22,66	17,57	13,95	10,82
1500	160,11	124,10	96,57	74,85	59,47	46,09	35,07	27,19	21,15	16,40	13,02	10,10
1600	150,11	116,35	90,54	70,18	55,75	43,21	32,88	25,49	19,83	15,37	12,21	9,47
1700	141,27	109,50	85,21	66,05	52,47	40,67	30,95	23,99	18,66	14,47	11,49	8,91
1800	133,42	103,42	80,48	62,38	49,56	38,41	29,23	22,66	17,63	13,66	10,85	8,41
1900	126,39	97,97	76,24	59,09	46,94	36,38	27,69	21,46	16,70	12,94	10,28	7,97

Wählt man nun den zuvor festgelegten 9. Gang, geht hervor, dass das Zugkraftmaximum  $F_{Max\_erf} = 23,66 \text{ kN}$  bei einer Motordrehzahl von  $n_M = 1300 \text{ min}^{-1}$  liegt. Das Zugkraftmaximum im 9. Gang liegt bei einer Fahrgeschwindigkeit von 45,7 km/h (Tabelle 4).

In Bezug auf den Bremsanhänger bedeutet das, dass die Dauerbremsanlage mindestens eine Bremskraft von  $F_{Max\_erf}$  bei der Auslegungsgeschwindigkeit aufweisen muss, damit das Fahrzeug im 9. Gang bis zur Maximalleistung belastet werden kann.

Zur Visualisierung, in welchem Bereich die erforderliche Maximalbremskraft  $F_{Max\_erf}$  des Bremsanhängers liegen muss, wurde mit Hilfe von Microsoft-Excel aus Tabelle 4 und Tabelle 5 ein Zugkraftdiagramm des Prototypenfahrzeugs erstellt.



**Bild 4-7** Zugkraftdiagramm D2676LF46 Motor mit ZF12-AS-2331-TD Getriebe, Quelle: Eigene Darstellung

#### 4.4 Detailkonzepte

Mit der berechneten Anforderung an die Dauerbremse können nun Detailkonzepte mit verschiedenen Dauerbremsanlagen erstellt werden. Die Detailkonzepte basieren dabei auf dem gewählten Konzept B (Kapitel 4.1.2).

Untersucht werden vier verschiedene Dauerbremsanlagen, die auf der Basis eines Krone SCZ 18eL20' Containerauflieger aufgebaut werden. Da diese Aufliegertypen vorne einen sehr kurzen Überhang aufweisen, kommt es, wie in Kapitel 1.2 erklärt, nicht zu einer Kollision mit den Anbauteilen des WRG-Systems. Darüber hinaus bietet er viel Bauraum zur Anbringung der Dauerbremsanlage und zusätzlich benötigter Komponenten.

Bei den Hinterachsen wird bei MAN zwischen Hypoid- und Außenplanetenachsen unterschieden, wobei die Achsübersetzungen stark variieren. Der Übersetzungsbereich reicht von  $i_{HAG}=2,533-6,824$  (Kapitel 5.2).

Bei allen Dauerbremsanlagen wird vom Hersteller das maximale Bremsmoment angegeben. Ohne eine gewählte Achsübersetzung konnte jedoch noch kein erforderliches Bremsmoment für die Dauerbremsanlage ermittelt werden.

Für eine erste Abschätzung des erforderlichen Bremsmoments wird daher die höchste Übersetzung  $i_{HAG\_Max}=6,824$  gewählt, da somit das erforderliche Bremsmoment sinkt. Das minimal erforderliche Bremsmoment kann nun mit dem dynamischen Reifenradius  $r_{dyn}$  (Tabelle 1), der maximalen Achsübersetzung  $i_{HAG\_Max}$  und der erforderlichen Bremskraft  $F_{Max\_erf}=23,66\text{ kN}$  (Kapitel 4.3.4) berechnet werden.

$$M_{Min} = \frac{F_{Max\_erf} * r_{dyn}}{i_{HAG\_Max}} = \frac{23.664,6 * 0,495}{6,824} = 1.716,58\text{ Nm} \quad (19)$$

Zur Steigerung der Normalkraft an den Rädern wird bei allen Konzepten Bauraum für ein Zusatzgewicht mit eingeplant. Durch das Zusatzgewicht steigt die übertragbare Bremskraft, wodurch ein Blockieren der Räder verhindert werden soll.

#### 4.4.1 Konzept B1 – elektromagnetischer Retarder

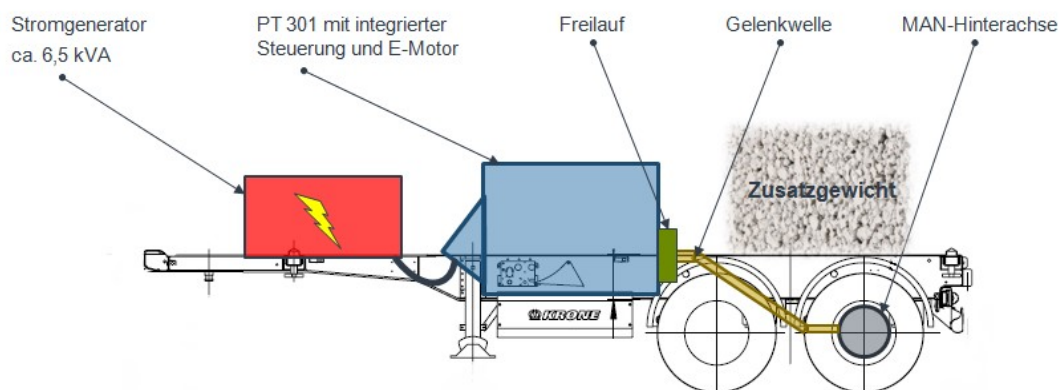
Dieses Konzept ist mit der deutschen Firma KL-Maschinenbau entstanden, die sich auf den Bau von Prüfständen, insbesondere Zapfwellenprüfstände für Schlepper, spezialisiert haben. Dabei dient der Zapfwellenprüfstand PT301 als Basis, in dem zwei Wirbelstrombremsen (Kapitel 3.4.2) als Dauerbremsanlage zum Einsatz kommen.



**Bild 4-8** Zapfwellenprüfstand PT301, Quelle: [www.kl-maschinenbau.de](http://www.kl-maschinenbau.de)

Das maximale Bremsmoment wird vom Hersteller mit  $7200 \text{ Nm}^{14}$  angegeben und erfüllt somit die minimale Anforderung des Bremsmoments. Aufgrund der thermischen Einflüsse im Bremsbetrieb wird das maximale Drehmoment aber nur kurzzeitig in kaltem Zustand erreicht. Die Bremsleistung fällt im Dauerbetrieb auf eine Leistung von  $220 \text{ kW}$  ab, was einem Bremsmoment von  $2100 \text{ Nm}^{15}$  entspricht. Die mögliche Dauerleistung ist dabei stark von der Umgebungstemperatur abhängig.

In der Aufgabenstellung dieser Arbeit ist gefordert, dass die Dauerbremsanlage einem Stillstand ohne Nachlaufzeit standhalten muss. Dies kann mit Wirbelstrombremsen ohne weitere Maßnahmen nicht realisiert werden, da durch die enorme Wärmeentwicklung die Spulen Hitzeschäden erleiden könnten. Um eine ausreichende Kühlung der Wirbelstrombremsen nach einem Dauereinsatz, oder nach einer Notabstellung im Störfall gewährleisten zu können, ist es zwingend notwendig einen Elektromotor zu verbauen, der in diesen Fällen den Retarder weiterdreht und somit weiter kühlt. Dafür muss im Antriebsstrang ein Freilauf verbaut werden.



**Bild 4-9** Konzept B1, Quelle: Eigene Darstellung

Im Bremsbetrieb wird an Spulen des Stators Strom angelegt. Um die Messergebnisse am Testfahrzeug nicht zu verfälschen, wird der Erregerstrom nicht vom Generator des Fahrzeugs geliefert, sondern von einem externen Stromgenerator, der über eine eigene Verbrennungskraftmaschine angetrieben wird. Dieser muss bei voller Bremsleistung eine elektrische Leistung von etwa  $6500 \text{ VA}$  liefern.<sup>16</sup>

<sup>14</sup> Quelle: (KL-Maschinenbau, 2016) (KL-Maschinenbau, 2016)

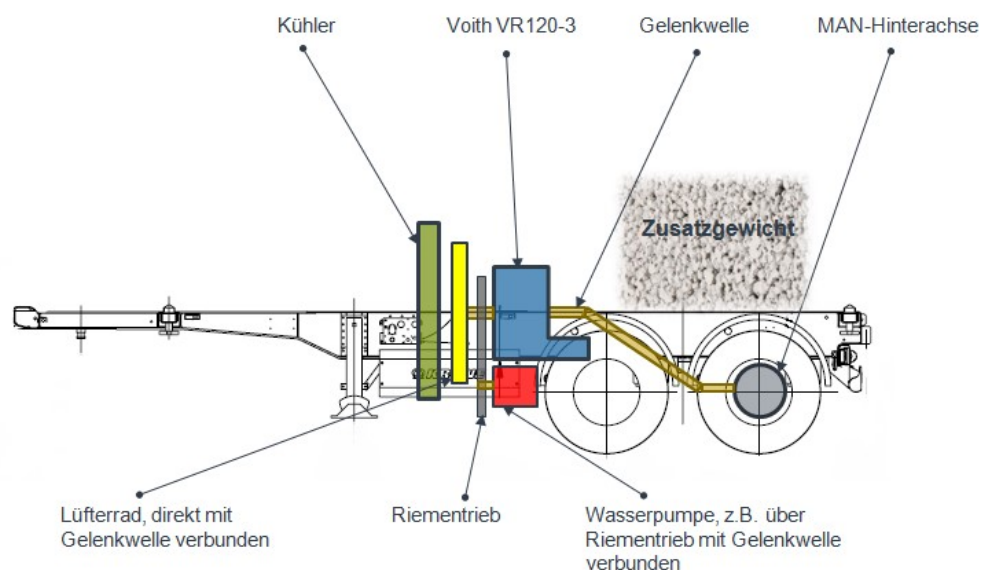
<sup>15</sup> Quelle: (KL-Maschinenbau, 2016) (KL-Maschinenbau, 2016); Leistungsdaten bei einer Drehzahl von  $1000 \text{ min}^{-1}$  bei einer Umgebungstemperatur von  $20 \text{ °C}$ .

<sup>16</sup> Auslegung des Stromgenerators laut Angebot von KL-Maschinenbau vom 15.4.2016

Der Prüfstand mit der integrierten Steuerung wird dabei fest mit dem Rahmen des Aufliegers verschraubt. Die Anbindung an die Triebachse erfolgt über eine Kardanwelle, die dynamometerseitig mit einem Messflansch versehen ist, um konstante Drehmomentwerte einstellen zu können. Die Bedienung der Bremseinheit wird mit einem Handbedienteil an einem langen Kabel durchgeführt und kann somit aus der Kabine der Zugmaschine erfolgen. Sie ist mit einer RS 232-Schnittstelle versehen, sodass die gemessenen Daten ausgelesen werden können.

#### 4.4.2 Konzept B2 – hydrodynamischer Retarder

Hierbei dient ein hydrodynamischer Retarder (Kapitel 3.4.1) als Dauerbremsanlage. Dieser Aufbau ist besonders komplex, da sich am Trailer kein Kühlsystem befindet. Daher muss am Trailer ein vollwertiges Kühlsystem realisiert werden, um die Bremswärme des Retarders abführen zu können. Als Dauerbremsanlage wird der Voith VR 120-3 gewählt, da er bei MAN bereits bekannt ist und mit einem maximalen Bremsmoment von  $2000\text{ Nm}$  das erforderliche Bremsmoment erfüllt.<sup>17</sup>



**Bild 4-10** Konzept B2, Quelle: Eigene Darstellung

Da der Retarder für den Einbau zwischen Schaltgetrieben und Hinterachsen konzipiert ist, besitzt er einen Durchtrieb. Dieser wird benutzt, um ein Lüfterrad anzutreiben, das starr mit der Gelenkwelle verbunden ist. Dadurch dreht sich das Lüfterrad während der Fahrt permanent mit und somit ist die Drehzahl linear von der Fahrgeschwindigkeit abhängig. Aufgrund der hohen Antriebsleistung eines LKW-Lüfters scheidet ein Antrieb

<sup>17</sup> Quelle: (Voith Turbo Antriebstechnik, 2015)



mittels Elektromotor aus. Wie am Beispiel des Prototypenfahrzeugs zu sehen ist, wird bei modernen LKW-Motoren auch heutzutage der Lüfter, aufgrund der hohen Lüfterleistungen, noch direkt über eine steuerbare Visvo-Kupplung von der Kurbelwelle angetrieben. Die Visco-Kupplung für den Lüfter am Bremsanhänger wird durch einen starren Antrieb ersetzt, da sich somit der Regelaufwand reduziert werden kann. Nachteil des starren Lüfterantriebs ist die erhöhte Schleppleistung des Bremsanhängers, da der Lüfter permanent angetrieben werden muss. Vor dem saugenden Lüfterrad wird ein Kühler positioniert, der Bremswärme an die Umgebung abführt. Für den Umlauf des Kühlmittels wird eine Pumpe benötigt, die über eine Vielzahl von Antriebsmöglichkeiten betrieben werden kann. In Bild 4-10 erfolgt der Antrieb der Pumpe beispielsweise über einen Riemen.

Die Steuerung des Retarders wird von der dazugehörigen VERA Steuerung<sup>18</sup> übernommen. Diese CAN-Bus Steuerung verfügt über 4 Leistungsstufen und einem sogenannten Bremsomat, der eine vorgewählte Geschwindigkeit konstant halten kann. Das Bremsmoment am Retarder wird über Druckluft von der VERA-Steuerung eingestellt. Ein großer Vorteil hierbei ist, dass sich an allen Aufliegern bereits eine Druckluftversorgung befindet, die für die im Nutzfahrzeugsektor übliche Druckluftbremse oder eine Luftfederung benötigt wird.

#### 4.4.3 Konzept B3 – Magnetarder

Dieses Konzept ist, vom Aufbau her betrachtet, das einfachste aller Konzepte, da der Magnetarder (Kapitel 3.4.3) außer einer Druckluftzuleitung keine Fremdversorgung benötigt. Sein maximales Bremsmoment beträgt  $650 \text{ Nm}$ <sup>19</sup>. Da ein einzelner Magnetarder das erforderliche Bremsmoment nicht aufbringt, werden sechs Stück miteinander in Serie gekoppelt, wodurch die Bremsmomente der einzelnen Bremsen addiert werden können. Damit ergibt sich ein maximales Bremsmoment von  $3900 \text{ Nm}$ .

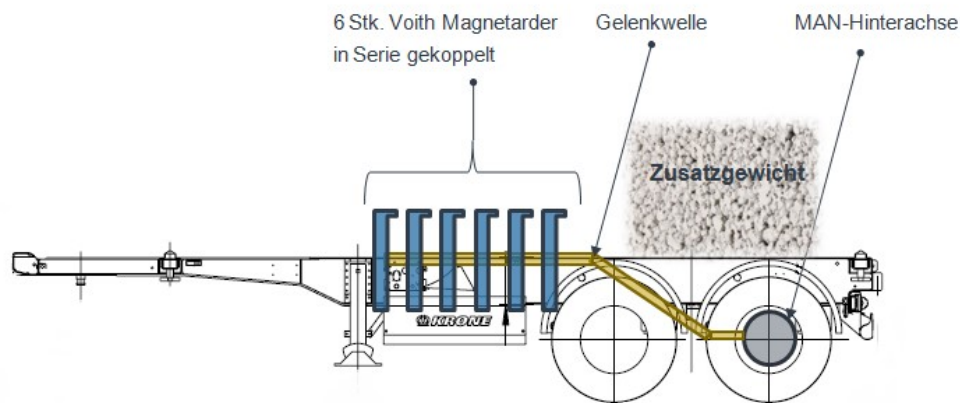
Für das erforderliche Bremsmoment würden drei Magnetarder ausreichen, jedoch verlieren sie bei Erwärmung, ähnlich wie Wirbelstrombremsen, ca. 50% ihres Bremsmoments<sup>20</sup>. Aus diesem Grund werden sechs Magnetarder und nicht nur drei verbaut.

---

<sup>18</sup> Kapitel 5.3

<sup>19</sup> (Voith, 2016)

<sup>20</sup> Aus schriftlicher Antwort nach Produktdatenanfrage bei dem deutschen Hersteller Voith Turbo vom 3.2.2016



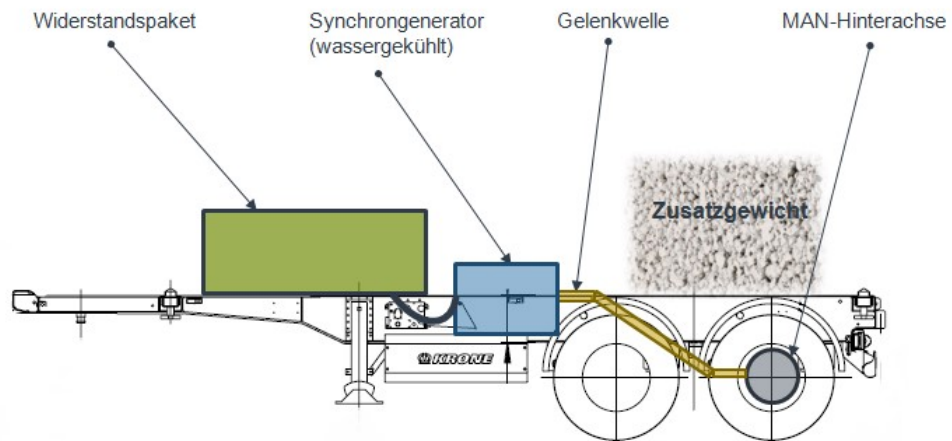
**Bild 4-11** Konzept B3, Quelle: Eigene Darstellung

Angesteuert wird der Magnetarder über einen Pneumatikzylinder, der die Magnete am Joch so verschiebt, dass ein Bremsmoment entsteht. Der Pneumatikzylinder wird dabei vom Druckluftsystem des Aufliegers versorgt. Bei der Einstellung des Bremsmoments kann jeder Magnetarder einzeln angesteuert werden, jedoch kann am einzelnen Magnetarder nur das volle oder kein Bremsmoment angesteuert werden, wodurch die geforderte Stufenlosigkeit nicht realisiert werden kann.

#### 4.4.4 Konzept B4 – Synchrongenerator

Dieses Konzept lehnt sich an den Aufbau des Westfalia BA10K (Kapitel 2.2) an. Als Dauerbremsanlage dient ein wassergekühlter Drehstrom-Synchrongenerator, der Bewegungsenergie in Strom umwandelt, welcher in einem Widerstandspaket in Wärme umgewandelt wird. Der Vorteil dieses Aufbaus liegt in der Trennung von Bremskraftzeugung und Energieumwandlung/Wärmeabfuhr. Dadurch umgeht man den negativen Effekt, dass bei Erwärmung der Bremse das Bremsmoment sinkt. Somit kann das Bremsmoment relativ konstant auf einem hohen Niveau gehalten werden.

Da jedoch solch eine Bauweise bis dato (09/2016) nur von Westfalia verbaut wird, ist es schwierig passende Komponenten für den Einsatzbereich im Nutzfahrzeugsektor zu finden. Darüber hinaus, muss eine eigene Leistungselektronik und eine passende Steuerung für den Bremsanhänger entwickelt werden, was mit viel Aufwand und hohen Kosten verbunden ist.



**Bild 4-12** Konzept B4, Quelle: Eigene Darstellung

## 4.5 Wahl des Detailkonzepts

Als Hilfestellung für die Wahl des Dauerbremssystems sind in Tabelle 6 die Vor- und Nachteile der einzelnen Konzepte aufgelistet.

**Tabelle 6** Vor- und Nachteile der Detailkonzepte (Kapitel 4.4)

<b>B1 Elektrodynamischer Retarder</b>	<b>B2 Hydrodynamischer Retarder</b>	<b>B3 Magnetarder</b>	<b>B4 Synchrongenerator wassergekühlt</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>+ Stufenlos regelbar</li> <li>+ Reagiert schnell auf Laständerungen</li> <li>+ Fertige Steuerung vorhanden</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ Stufenlos regelbar</li> <li>+ Fertige Steuerungen vorhanden</li> <li>+ Im Dauerbetrieb verliert die Bremse kaum an Bremsleistung</li> <li>+ Ansteuerung über Druckluft die, am Auflieger bereits vorahnden ist</li> <li>+ Keine Nachlaufzeit bei Stillstand</li> <li>+ Einfache Datenbeschaffung</li> <li>+ Für das fertige Konzept können viele In-House-Teile verwendet werden → geringe Kosten</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ Ansteuerung über Druckluft, die am Auflieger bereits vorahnden ist</li> <li>+ Keine Nachlaufzeit bei Stillstand</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ Stufenlos regelbar</li> <li>+ Reagiert schnell auf Laständerungen</li> <li>+ Im Dauerbetrieb verliert die Bremse kaum an Bremsleistung</li> <li>+ Keine Nachlaufzeit bei Stillstand</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>– Im Dauerbetrieb verliert die Bremse bis zu 50% ihrer Bremsleistung</li> <li>– Unabhängige Stromversorgung am Anhänger notwendig (ca. 6,5kVA)</li> <li>– Freilauf und Elektromotor für die Kühlung der Bremse bei Stillstand erforderlich</li> <li>– Steuerung für E-Motor (Kühlung) erforderlich</li> <li>– Wenig In-House Teile verwendbar → hohe Kosten</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Aufwendig, da ein komplettes Kühlsystem am Auflieger aufgebaut werden muss</li> <li>– Reagiert bei Laständerung aufgrund seines Wirkprinzips träger</li> <li>– Geringes Bremsmoment bei niedrigen Geschwindigkeiten</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Nicht Stufenlos regelbar (K.O.-Kriterium)</li> <li>– 4 Stk. Magnetarder notwendig, damit die geforderte Bremsleistung erreicht wird</li> <li>– Keine fertige Steuerung vorhanden</li> <li>– Im Dauerbetrieb verliert die Bremse bis zu 50% ihrer Bremsleistung</li> <li>– Wenig In-House Teile verwendbar → hohe Kosten</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Keine fertige Steuerungen vorhanden</li> <li>– Wenig Know-How über Komponenten vorhanden</li> <li>– Aufwendig, da ein Kühlsystem für den Synchrongenerator aufgebaut werden muss</li> <li>– Wenig In-House Teile verwendbar → hohe Kosten</li> </ul>

Für die Wahl des Bremssystems scheidet Konzept B3, der Magnetarder, von vornherein aus, da er die Anforderung einer stufenlosen Regelbarkeit nicht erfüllt. Alle übrigen Konzepte können in einem Bremsanhänger realisiert werden. Die Wahl fällt jedoch auf

Konzept B2, den hydrodynamischen Retarder. Folgende Gründe sind für diese Auswahlentscheidung ausschlaggebend.

Der Nachteil der Trägheit der Bremse bei Laständerungen hat bei den Testfahrten keinen hohen Stellenwert, da das WRG-System selbst auch träge reagiert. Der hydrodynamische Retarder weist bei geringen Geschwindigkeiten ein geringes Bremsmoment auf, jedoch spielt diese Tatsache keine große Rolle, da die maximal fahrbare Geschwindigkeit (Kapitel 4.3.4.1) auf der ECS Teststrecke ausreicht. Der große Vorteil dieser Bremse liegt in seiner Robustheit. Die Wirkungsweise des hydrodynamischen Retarders bringt den Vorteil mit sich, dass der Bremsanhänger bedenkenlos abgestellt werden kann, ohne dass die Dauerbremse aus Gründen thermischer Belastung Schaden nimmt. Beim Aufbau des benötigten Kühlsystems kann auf viele MAN In-House Teile zurückgegriffen werden, was einen großen Kostenvorteil bedeutet. Da auf jedem handelsüblichen Anhänger die Betriebsbremsen mit Druckluft angesteuert werden, ist keine zusätzliche Druckluftversorgung für die Regelung des Retarders notwendig, da diese bereits am Anhänger verbaut ist. Ein weiterer großer Vorteil liegt darin, dass viele benötigte Komponenten für den Bremsanhänger, vom Retarder bis hin zum kompletten Kühlsystem, bei MAN bereits zum Einsatz kommen, wodurch sich die Daten- und Teilebeschaffung besonders einfach gestaltet. CAD-Daten können zum Beispiel einfach aus dem MAN internen PLM System abgerufen werden. Die unkomplizierte Datenbeschaffung gilt nicht nur für CAD-Daten, sondern auch für Bauteildaten, die z.B. für eine Berechnung des Kühlsystems notwendig sind.

Die Varianten der elektromagnetischen Dauerbremse (B1) und des Synchrongenerators (B4) fallen vor allem aus Kostengründen weg, da viele Komponenten der Varianten aus Teilen von Fremdherstellern bestehen.

Die Variante B1 benötigt zusätzlich noch einen Elektromotor und einen Freilauf zum Schutz vor einer thermischen Überbelastung. Dafür muss wiederum ein Regelungssystem erstellt werden, das den Rotor antreibt, wenn die Temperatur am Rotor zu hoch ist. Dies bedeutet wiederum Kosten und eine zusätzliche Gefahrenquelle. Denn sollte der Elektromotor oder die Regelung bei unerwartetem Stillstand nach einem Bremsbetrieb nicht plangemäß funktionieren oder eine Störung auftreten, kann der Retarder Hitzeschäden erleiden.

Die Variante B4 fällt aufgrund des hohen Entwicklungsaufwands weg. Für den Synchrongenerator müssen eigens Leistungselektronik, Widerstandspaket und eine Steue-

rung angefertigt werden, da diese am Markt nicht erhältlich ist. Ähnliches gilt auch für den Wassergekühlten Synchrongenerator. Bei einer Realisierung dieses Konzepts würden beträchtliche Entwicklungskosten anfallen, da diese Bauweise bis dato nur im Westfalia BA10K verwirklicht wurde.

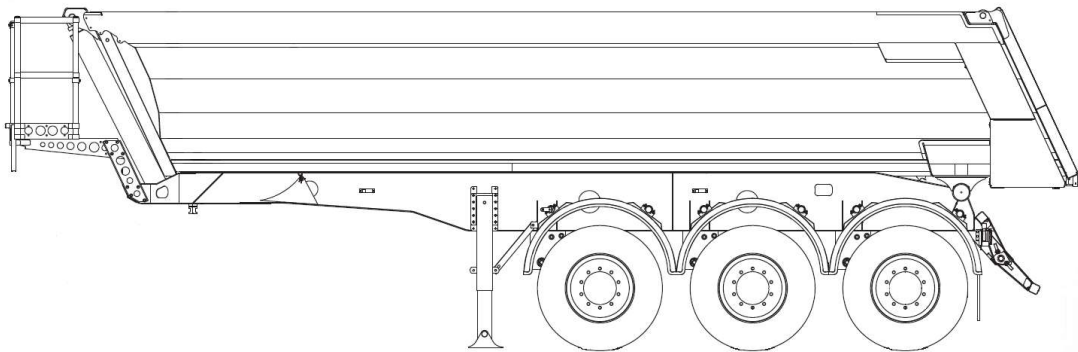
## 5. Komponenten für Bremsanhänger

In diesem Kapitel werden die einzelnen Komponenten des gewählten Bremsanhängerkonzepts B2 mit hydrodynamischem Retarder untersucht. Bei der Wahl der verwendeten Komponenten wird darauf geachtet, dass diese von MAN bereits verbaut oder verwendet werden.

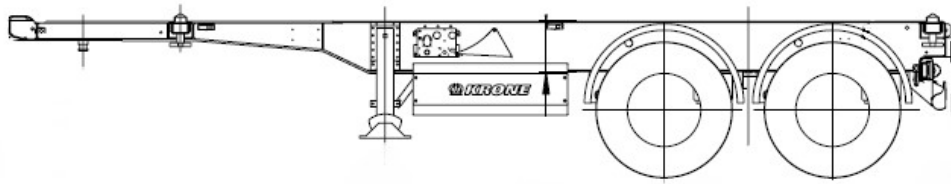
### 5.1 Anhänger

#### 5.1.1 Wahl des Anhängers

Wie bereits in Kapitel 1.2 erläutert, muss bei der Wahl des Anhängers auf die Kollisionsproblematik mit dem WRG-System geachtet werden. Nach Untersuchung diverser Anhängertypen, kamen aufgrund des erforderlichen geringen vorderen Überhangs lediglich zwei Typen in Frage, Kippsattelaufleger und Containeraufleger.



**Bild 5-1** Beispiel für Kippsattelaufleger, Quelle: [www.meiller.com](http://www.meiller.com)



**Bild 5-2** Beispiel für Containerauflieger, Quelle: [www.krone-trailer.com](http://www.krone-trailer.com)

Aus Kostengründen soll auf einen Auflieger aus dem MAN Fuhrpark zurückgegriffen werden. Dieser beinhaltet jedoch keine Containerauflieger, weshalb als Basis für den Bremsanhänger ein dreiachsiger Meiller MHPS 43/3 Kippsattelauflieger ausgewählt wird. Falls notwendig kann dieser Auflieger einfach zusätzlich beladen werden, wodurch die Normalkraft auf die Räder erhöht werden kann. Durch die erhöhte Masse kann der Bremsanhänger eine höhere Bremskraft auf die Straße übertragen.

### 5.1.2 Reibwertuntersuchung

Damit der Bremsanhänger das größtmögliche Leistungsspektrum abdecken kann, sollte er so leicht wie möglich sein. Dadurch können alle Fahrsituationen, von unbeladen bis voll beladen, simuliert werden. Steigt das Eigengewicht des Bremsanhängers, so verringert sich auch die Bandbreite des Testbereichs.

Um die Masse des Bremsanhängers zu verringern, sollen alle drei Achsen demontiert und durch eine einzelne LKW Hinterachse ersetzt werden, welche die Bremskraft des Retarders überträgt. Jedoch muss hier die physikalische Grenze der Reibung beachtet werden, da bei zu geringem Eigengewicht die maximale Bremskraft nicht mehr übertragen werden kann und die gebremsten Räder blockieren würden. Das Blockieren der Räder muss außerdem vermieden werden, um gefährliche Fahrsituationen, wie ein Ausbrechen des Anhängers, zu vermeiden.

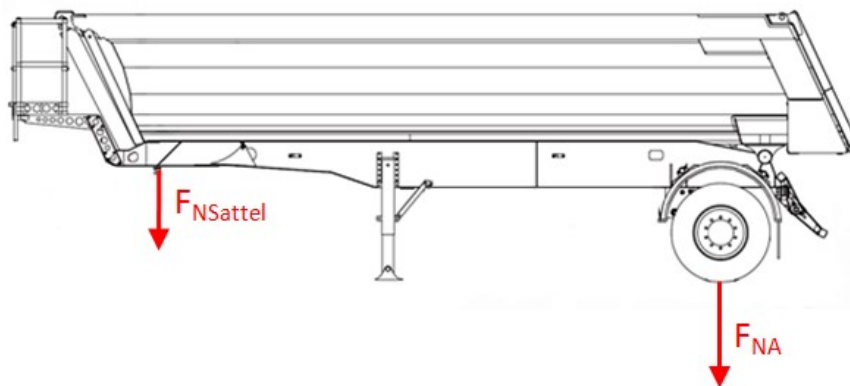
Die maximale Bremskraft der Räder ist durch die Normalkraft ( $F_N$ ) und den einheitenlosen Reibungskoeffizient  $\mu$  begrenzt.

$$F_R = F_N * \mu \quad (20)$$



Die maximale Bremskraft des Voith Retarders (Kapitel 5.3.2) mit der gewählten Achsübersetzung von  $i_{HAG} = 6,00$  (Kapitel 5.3.3.1) liegt bei  $F_{RetMax} = 23.551,3 \text{ N}$  (Kapitel 5.3.3.3). Hinzu kommt jedoch noch der Pumpenwiderstand und der Lüfterwiderstand (Kapitel 5.4.3.2), wodurch sich eine maximale Bremskraft von  $F_{B\_Max} = 24.387,5 \text{ N}$  einstellt. Die Gesamtmasse des Aufliegers beträgt  $m = 5.990 \text{ kg}$ . Da alle Achsen entfernt werden, wird der Anhänger zunächst leichter. Aber durch den Einbau eines Retarders mit Kühlsystem und einer schweren LKW-Hinterachse steigt das Eigengewicht wieder. Daher wird zur Abschätzung des erforderlichen Reibungskoeffizienten das Eigengewicht bei  $m=5.990 \text{ kg}$  belassen. Die Masse des Aufliegers wird jedoch nicht nur von der Achse, sondern auch von der Sattelplatte des Zugfahrzeugs getragen, wodurch die Normalkraft auf die Räder geringer ausfällt. Für die Berechnung der Normalkraft auf die Räder wird daher die Schwerpunktlage aus dem CATIA CAD-Modell des Meiller Aufliegers ermittelt, wobei sich eine Lastverteilung von 40% Sattelplatte und 60% Achse ergibt. Mit dieser Annahme lässt sich die Normalkraft auf die Achse berechnen.

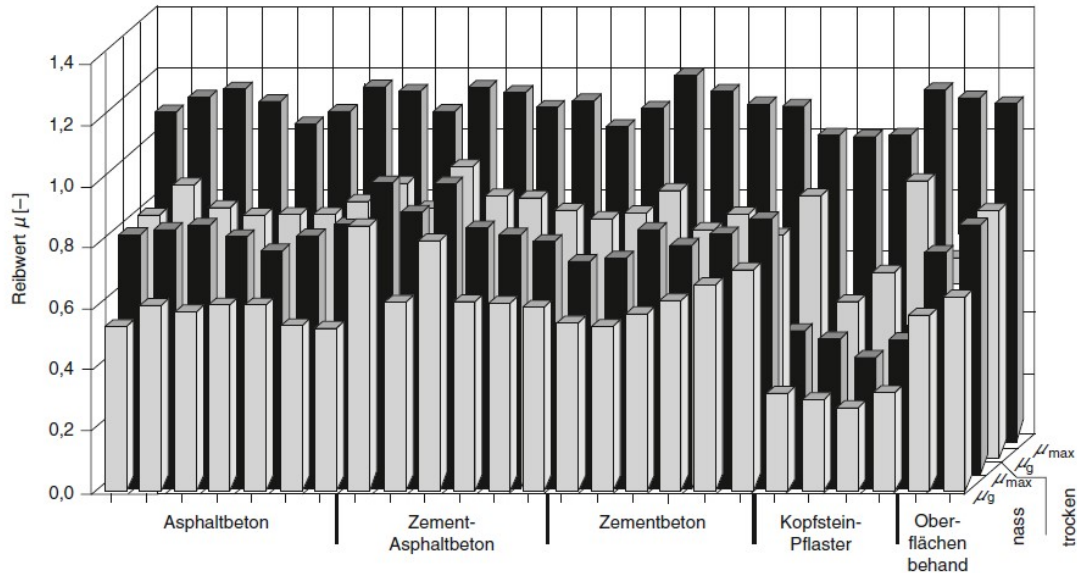
$$F_{NA} = m * g * 0,6 = 5.990 * 9,81 * 0,6 = 35.257,1\text{N} \quad (21)$$



**Bild 5-3** Normalkraft an Meiller MHPS 43/3 Auflieger mit einer Achse, Quelle: [www.meiller.com](http://www.meiller.com)

Der minimal erforderliche Reibungskoeffizient ermittelt sich nun aus der maximalen Retarderbremskraft und der Normalkraft, die an der gebremsten Achse zur Verfügung steht.

$$\mu = \frac{F_R}{F_{NA}} = \frac{F_{RetMax}}{F_{NA}} = \frac{24.387,5}{35.257,1} = 0,69 \quad (22)$$



**Bild 5-4** Reibwertmaxima bei unterschiedlichen Fahrbahnen, Quelle: (Prof. Dr.-Ing. Bert Breuer, 2012, S. 31)

In Bild 5-4 werden die maximal erreichbaren Reibwerte  $\mu_{max}$ , sowie die Gleitreibwerte  $\mu_g$ , die bei blockierenden Rädern entstehen, dargestellt. Das bedeutet, wenn die maximal übertragbare Reibkraft bei  $\mu_{max}$  überschritten wird setzt die Gleitreibung mit dem Wert  $\mu_g$  ein. Die Werte sind stark von der Fahrbahnbeschaffenheit bzw. dem Fahrbahnzustand, nass oder trocken, abhängig. Wie man erkennen kann, ist bei ähnlichen Bedingungen der Streubereich des Reibwerts sehr groß. Auf allen Oberflächen ergeben sich bei trockener Fahrbahn Werte im Bereich von 1,0 bis 1,2. Auf nasser Fahrbahn ergibt sich ein vollkommen anderes Bild, da hier die Werte zwischen 0,4 bis 0,8 schwanken. (Prof. Dr.-Ing. Bert Breuer, 2012, S. 31)

Mit dem ermittelten Reibkoeffizient des Bremsanhängers von  $\mu=0,69$  wird der Grenzwert bei nassen Asphaltstraßen (ca. 0,8) zwar nicht unterschritten, wird der Bremsanhänger jedoch auf Schnee oder Eis betrieben, wird der Reibungskoeffizient nochmals deutlich kleiner und sinkt auf einen Wert von 0,1. Wird der Reibwert unterschritten, kann es im Bremsbetrieb zum Blockieren der Räder kommen. Dies kann schnell zu gefährlichen Fahrsituationen führen. Um derartige Situationen sicherer zu gestalten, empfiehlt sich der Einsatz eines ABS-Systems.

Zum Vergleich weist der Westfalia BA10K (Kapitel 2.2) mit einer maximalen Bremskraft von  $F_{BWest} = 10 \text{ kN}$  und einem Eigengewicht von  $m_{West} = 1600 \text{ kg}$  einen erforderlichen Reibungskoeffizient von

$$\mu_{West} = \frac{F_{BWest}}{m_{West} * g} = 0,64 \quad (23)$$

auf. Wie man nun unschwer erkennen kann, erreicht ein Bremsanhänger mit nur einer verbauten Hinterachse bereits einen ähnlichen minimal erforderlichen Reibwert wie der Westfalia BA10K.

$$\mu \sim \mu_{West} \quad (24)$$

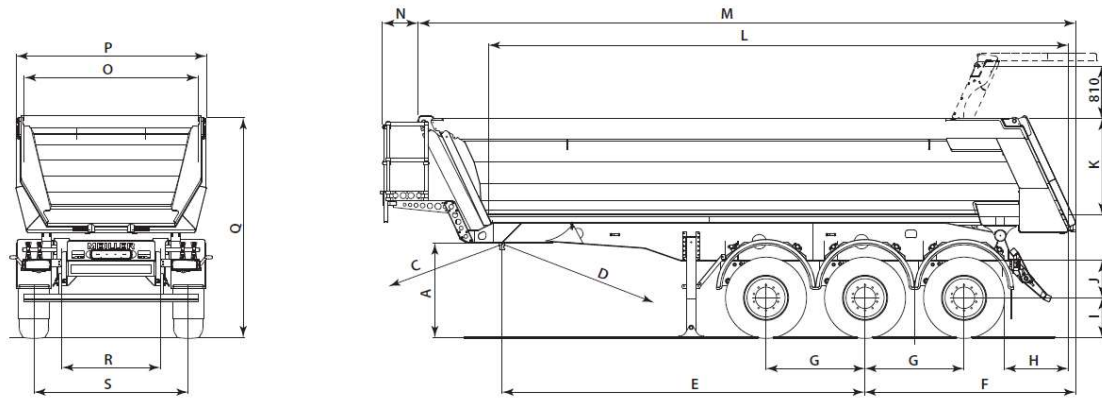
Aus diesem Grund wird in der Konstruktion nur eine retardergebremste Hinterachse verbaut.

### 5.1.3 Meiller MHPS 43/3 Kippsattelanhänger

Hierbei handelt es sich um einen 3-achsigen Kippsattelanhänger. Die genaue Bezeichnung des Baumusters des verwendeten Aufliegers lautet MHPS 12/27 NOSS1. Die Erklärung der Baumusterbezeichnung wird in Bild 5-5 erläutert.



**Bild 5-5** Erklärung für Baumusterbezeichnung von Meiller Kippsattelanhängern, Quelle: [www.meiller.com](http://www.meiller.com)

**Abmessungen:**

A	Min. Aufsattelhöhe, unbeladen / beladen (Sattelanhängen, waagrecht)	1.245 / 1.216 mm
A1	Max. Aufsattelhöhe, unbeladen / beladen	1.328 / 1.299 mm
B	Vorderer Durchschwenkradius KB	1.570 mm
C	Vorderer Durchschwenkradius mit Bedienstand	1.790 mm
D	Hinterer Durchschwenkradius nach ISO 1726	2.300 mm
E	Radstand	4.800 mm
F	Hinterer Überhang	2.790 mm
G	Achsabstand	2 x 1.310 mm
H	Hinterer Überhang für Fertigeinsatz	835 mm
I	Höhe Reifen 385/65 R 22,5 (unbel. / bel.)	525 / 496 mm
J	Fahrhöhe	490 mm
K	Bordwandhöhe i.L. / freie Durchtrittshöhe	1.400 mm
L	Ladeflächenlänge i.L.	7.620 mm
M	Gesamtlänge	8.710 mm
N	Vorderer Überhang Bedienstand	490 mm
O	Ladeflächenbreite i.L.	2.300 mm
P	Gesamtbreite	2.510 mm
Q	Gesamthöhe (Ladekante) unbel. / bel.	2.890 / 2.860 mm
R	Federspur	1.300 mm
S	Achsspur	2.140 mm
T	Höhe im gekippten Zustand ca.	8.100 mm
U	Kippwinkel ca.	48 °

**Gewichte:**

V	zul. Gesamtgewicht	39.000 kg
W	Sattellast	12.000 kg
X	zul. Hinterachslast (techn.)	3 x 9.000 kg
Y	Eigengewicht	5.990 kg
Z	Nutzlast	33.010 kg

\* alle Höhenmaße bezogen auf 385/65 R 22,5 und FH 490 mm

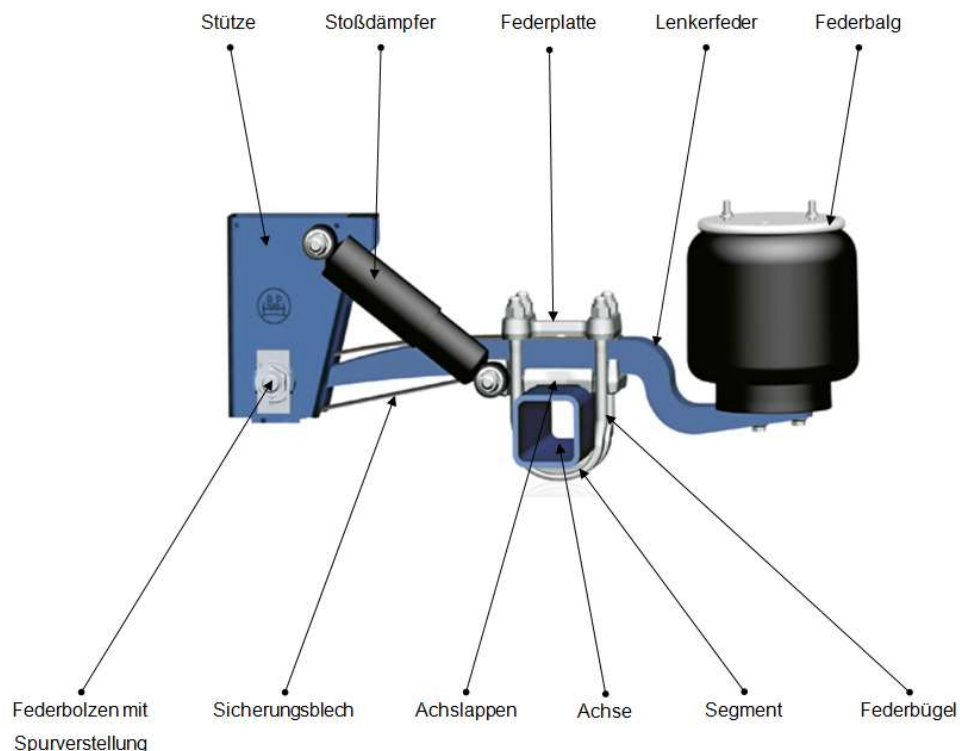
**Bild 5-6 Meiller MHPS 12/27 NOSS1 Datenblatt, Quelle: www.meiller.com**

### 5.1.3.1 Achsanbindung und Federung

Die Achsanbindung und die Federung am Meiller MHPS43/3 wird nicht von Meiller selbst hergestellt, sondern wird vom deutschen Hersteller BPW<sup>21</sup> bezogen. Die Bezeichnung der verbauten Federung am Auflieger lautet BPW Airlight II und weist eine maximale Achslast von 9.000 kg auf. Wie auch im Prototypenfahrzeug ist die Airlight II

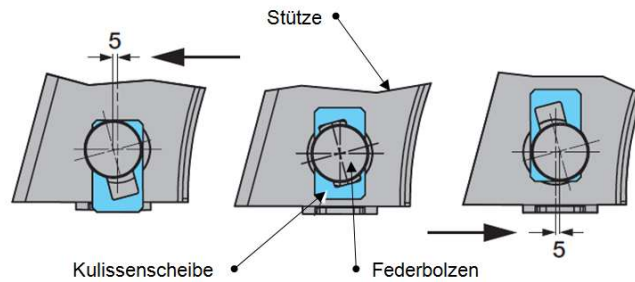
<sup>21</sup> Die BPW Bergische Achsen Kommanditgesellschaft ist ein weltweit tätiger Zulieferer für Automobil- und Nutzfahrzeugindustrie.

eine Luftfederung, die sich als Standard im Nutzfahrzeugsektor durchgesetzt hat. (BPW, 2007)



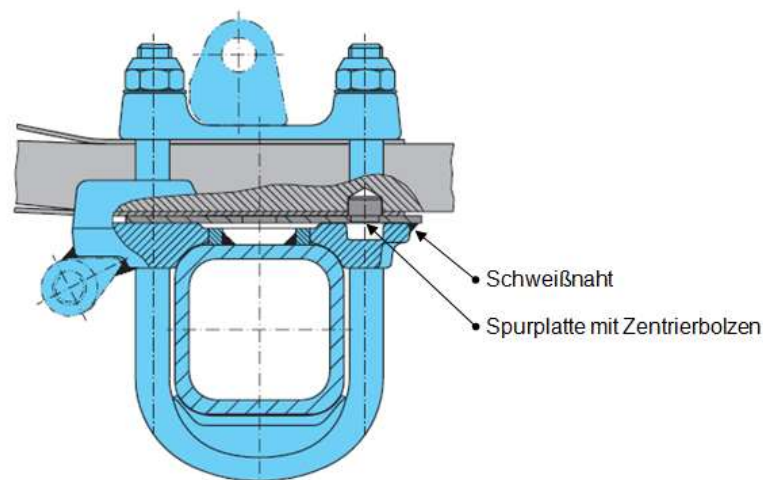
**Bild 5-7 Einzelteile BPW Airlight II, Quelle: (BPW, 2007)**

In Bild 5-7 sind die Einzelteile der Luftfederung erkennbar. Als Fixpunkt für die Federung dient die Stütze, die fest mit dem Aufliegerrahmen verschweißt ist. Diese Stützen sind besonders steif ausgeführt, da sämtliche Längskräfte und Querkräfte, also Bremskräfte und Seitenführungskräfte, von ihnen aufgenommen werden müssen. Die Normalkräfte hingegen teilen sich auf die Stütze und den Federbalg auf. Durch die Stütze wird der M24 Federbolzen gesteckt, an dem sich auch die Spurverstellung befindet. Die Spurverstellung erfolgt über die sogenannte Kulissenscheibe. Indem man die Kulissenscheibe in vertikaler Richtung verschiebt, verändert man die horizontale Position des Federbolzens, der durch ein Langloch geführt ist. Durch die Verschiebung des Federbolzens kann nach Verschweißung der Stütze mit dem Rahmen eine Spurlaufkorrektur vorgenommen werden.



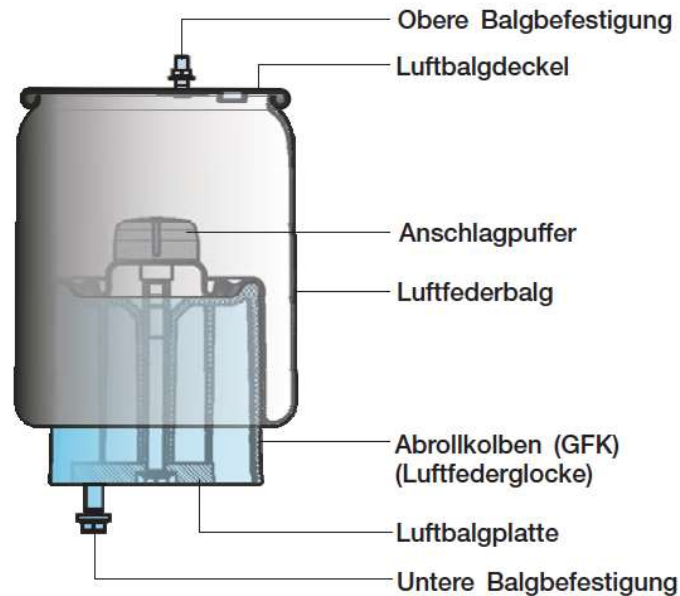
**Bild 5-8** Spurverstellung an BPW Airlight II, Quelle: (BPW, 2007)

Durch den Federbolzen wird die Lenkerfeder an der Stütze fixiert. Diese Lenkerfedern nehmen hohe Biegemomente auf und verringern die in den Achskörper eingeleiteten Torsionskräfte. An den Lenkerfedern wird der Achskörper über Federbügel fixiert. Beim erstmaligen Zusammenbau der kompletten Federung wird eine Spurplatte zwischen Lenkerfeder und Achslappen beigelegt. Diese Platte ist mithilfe eines Bolzens an der Lenkerfeder positioniert. Nach der Spureinstellung der Achse wird durch eine Schweißnaht eine Verbindung der Spurplatte mit dem Achslappen hergestellt. Dadurch wird erreicht, dass nach einer Demontage der Achse ein neuerliches Einstellen der Spur entfällt.



**Bild 5-9** Spurplatte BPW Airlight II, Quelle: (BPW, 2007)

Der Luftfederbalg ermöglicht ein Heben und Senken des Aufliegers. Die Fahrhöhe wird dabei durch die Regulierung des Luftdrucks im Balg verstellt. Da der Federbalg mit dem Druckluftsystem des Zugfahrzeugs verbunden ist, kann dieser in seiner Höhe nach Belieben variiert werden.



**Bild 5-10** BPW Luftfederbalg, Quelle: (BPW, 2007)

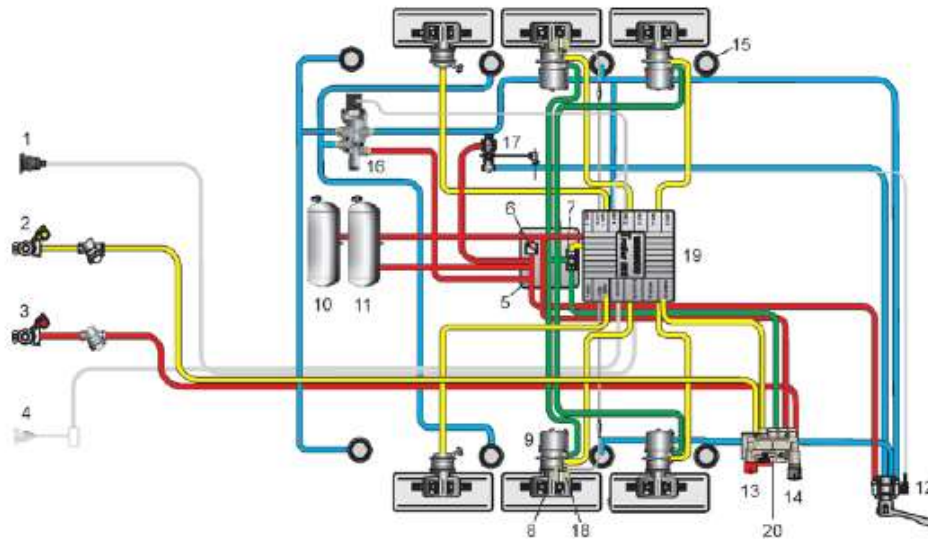
BPW Luftfederbälge sind in den oberen Luftbalgdeckel fest eingerollt und mit dem unteren Spannteller vulkanisiert. Befestigt wird der obere Luftbalgdeckel mit zwei M12 Gewindestiften, die mit dem Rahmen verschraubt werden. Die Luftfederlocke wird mit der Lenkerfeder mit zwei M16 Sicherungsschrauben verschraubt. Zu beachten ist, dass der Freiraum zwischen Luftfederbalg und Reifen bzw. Bremszylinder, bei maximalem Balgdurchmesser, mindestens 30 mm betragen muss. (BPW, 2007)

### 5.1.3.2 Bremssystem

Der Meiller MHPS43/3 Kippsattelanhänger ist mit EBS ausgestattet, was für **Elektronisches Bremssystem** steht. Die wichtigsten Funktionen der EBS sind die **automatische lastabhängige Bremskraftregelung (ALB)**, das **Antiblockiersystem (ABS)** und die **Fahrstabilitätsregelung (RSS)**. Diese Funktionen werden durch den sogenannten Modulator ermöglicht. Im Vergleich zu alten druckluftgesteuerten Betriebsbremsen spricht diese Betriebsbremse schneller an und schafft somit kürzere Bremswege.

In Bild 5-11 ist das gesamte Druckluftsystem des Meiller Aufliegers dargestellt. Die roten Linien stellen dabei die Vorratsleitungen dar. Die gelben Linien symbolisieren die Bremsleitungen, in denen der Bremsdruck an die Bremszylinder geleitet wird. Am Auflieger befinden sich 4 Stück ABS-Sensoren, aufgeteilt auf zwei Achsen. Diese sind mittels Kabel mit dem Bremsmodulator verbunden und sind als grüne Linien dargestellt. Das gesamte Luftfahrwerk ist dabei in Blau gehalten.





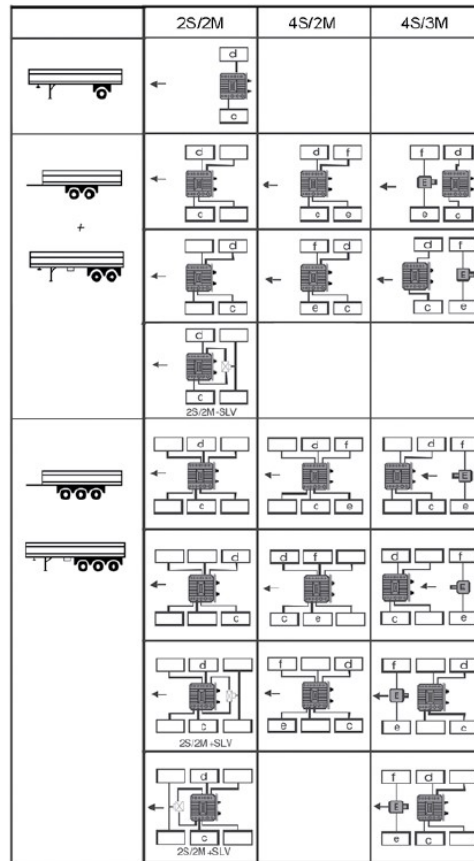
1	Spannungsversorgung über ISO 7638
2	Bremsleitung
3	Vorratsleitung
4	Stopplichtversorgung 24N über ISO 1185 (optional)
5	Pneumatic Extension Modul (PEM)
6	Überströmventil (im PEM integriert)
7	Überlastschutzventil (im PEM integriert)
8	Betriebsbremsteil der Tristop™-Zylinder
9	Tristop™-Zylinder
10	Vorratsbehälter der Betriebsbremsanlage
11	Vorratsbehälter für die Luftfederung
12	Heben-/Senkenventil
13	Roter Knopf zur Betätigung der Parkbremsanlage (am PREV)
14	Schwarzer Knopf zum Lösen der automatischen Bremse (am PREV)
15	Luftfederbalg
16	Liftachsventil
17	Luftfederverventil
18	ABS-Drehzahlsensor
19	TEBS Modulator
20	Park-Löse-Sicherheitsventil (PREV)

**Bild 5-11** *Komplette Anhängerbremsanlage mit Luftfederung, Quelle: (WABCO, 2016, S. 16)*

Die Funktionsweise der Bremse beim Bremsvorgang kann in Anhang A nachgeschlagen werden.

Der verbaute Modulator (19) des Herstellers WABCO (WABCO Sachnummer 480 102 063 0) ist am Trailer mit einer **4S/2M** (**4S**ensoren/**2M**odulatoren) ABS-Konfiguration verbaut. Das bedeutet, dass auf jeder Fahrzeugseite zwei ABS-Drehzahlsensoren angeordnet sind, was zusammen **4 Sensoren** ergibt. Die Regelung findet seitenweise

statt, wodurch der Bremsdruck auf einer Fahrzeugseite an allen Rädern gleich ist. Mit dem verbauten Modulator ist jedoch nicht nur diese Variante der Sensierung und Regelung möglich. (WABCO, 2016, S. 26)



**Bild 5-12 ABS-Anschlussvarianten WABCO Modulator, Quelle: (Wabco TBSE Systembeschreibung, 2016, S. 28)**

In Bild 5-12 kann man die möglichen ABS-Anschlussvarianten des verbauten Modulators erkennen. Dabei sind die sensierten Räder jeweils mit einem c und einem d gekennzeichnet. Der Modulator besitzt 2 Regelkreise (**2M**) und kann zusätzlich noch um einen Modulator erweitert werden. Somit ergibt sich eine maximale Konfiguration des Modulators von 4S/3M.

Aus Kapitel 5.1.2 geht hervor, dass am Bremsanhänger nur eine Achse verbaut wird. Dadurch ergibt sich die ABS-Konfiguration 2S/2M. Da der Modulator mit dieser Konfiguration kompatibel ist, kann die Achse getauscht werden und sie bleibt weiterhin ABS-geregt.

Während einer ABS-Regelung kann über ein eingebautes Relais der Retarder deaktiviert werden, um ein Blockieren der Räder durch den Retarder zu verhindern. Dies ist jedoch nur bei aktiver ABS-Regelung möglich. Das bedeutet, dass mit dem verbauten Modulator keine ABS-Regelung der Räder im reinen Retarderbetrieb realisiert werden kann. (WABCO, 2016, S. 102)

**Tabelle 7** ABS-Tabelle, Quelle: Eigene Darstellung

	Retarder ein	Retarder aus
Betriebsbremse ein	✓ <input type="checkbox"/>	✓ <input type="checkbox"/>
Betriebsbremse aus	✗ <input type="checkbox"/>	

In Tabelle 7 kann man erkennen, dass der Retarder nur mit aktiver Betriebsbremse ABS-geregelt ist. Die Anschlussdaten des verbauten Modulators können in Anhang B nachgeschlagen werden.

## 5.2 Achse

Wie bereits in Kapitel 4.1.2 erläutert, wird eine Achse mit Achsgetriebe benötigt, um das Bremsmoment des Retarders auf die Räder zu übertragen. Dafür eignen sich Hinterachsen von LKW, da diese immer mit einem Achsgetriebe ausgestattet sind. Aus Kostengründen wird hier wieder auf MAN-Komponenten zurückgegriffen. Bei den Hinterachsen von MAN wird zwischen Hypoid- und Planetengetriebeachsen unterschieden, wobei die Achsübersetzungen stark variieren. Der Übersetzungsbereich reicht von  $i_{HAG} = 2,533-6,824$ .

5.2.1 Achsportfolio

Antrieb	Nachlaufachsen				Voriaufachsen				Vorderachsen				Hinterachsen			
	N		L		O		G		H		P		G		H	
	Einzelrad	Einzelrad & gebildet	gebildet	nicht angetrieben	gerade	geknickt	L/S	Einzelrad / gebildet	Gasbremser	Hydraulisch	geknickt	mit Durchtrieb	Phanomen	Hybrid	Phanal	
3t	ECAN				ECAN				ECAN				ECAD			
5t																
6t																
7t																
8t																
9t																
10t																
11t																
13t																
16t																

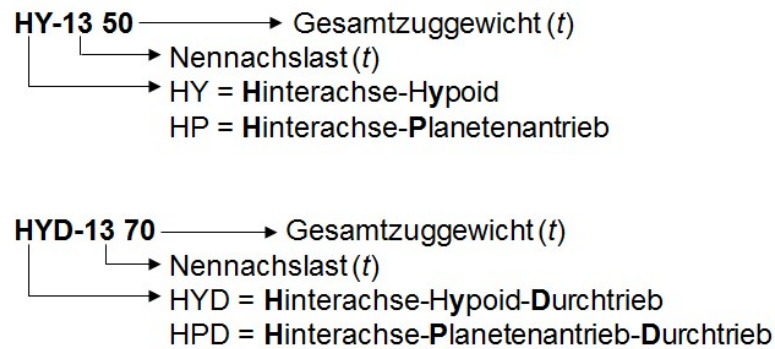
**Legende**

HP-1333 HPD-1333  
Verbauung einer Durchtriebsachse (z.B. HPD-1333) nur mit der externen Umtriebinnen Achse (z.B. HP-1333) als sogenanntes Tandem

Bild 5-13 MAN Achsportfolio, Quelle: MAN

### 5.2.2 Achsbezeichnung

Die Produktbezeichnung der Achsen erklärt sich wie folgt:



**Bild 5-14** Erklärung Achsbezeichnung, Quelle: MAN

### 5.2.3 Wahl der Achse

Da nur eine Hinterachse angebaut wird, sind Achsen mit Durchtrieb, die eine Verbindung mehrerer angebrachter Hinterachsen ermöglichen, nicht relevant. Als Hinterachsen kommen also nur Hypoid- und Außenplanetenachsen ohne Durchtrieb in Frage. Diese können jedoch nicht einfach getauscht werden, da sie sich stark von der originalen BPW Achse unterscheiden.

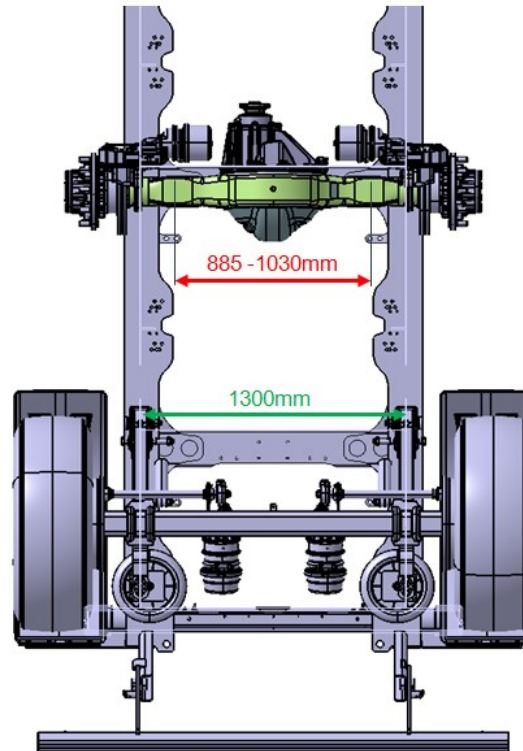
### 5.2.4 Kollision mit Rahmen

Alle Zugfahrzeug-Hinterachsen, die für eine Zwillingsbereifung ausgelegt sind, scheiden aus. Aufgrund der unterschiedlichen Federspurbreiten von Achse und Aufliegerahmen würde das jeweils innere Rad mit dem Rahmen kollidieren. Man könnte nur die äußeren Räder einer zwillingsbereiften Achse montieren, jedoch kommt es dabei zu hohen Belastungen in der Felge. Daher fällt die Wahl auf Einzelbereifte Hinterachsen. Diese sind im Achsportfolio (Bild 5-13) mit einem E gekennzeichnet.

### 5.2.5 Abweichung der Federspur

Die Federspur gibt den Abstand der Mittellinien der beiden Achsanbindungen (z.B.: Längslenker, Blattfeder, etc.) an. Die Federspuren der Hinterachsen schwanken zwi-

schen  $885\text{ mm}$  für Achsen mit Zwillingsbereifung und  $1030\text{ mm}$  für Achsen mit Einzelbereifung. Da der Auflieger jedoch eine Federspur von  $R = 1300\text{ mm}$  (Bild 5-6) aufweist, muss diese Differenz des Abstands überbrückt werden.



**Bild 5-15** Abweichung der Federspur am Aufliegerrahmen, Quelle: Eigene Darstellung

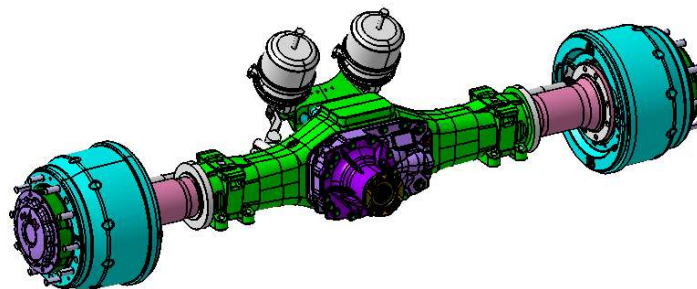
Um die MAN-Hinterachse am Auflieger montieren zu können, ist ein Querträger erforderlich. Dieser ermöglicht den Einbau der MAN-Hinterachse trotz stark abweichender Federspur. Am Querträger werden Stützen montiert, die eine Weiterverwendung der vorhandenen Lenkerfedern ermöglichen soll.

Wanken ist der Ausdruck für eine Drehbewegung um die Fahrzeuglängsachse. Das Wankzentrum ist der Momentanpol der Wankbewegung, bezogen auf das Fahrzeugkoordinatensystem. Die Wankachse oder das Wankzentrum wird jedoch durch die auf die Radaufhängung stetig wechselnd wirkenden Kräfte ständig verändert. Das Wanken wird durch die Querbeschleunigung, Fahrzeugmasse, Schwerpunktlage und den Fahrwerksaufbau beeinflusst. Da die Federspur verringert wird, hat dies Einfluss auf den Fahrwerksaufbau. Je kleiner die Federspur gewählt wird, desto nachteiliger sind die Auswirkungen auf das Wankverhalten des umgebauten Aufliegers. Damit wird auch das unangenehme Aufschaukeln bei wechselnder Querbeschleunigung begünstigt. Für ein möglichst gutes Wankverhalten sollte daher die Hinterachse mit der größtmögli-

chen Federspur gewählt werden. Die größte Federspur der in Frage kommenden MAN Hinterachsen weist die HP-1333-E mit  $FM = 1030 \text{ mm}$  auf.

### 5.2.6 HP-1333-E Achse

Bei dieser Achse handelt es sich um eine Hinterachse mit Planetengetriebe und einer maximalen Achslast von 13 Tonnen. Das E in der Typenbezeichnung steht für Einzelbereifung. Die Gesamtübersetzung der Achse setzt sich aus den Übersetzungen der Planetengetriebe und dem Mittentrieb zusammen.



**Bild 5-16** HP-1333-E Achse in Catia V5, Quelle: MAN

Das Planetengetriebe ist in der Nabe positioniert und besitzt ein Übersetzungsverhältnis von  $i_{\text{Planet}} = 4,0$ . Beim Mittentriebe kann zwischen fünf verschiedenen Übersetzungen gewählt werden. Dies führt wiederum zu fünf verschiedenen Gesamtübersetzungen.

**Tabelle 8** Achsübersetzungen HP-1333-E, Quelle: MAN Zeichnungsnummer 81.35000-8537

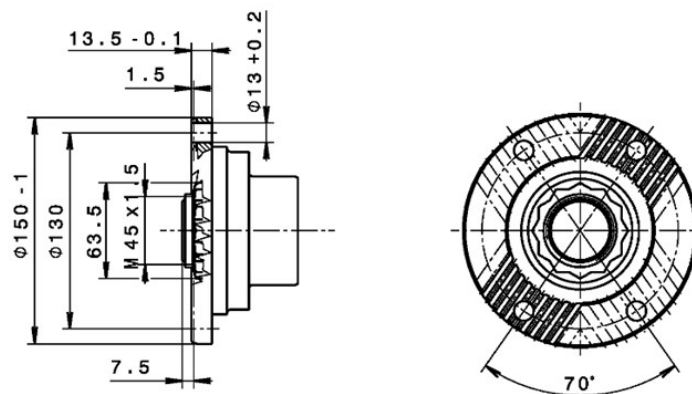
Achsübersetzung	Planetenübersetzung	Mittentriebübersetzung
$i_{\text{HAG}} [-]$	$i_{\text{Planet}} [-]$	$i_{\text{Mi}} [-]$
4,33	4	1,083
4,83	4	1,208
5,33	4	1,333
6,00	4	1,500
6,82	4	1,706

Die Wahl der Übersetzung wird in Kapitel 5.5.3 erläutert.

An der Achse ist bereits eine nockenbetätigte Trommelbremse verbaut. Jede Nocke wird dabei von einem Druckluftbremszylinder angesteuert. Dies ist für das ABS unbe-

dingt notwendig, da die Bremszylinder bei einer ABS-Bremung mit unterschiedlichen Bremsdrücken betrieben werden müssen. Die für das ABS notwendigen Komponenten wie Polrad und Induktionsgeber (MAN Sachnummer 81.27120-6144) sind bereits in der Achse integriert und mit den Anschlüssen am Modulator (Kapitel 5.1.3.2) des Aufliegers kompatibel.

Für die Übertragung der Antriebs- oder Bremsmomente besitzt die Achse einen speziellen Flansch. Dieser Flansch weist eine Kreuzverzahnung nach ISO-8667 auf. An der Achse ist ein Flansch mit einem Lochkreisdurchmesser von 150 mm verbaut.



**Bild 5-17** Antriebsflansch nach ISO 8667-T150, Quelle: MAN Zeichnungsnummer 81.35000-8537

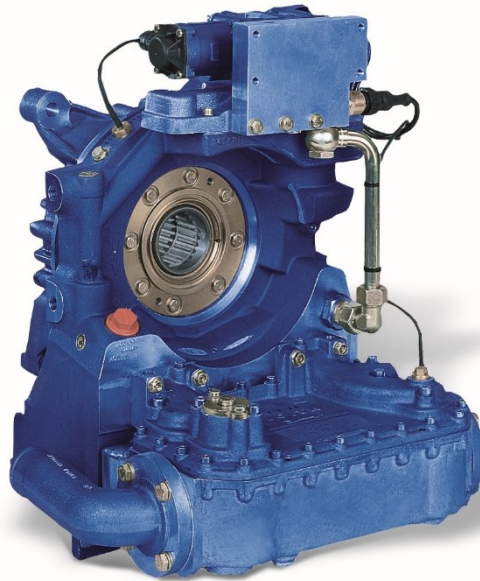
### 5.2.7 Reifen und Felge

Laut Datenblatt mit der MAN-Sachnummer 81.45302-8036 ist für die HY-1333-E Achse eine Bereifung der Dimension 385/65 R22,5 vorgesehen. Da die selbe Dimension bereits an der Hinterachse des Prototypenfahrzeugs verbaut ist, kann der dynamische Reifenradius  $r_{\text{dyn}}$  aus Tabelle 1 für weitere Berechnungen übernommen werden.

Montiert wird der Reifen auf einer 10-Loch Gianetti Felge (MAN-Sachnummer 81.45303-0253). Diese weist von allen passenden Felgen mit 5.000 kg die höchste Tragfähigkeit bei einer Maximalgeschwindigkeit von 130 km/h auf.



### 5.3 Voith Retarder VR120-3



**Bild 5-18** Voith Retarder 120-3, Quelle: [www.voith.com](http://www.voith.com)

In Kapitel 4.5 wurde festgelegt, dass am Bremsanhänger der hydrodynamische Retarder Voith VR120-3 verbaut wird. Dieser Retarder eignet sich sowohl für den Getriebeanbau, als auch für den Einbau im Gelenkwellenstrang. Er ist für Omnibusse und Nutzfahrzeuge mittlerer Baureihen konzipiert.

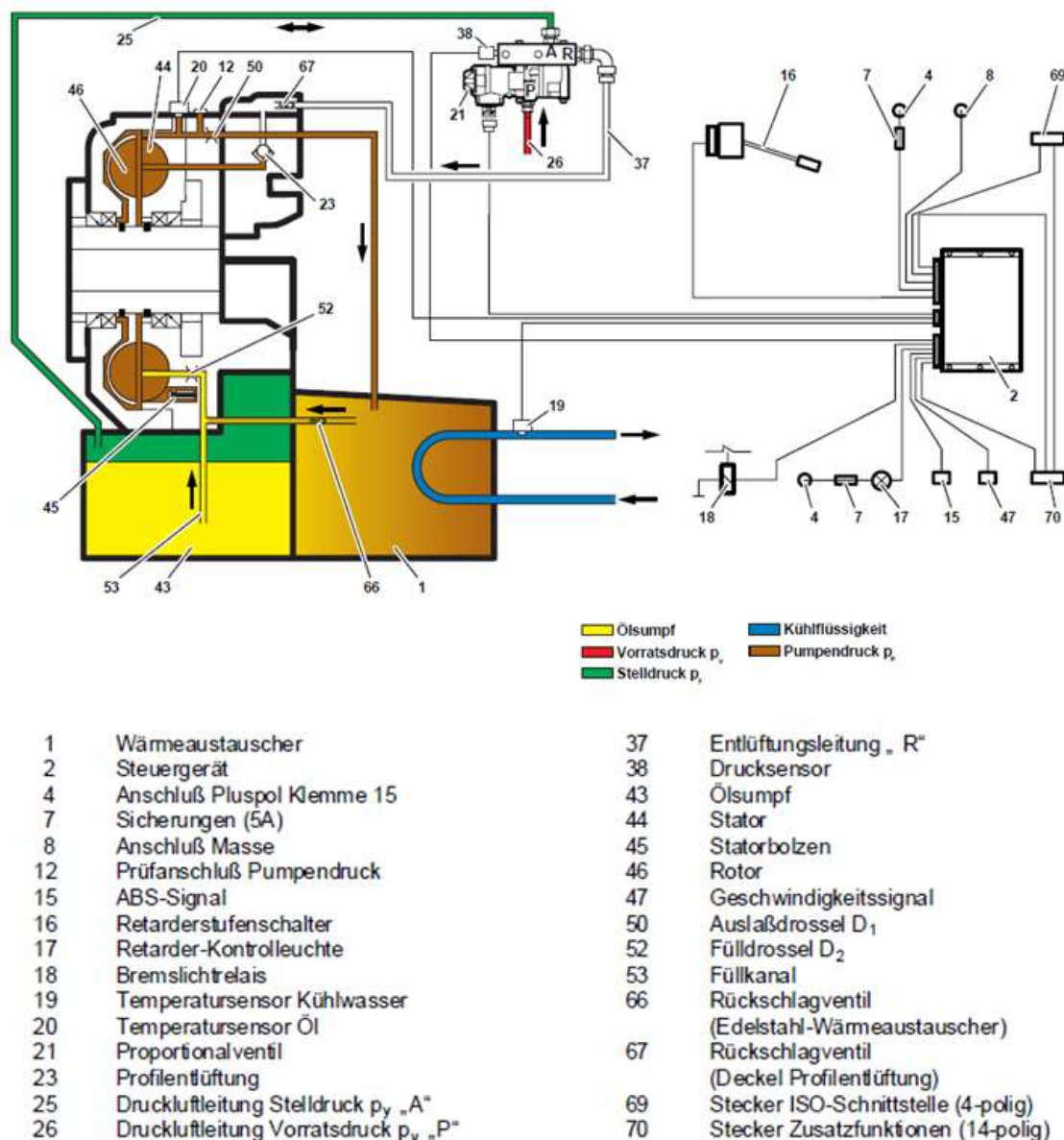
#### 5.3.1 Funktionsweise

Alle für den Retarder benötigten Komponenten werden am Bremsanhänger montiert und angeschlossen. Mit Ausnahme des Geschwindigkeitssignals (47) und des Retarderstufenschalters (16), die zum Fahrzeug geführt werden müssen.

In Hinblick auf den Testbetrieb ist der Stufenschalter aber nicht zufriedenstellend, da er nur 4 Bremsstufen besitzt und somit nicht wie gefordert stufenlos ist. Die VERA-Steuerung besitzt jedoch einen „Bremsomat“. Dieser ermöglicht, dass das Fahrzeug trotz Laständerung mit konstanter Geschwindigkeit betrieben werden kann. Das Steuergerät kann aber auch mit einem analogen Spannungssignal von 0-5V an PIN X2\_4 angesteuert werden (Anhang C). Mit diesem Signal ist es möglich den Retarder stufenlos zu steuern. Für das Abfahren von Lastprofilen oder die manuelle Einstellung der Bremskraft, muss am Prototypenfahrzeug ein Spannungssignal generiert werden, das

in weiterer Folge an das Steuergerät weitergegeben wird. Die Erstellung dieses Signals wird in dieser Arbeit nicht näher behandelt.

In Bild 5-19 ist das Funktionsschema des Retarders dargestellt. Ergänzend dazu folgt nach der Abbildung eine von Voith wörtlich übernommene, detaillierte Funktionsbeschreibung des Retarders.



**Bild 5-19** Funktionsschema Voith Retarder VR120-3, Quelle: (Voith Turbo Antriebstechnik, 2015)

„Das Steuermedium des Retarders ist Druckluft, die aus dem Luftkessel entnommen wird. Durch die Betätigung des Retarderstufenschalters (16) erhält das Steuergerät (2) ein Eingangssignal. Aus diesem Eingangssignal wird im Steuergerät (2) ein Steuer-

strom gebildet, der zum Proportionalventil (21) fließt. Vom Proportionalventil (21) wird je nach Größe des Steuerstromes ein pneumatischer Stelldruck  $p_y$  zum Ölsumpf (43) ausgesteuert.

Durch den Stelldruck  $p_y$  im Ölsumpf (43) wird je nach Betriebszustand (Gelenkwelldrehzahl) eine bestimmte Ölmenge in den Arbeitsraum zwischen Rotor (46) und Stator (44) gedrückt.

Der Rotor (46) ist mittels einer Gelenkwelle mit der Achse verbunden, der Stator (44) ist feststehend mit dem Retardergehäuse verbunden. Das Öl wird durch die Drehbewegung des Rotors (46) in Bewegung gesetzt und kreist im geschlossenen Umlaufstrom zwischen Rotor (46) und Stator (44). Die Verzögerung des Ölstromes in den Statorkammern bewirkt ein Abbremsen des Rotors und somit auch ein Abbremsen des Zugfahrzeugs.

Bei einer Bremsung wird die Verzögerungsenergie in Wärmeenergie umgewandelt. Um die Wärme abführen zu können, wird ständig eine Teilmenge der sich im Arbeitskreislauf befindlichen Ölmenge vom Rotor (46) durch einen Wärmetauscher (1) gepumpt und über Füllkanäle dem Kreislauf direkt wieder zugeführt. Im Wärmetauscher (1) wird die Wärme des Öles an das Kühlwasser abgegeben und über das Kühlsystem abgegeben.

Die im Arbeitskreislauf befindliche Luft wird zu Beginn des Bremsvorganges vom Öl über die Profilentlüftung (23) aus dem Retarder verdrängt. Ist der Arbeitskreislauf entlüftet, steigt ein Schwimmer und verschließt die Profilentlüftung.

Die Teller der Statorbolzen (45) leiten im Leerlaufbetrieb die beschleunigte Luft über die Statorschaufeln hinweg und verhindern den Aufbau einer wirkungsvollen Strömung. Wenn der Arbeitsraum mit Öl gefüllt ist, drückt dieses die Teller gegen die Federkraft in ihren Sitz zurück und die Kreislaufströmung kann ungehindert erfolgen.

Das Rückschlagventil (66) verhindert im Leerlaufbetrieb des Retarders die Entleerung der Ölpassagen des Wärmetauschers durch den Luftstrom.

Die Temperatursensoren sind im Kühlsystem angeordnet. Der Temperatursensor (19) für das Kühlwasser befindet sich im Rücklauf vom Retarder zum Kühler. Der Öl-Temperatursensor (20) wird im Ölkanal des Retarders eingeschraubt. Diese Beiden Sensoren geben die Informationen an das Steuergerät (2) weiter.

Um eine Überschreitung der im Steuergerät vorgegebenen maximalen Wasser- und Öltemperatur zu verhindern, wird das Retarderbremsmoment zum Schutz der Kühlanlage und des Retarders über den Stelldruck  $p_y$  entsprechend angepasst.

Das Bremsmoment und die damit anfallende Wärme reduzieren sich so lange, bis ein Gleichgewicht zwischen anfallender Retarderbremsenergie und über das Kühlsystem abführbarer Wärme entsteht.

Bei Überschreitung des Temperaturgrenzpunktes während einer Bremsung, wird zum Schutz der Kühlanlage und des Retarders das Bremsmoment angepasst. Das bedeutet, dass das maximale Bremsmoment bei zu hoher Kühlwasser- oder Öltemperatur von der Steuerung automatisch reduziert wird. Bei Überschreitung des Temperaturgrenzbereiches, wird kein Bremsmoment mehr angesteuert.“ (Voith Turbo Antriebstechnik, 2015)

### 5.3.2 Technische Daten

In Bild 5-20 sind die technischen Daten des Retarders aufgelistet.

Technische Daten	
Max. Nennbremsmoment	2000 Nm
Höchstzahl an der Gelenkwelle	2800 min <sup>-1</sup>
Betriebsmedium	Öl (s. Voith Ölvorschriftsliste)
Steuermedium	Druckluft
Vorratsdruck	6 -11 bar
Aggregat-Masse (ohne Betriebsmedium)	65 kg
Nennspannung	24V
Max. Stromaufnahme	1,0 A
CAN-Bus-fähige Retarderelektronik	VERA
Max. zul. Gesamtgewicht Fahrzeug	28 t

**Bild 5-20** Voith VR120-3 Datenblatt, Quelle: (Voith Turbo Antriebstechnik, 2015)

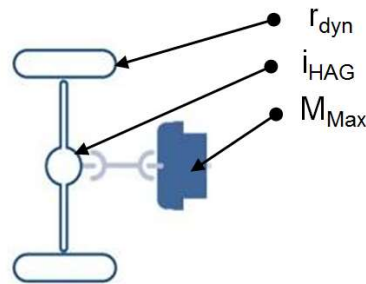
Die Daten für die Verkabelung des VERA Steuergeräts können in Anhang C nachgeschlagen werden.

### 5.3.3 Bremskraftverlauf am Bremsanhänger

Betrachtet man den Aufbau des Konzepts (Bild 4-10), erkennt man, dass der Triebstrang lediglich aus der Achse, der Gelenkwelle und dem Retarder besteht. Stellt man also die Formel für die Berechnung der Bremskraft im Triebstrang auf,

$$F_{BremsMax} = \frac{M_{Max} * i_{HAG}}{r_{dyn}} \quad (25)$$

erkennt man, dass die Bremskraft nur von drei Variablen abhängig ist, wobei  $M_{Max}$  (Kapitel 5.3.2) und  $r_{dyn}$  (Kapitel 5.2.7) bereits bestimmt sind. Die Achsübersetzung (Tabelle 8) der Hinterachse muss jedoch noch festgelegt werden.



**Bild 5-21** Relevante Werte für Berechnung der Bremskraft, Quelle: Eigene Darstellung

### 5.3.3.1 Retarderdrehzahl mit verschiedenen Achsübersetzungen

Die höchsten Retarderdrehzahlen ergeben sich bei der Maximalgeschwindigkeit  $v_{Max}$  des Zugfahrzeugs. Aus der Maximalgeschwindigkeit  $v_{Max}$ , dem dynamischen Reifenradius  $r_{dyn}$  (Tabelle 1) und den möglichen Gesamtübersetzungen der HP-1333-E Achse (Tabelle 8), können die maximalen Retarderdrehzahlen ermittelt werden. Diese berechnen sich wie folgt

$$n_{Ret} = \frac{30 * v_{Max} * i_{HAG}}{r_{dyn} * \pi} \quad (26)$$

**Tabelle 9** Retarderdrehzahlen [ $\text{min}^{-1}$ ] mit Achsübersetzungen [-] bei Maximalgeschwindigkeit  $v_{\text{Max}}$ . Quelle: Eigene Darstellung

$i_{\text{HAG}} [-]$	$n_{\text{Ret}} [\text{min}^{-1}]$
4,33	1972,29
4,83	2200,04
5,33	2427,78
6,00	2732,96
6,82	3106,47

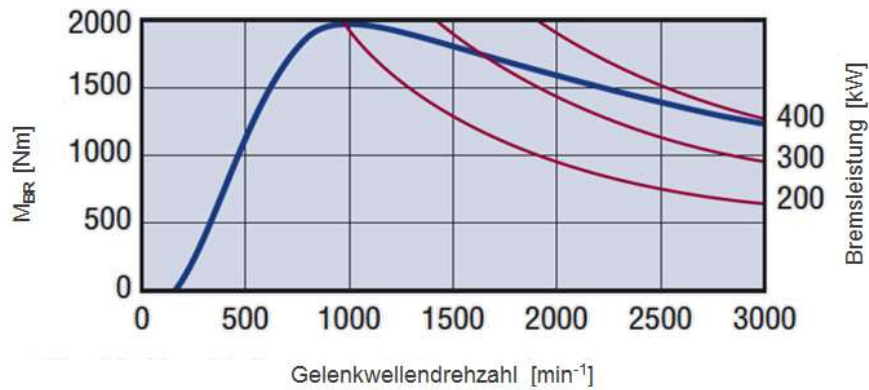
Aus dem Datenblatt der Retarders (Kapitel 5.3.2) geht hervor, dass die Maximaldrehzahl des Retarders bei  $n_{\text{Max}} = 2800 \text{ min}^{-1}$  liegt. Damit diese Drehzahl nicht überschritten wird muss daher

$$n_{\text{Ret}} < n_{\text{Max}} \quad (27)$$

sein. Betrachtet man nun Tabelle 9, so erkennt man, dass nur die Achsübersetzungen  $i_{\text{HAG}} \leq 6,00$  in Frage kommen, da hier die Retarderdrehzahlen kleiner sind als die maximal erlaubte Retarderdrehzahl  $n_{\text{Max}}$ . Welche dieser möglichen Achsübersetzungen gewählt wird, hängt jedoch von der erreichbaren Bremskraft ab und kann ohne Bremskraftverlauf nicht festgelegt werden.

### 5.3.3.2 Momentenverlauf digitalisieren

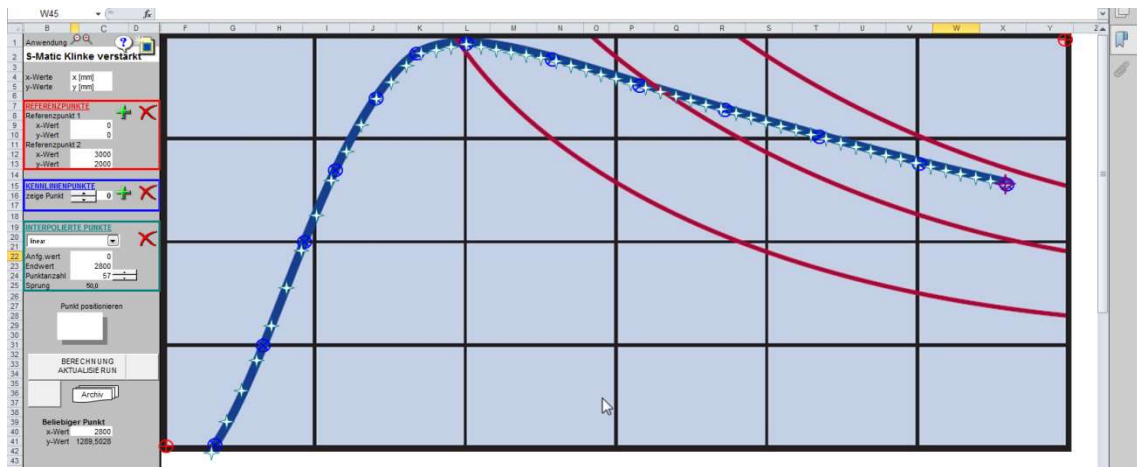
Mit dem von Voith zur Verfügung gestellten Bremsmomentenverlauf kann mit Hilfe der Achsübersetzungen  $i_{\text{HAG}}$  und dem dynamischen Reifenradius  $r_{\text{dyn}}$  (Tabelle 1) ein Bremskraftverlauf erstellt werden.



**Bild 5-22** Bremsmomentenverlauf VR120-3, Quelle: (Günther, 2016)

Die blaue Kurve (Bild 5-22) gibt hier den Verlauf des maximalen Bremsmoments des Retarders an. Die roten Linien sind lediglich Hilfslinien und geben den Verlauf konstanter Leistung an.

Da jedoch der Momentenverlauf nur als Bild vorliegt, wird dieser mit Hilfe eines Microsoft-Excel-Tools digitalisiert, wodurch sich die Berechnung des Bremskraftverlaufs erheblich einfacher und genauer gestaltet.

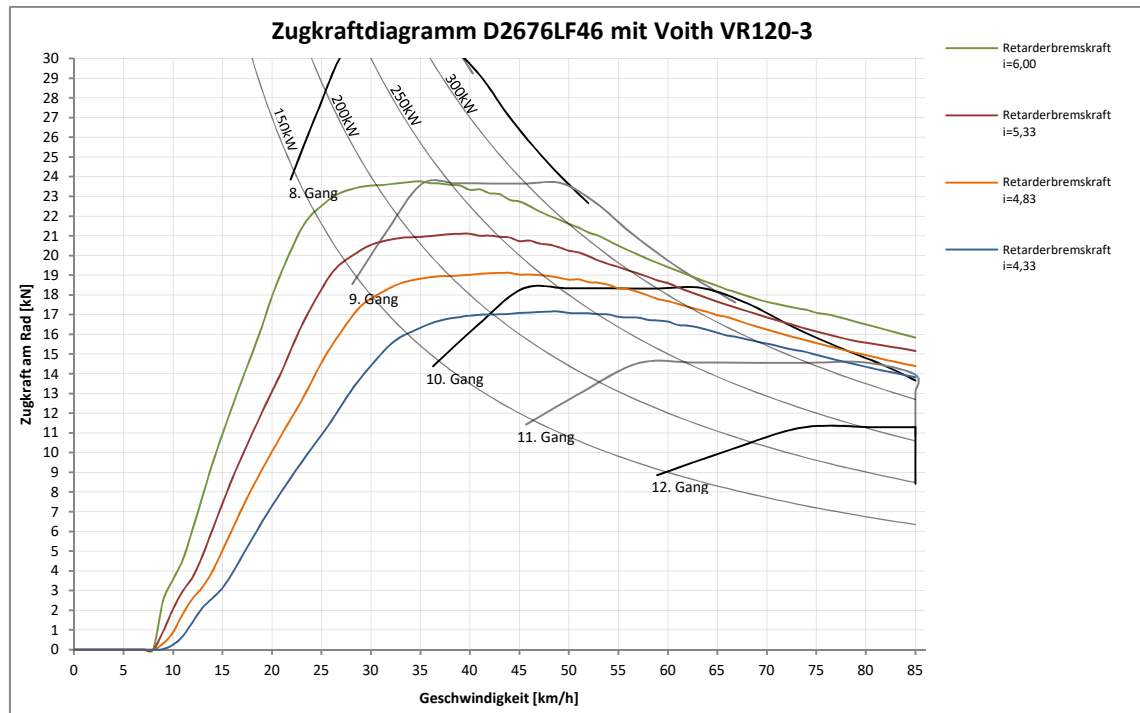


**Bild 5-23** Kennlinie digitalisieren mit Microsoft-Excel-Tool, Quelle: Eigene Darstellung

Diese digitalisierten Werte werden in einem neuen Excel-File ausgegeben. In diesem File liegt nun der Verlauf des Bremsmoments in Abhängigkeit der Drehzahl in Form einer Excel-Tabelle vor.

### 5.3.3.3 Bremskraftverlauf im Zugkraftdiagramm

Der digitalisierte Bremsmomentenverlauf wird nun für die Erstellung des Bremskraftverlaufs herangezogen. Für die Berechnung der Bremskraft wird dabei Formel (25) angewendet. Zur besseren Veranschaulichung dient hier wiederum das Zugkraftdiagramm, das bereits in Kapitel 4.3.4 erstellt wurde.



**Bild 5-24** Zugkraftdiagramm D2676LF46 mit Voith Retarder VR120-3, Quelle: Eigene Darstellung

In obigem Zugkraftdiagramm (Bild 5-24) ist der maximale Bremskraftverlauf des Retarders mit den möglichen Achsübersetzungen dargestellt. Jedoch ist das Diagramm nicht besonders aussagekräftig, da im realen Fahrbetrieb zusätzlich noch der Fahrwiderstand überwunden werden muss. Der maximale Fahrwiderstand am Bremsanhänger setzt sich aus der Addition von

- Steigungswiderstand (nicht berücksichtigt)
- Beschleunigungswiderstand (nicht berücksichtigt)
- Rollwiderstand (in Kapitel 4.3.1 ermittelt)
- Luftwiderstand (in Kapitel 4.3.1 ermittelt)
- Maximale Bremskraft Voith 120-3 Retarder (in Kapitel 5.3.3.3 ermittelt)
- Kühlmittelpumpenwiderstand (noch nicht ermittelt)
- Lüfterwiderstand (noch nicht ermittelt)



zusammen. Die benötigte Leistung der Kühlmittelpumpe und des Lüferrades erzeugen mit der Achsübersetzung eine Widerstandskraft, die der Bewegung entgegen wirken. Für die Erstellung des Gesamtwiderstandsverlaufs müssen daher noch die unbekannt-ten Verläufe der Kühlmittelpumpe und des Lüfters eruiert werden.

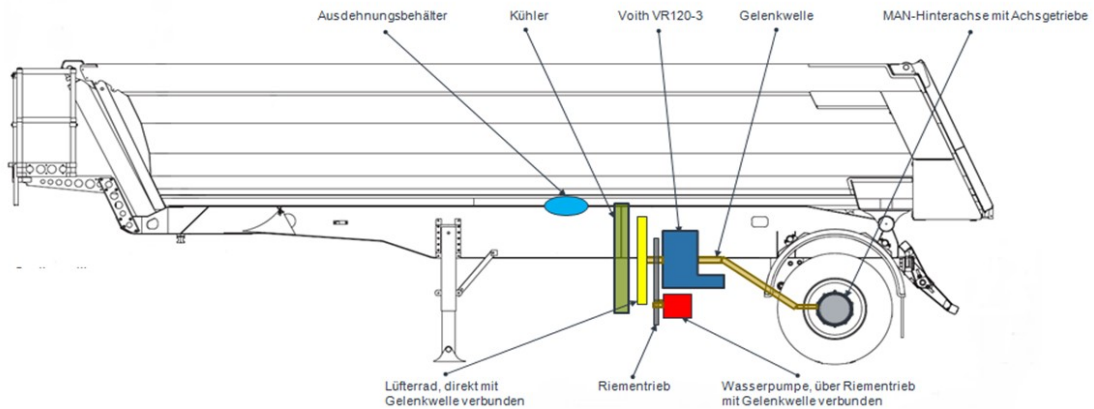
## **5.4 Kühlsystem**

Üblicherweise ist der Retarder mit dem Kühlsystem des Zugfahrzeugs verbunden. Da jedoch auf Aufliegern kein Kühlsystem vorhanden ist, ist es erforderlich eine entsprechende Kühlanlage zu installieren. Diese ist für den Betrieb eines hydrodynamischen Retarders notwendig, da ohne ein Kühlsystem die Öltemperatur im Bremsbetrieb über die zulässigen Werte ansteigen würde und die Retardersteuerung nach kurzer Zeit den Bremsbetrieb, aufgrund überhöhter Öltemperatur, einstellen würde.

Als Basis wird das Kühlsystem des Prototypenfahrzeugs (Kapitel 3.1) herangezogen, da sich hier die Beschaffung der Komponenten einfach gestaltet und die Anforderung der Verwendung von In-House Teilen berücksichtigt wird.

### *5.4.1 Aufbau des Kühlsystems*

Der Aufbau des Kühlsystems wird von Konzept B2 (Kapitel 4.4.2) übernommen. Beim Aufliegerkühlsystem ist im Gegensatz zu Fahrzeugkühlsystemen jedoch nur ein Kühlkreislauf vorgesehen. Fahrzeugkühlsysteme besitzen üblicherweise zwei Kühlkreisläufe, einen motorinternen Kreislauf und einen motorexternen Kreislauf, der den Kühler einschließt. Im Fahrzeug werden diese beiden Kreisläufe benötigt, um die Betriebstemperatur des Motors zu regeln. Da hingegen an einem Retarder die Öltemperatur nicht genau geregelt werden muss, reicht ein Kühlkreislauf aus. Dies vereinfacht den Aufbau enorm und spart zusätzlich Kosten ein.

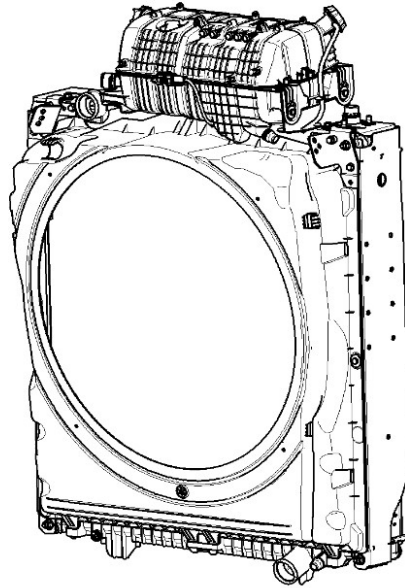


**Bild 5-25** Konzept B2; Aufbau Kühlsystem, Quelle: Eigene Darstellung

## 5.4.2 Komponenten Kühlsystem

### 5.4.2.1 Kühler

Wie bereits erwähnt, wird als Basis der Kühler des Prototypenfahrzeugs herangezogen, der von Modine Europe GmbH hergestellt wird. Der Kühler ist im Fahrzeug in einem kompletten Kühlpaket verbaut, das MAN-intern VcX-Kühlpaket genannt wird. Dieses Paket besteht aus einem Niedertemperaturkühler (NT-Kühler), dem dahinterliegenden Hochtemperaturkühler (HT-Kühler), einem Ausgleichsbehälter und einem Rahmen für die Montage des Pakets am Fahrzeug. Für die Kühlung des Retarders wird jedoch nur der HT-Kühler benötigt. Der NT-Kühler dient zur Kühlung der Ladeluft und findet daher am Bremsanhänger keine Anwendung. Er wird daher ausgebaut, um die Anströmung des HT-Kühlers zu verbessern.



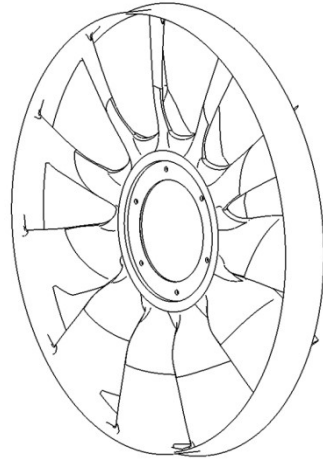
**Bild 5-26** VcX-Kühlpaket, Quelle: MAN Sachnummer 81.06100-6824

Die Fläche in Anströmrichtung des HT-Kühlers, die für die Berechnung der Kühlleistung (Kapitel 5.4.3) benötigt wird, beträgt 896 x 938 mm.

#### 5.4.2.2 Lüfterrad

Um die Kühlleistung des Kühlsystems zu erhöhen, wird ein Lüfter angebaut, der wie auch im Fahrzeug, saugend hinter dem Kühler angebracht ist. Im Fahrzeugmotor wird der Lüfter mit einer Übersetzung von 1:1,1 oder 1:1,25 angetrieben. Dies ergibt bei maximaler Motordrehzahl  $n_{Mot\_Max} = 2400 \text{ min}^{-1}$  mit der größten Übersetzung eine maximale Lüfterdrehzahl von  $n_{Lü\_Max} = 3000 \text{ min}^{-1}$ . Da die maximale Lüfterdrehzahl über jener des Retarders (Kapitel 5.3.2) liegt, kann der Lüfter verbaut werden.

Der verwendete Lüfter ist ein sogenannter Mantellüfter des Herstellers Borg Warner Thermal Systems. Er besitzt elf Rotorblätter, die am Außendurchmesser mit dem Mantel verbunden sind. Der effektive Wirkdurchmesser des Lüfters beträgt  $d_{eff} = 770 \text{ mm}$ . Da der Lüfter im Kühlkonzept direkt mit der Gelenkwelle verbunden ist, wird die angebaute Visco-Kupplung nicht benötigt und entfernt.



**Bild 5-27** Mantellüfter DMR 770, Quelle: MAN Sachnummer 51.06601-0284

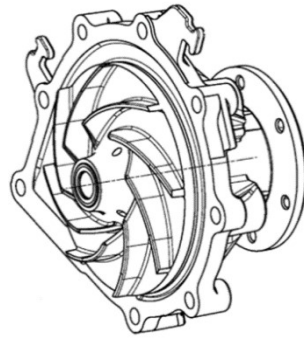
Aufgrund des großen Wirkdurchmessers benötigt der Lüfter eine hohe Antriebsleistung. Diese ist stark drehzahlabhängig und kann daher nur noch durch die verschiedenen Achsübersetzungen (Tabelle 8) beeinflusst werden, da die Bereifung bereits feststeht (Kapitel 5.2.7). Die hohe Lüfterantriebsleistung darf bei der Berechnung der Zugkraftkennlinie nicht vernachlässigt werden. Die Berechnung der Lüfterantriebsleistung gestaltet sich sehr komplex und wird daher computerunterstützt in Kapitel 5.4.3 berechnet.

#### 5.4.2.3 Kühlmittelpumpe

Die Kühlmittelpumpe im Fahrzeug besteht aus drei wesentlichen Komponenten. Dem Pumpenteil, dem dazu passenden Gehäuse und der Keilrippenriemenscheibe, die für den Antrieb der Pumpe benötigt wird.

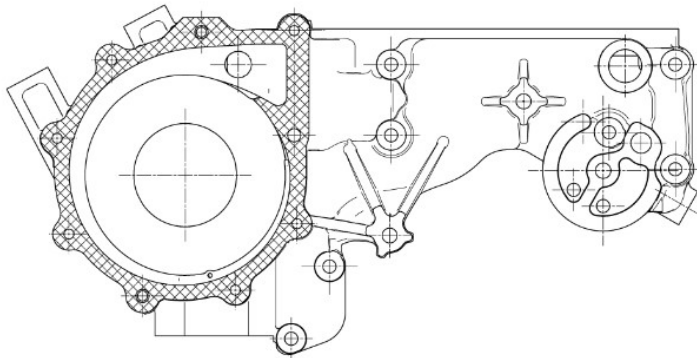
Der Auslegungspunkt der Pumpe liegt bei einer Drehzahl von  $n_{PumpAus} = 3480 \text{ min}^{-1}$ . Hier stellt die Pumpe eine Fördermenge von  $Q_{PumpAus} = 700 \text{ l/min}$  bei einem Differenzdruck von  $\Delta p = 2,4 \text{ bar}$  bereit.

Die Antriebsleistung der Pumpe ist wie beim Lüfterrad drehzahlabhängig und wird ebenfalls in der Berechnung in Kapitel 5.4.3 berücksichtigt.



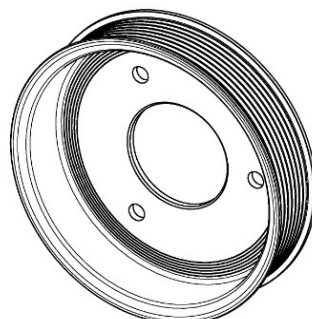
**Bild 5-28** Pumpenteil Kühlmittelpumpe, Quelle: MAN Sachnummer 51.06500-6675

Das verwendete Pumpengehäuse ist sehr stark in den Fahrzeugmotor integriert. Damit es am Bremsanhänger verwendet werden kann, muss es umgebaut und an den Bremsanhänger adaptiert werden.



**Bild 5-29** Pumpengehäuse, Quelle: MAN Sachnummer 51.06330-5058

Der Antrieb der Kühlmittelpumpe erfolgt über einen 8PK-Keilrippenriemen und eine Riemenscheibe, die auf dem Pumpenteil angeschraubt wird.



**Bild 5-30** Keilrippenriemenscheibe für 8PK Riemen, Quelle: MAN Sachnummer 51.06503-0384

Der 8PK Riemenantrieb wird im Serienfahrzeugen verwendet und treibt dort Kühlmittelpumpe, Generator und den Klimakompressor an. Dieser Riemen wird übernommen, da er am Bremsanhänger nur die Kühlmittelpumpe antreiben muss. Eine separate Riemenauslegung muss daher nicht zwingend durchgeführt werden. Beim Einbau des Riemens muss jedoch ein Riemenspanner vorgesehen werden, damit der Riemen richtig vorgespannt ist. Diese Maßnahme ist notwendig, damit der Riemen die geforderte Pumpenleistung übertragen kann.

Die Riemen- und Riemenspannerberechnung kann in Anhang D nachgeschlagen werden.

### *5.4.3 Berechnung der Kühl- und Antriebsleistungen*

Da sich die Berechnung eines Kühlsystems sehr komplex gestaltet, wird dieses computerunterstützt mit dem Thermomanagement-Programm KULI 10 von MAGNA-Powertrain berechnet<sup>22</sup>. KULI bedeutet Kühler, Lüfter, Integration und ist ein Programm mit dem man Modelle von Motorkühlsystemen simulieren und optimieren kann. Die Berechnung ist notwendig, um festzustellen, ob die Kühlleistung des Kühlsystems für eine Dauerbremsung ausreicht. Darüber hinaus können mit Hilfe von KULI 10 die Lüfter- und Pumpenleistungen berechnet werden, die für die Berechnung des Bremskraftverlaufs (Kapitel 5.3.3.3) erforderlich sind.

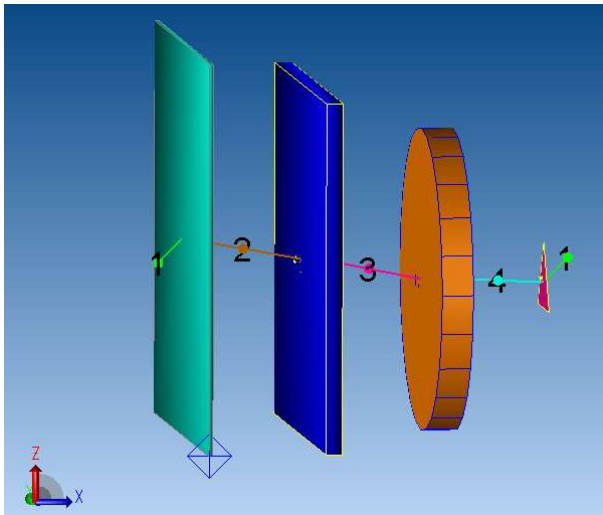
Der Aufbau eines Modells in KULI 10 ist in zwei Bereiche geteilt, die Luftseite und den Kühlkreislauf.

#### 5.4.3.1 KULI Luftseite

Die Luftseite des Modells ist in vier verschiedene Bereiche unterteilt, die in Strömungsrichtung folgendermaßen durchströmt werden:

---

<sup>22</sup> (MAGNA, 2016)



**Bild 5-31** Luftseite KULI-Modell, Quelle: Eigene Simulationsmodell aus KULI 10

- **Punkt 1** (links): Zunächst wird der Umgebungszustand der Luft festgelegt. Die Umgebungstemperatur wurde mit 30°C relativ hoch angenommen, da der Bremsanhänger auch unter sommerlichen klimatischen Bedingungen betrieben wird und sich eine hohe Umgebungstemperatur schlecht auf die Kühlleistung auswirkt. Die Luftfeuchtigkeit wird mit einem Wert von 50% angenommen und der Umgebungsdruck wurde auf 1,013 bar gesetzt. Dieser Umgebungsdruck herrscht etwa auf Nullmeereshöhe.
- **Punkt 1-2:** Das türkise Rechteck zwischen Punkt 1 und 2 repräsentiert das Schutzgitter am Fahrzeug, das zum Schutz des Kühlers vor Insekten und Steinschlägen dient. Der freie Querschnitt des Gitters wird hier mit 50% angenommen.
- **Punkt 2-3:** Das blaue Rechteck zwischen Punkt 2 und 3 stellt den HT-Kühler (Kapitel 5.4.2.1) des VcX-Kühlpakets dar.
- **Punkt 3-4:** Die orange Scheibe stellt das Lüfterrad (Kapitel 5.4.2.2) dar.
- **Punkt 4-1:** Das rosa Dreieck symbolisiert den Einbauwiderstand hinter dem Lüfter. Am Zugfahrzeug sind direkt hinter dem Lüfterrad der Motor und verschiedene Nebenaggregate wie Generator, Klimakompressor, etc. platziert. Diese Verblockung hinter dem Lüfter wird durch den Einbauwiderstand dargestellt. Nach dem Einbauwiderstand kühlt die Luft ab, bis sie wieder ihren Ausgangszustand (Punkt 1) erreicht.

Der Aufbau dieses Modells erscheint zwar recht simpel, die Bedatung der einzelnen Punkte gestaltet sich jedoch nicht so einfach. Da das Kühlsystem aber ausschließlich mit Komponenten aufgebaut wurde, die auch am Prototypenfahrzeug verbaut werden, sind die Daten des Schutzgitters, des Kühlmittelkühlers und des Lüfterrades bekannt. Lediglich der Einbauwiderstand hinter dem Lüfter ist nicht bekannt. Diesen zu ermitteln ist jedoch mit großem messtechnischem Aufwand verbunden, oder muss mit einer CFD-Simulation ermittelt werden.

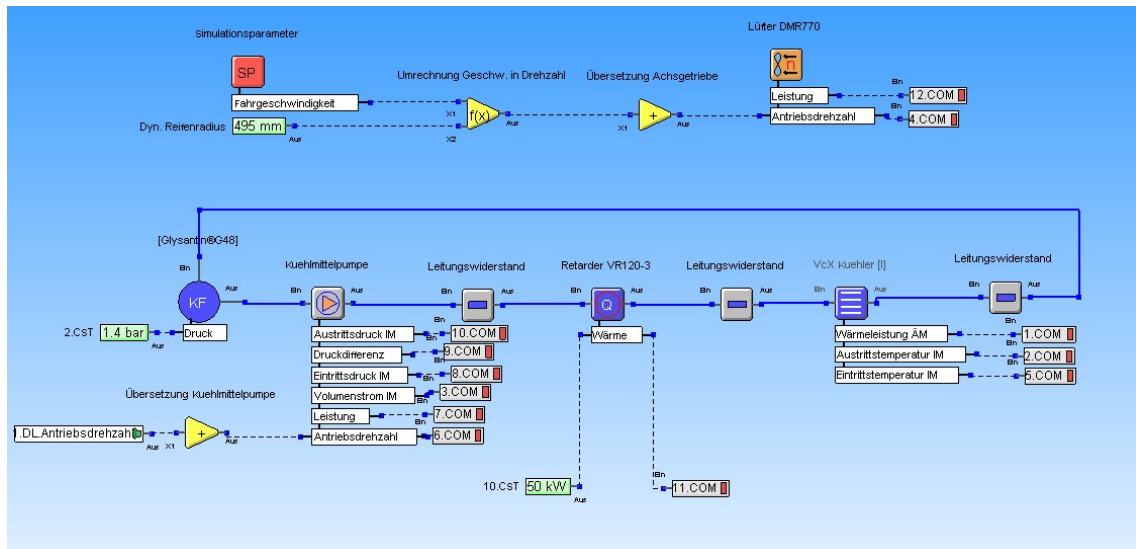
*„Zur Bestimmung des Einbauwiderstands (Punkt 4-1) ist eine Messung mit einem fiktiven Kühlsystem erforderlich. Das im Fahrzeug verbaute Kühlsystem mit den Komponentendaten wird modelliert und eine Berechnung mit einer angenommenen Einbauwiderstandskennlinie durchgeführt. Das Simulationsergebnis wird anschließend mit der Messung verglichen. Dieser angenommene Einbauwiderstand wird nun so lange verändert, bis die sich bei der Simulation einstellenden Mediumstemperaturen gleich den vermessenen Temperaturen im Fahrzeug sind.“* (Gottfried Raab, 2016) (Gottfried Raab, 2016)

Da der Aufbau eines Modells sehr kostenintensiv und zeitaufwendig ist, wird für die weitere Simulation der Einbauwiderstand des Prototypenfahrzeugs übernommen, da dies zur Abschätzung der Kühlleistung ausreicht. Somit fällt die tatsächliche Kühlleistung höher aus, da der Retarder am Bremsanhänger weniger verblockt eingebaut ist.

#### 5.4.3.2 KULI Kühlkreislauf (Berechnung Lüfter-/Pumpenleistung)

Der Kühlkreislauf wird im KULI 10 mit Hilfe einer graphischen Bedienoberfläche erstellt. Hierfür wird ein Wasserkreislauf erstellt. In diesem werden nun die im Kühlsystem verbauten Komponenten eingefügt und mit Kennlinien oder Daten hinterlegt. An den Komponenten können nun die Anschlussattribute (z.B. Leistungen, Temperaturen, Drehzahlen, Drücke, etc.) nach Belieben verändert werden. Für die Berechnung muss außerdem noch festgelegt werden, welches Attribut als Aktuator und welches nur als Sensor agiert.





**Bild 5-32** KULI Kühlkreislauf (Berechnung Lüfter-/Pumpenleistung), Quelle: Simulationsmodell aus KULI 10

Als Simulationsparameter wird die Fahrgeschwindigkeit gewählt, da diese der größte Einflussfaktor bei der Berechnung der benötigten Leistungen ist.

Hierfür wird über einfache Rechenglieder, die den dynamischen Reifenradius (Tabelle 1) und die Achsübersetzung (Tabelle 8) berücksichtigen, auf die Gelenkwelldrehzahl gerechnet. Da die Gelenkwelldrehzahl exakt der Lüfterdrehzahl entspricht, wird hier das Lüfterrad (Kapitel 5.4.2.2) eingebunden, das bereits auf der Luftseite (Kapitel 5.4.3.1) mit den entsprechenden Daten versehen wurde. Als Aktuatorattribut wurde die Antriebsdrehzahl festgelegt. Zusätzlich wurde am Lüfterrad ein Sensorattribut hinzugefügt, an dem man die benötigte Lüfterleistung ablesen kann.

Nun beginnt die eigentliche Erstellung des Kühlkreislaufts. Hierfür muss zuerst ein geeignetes Kühlmittel ausgewählt werden. Dafür wird auf Glysantin® G48 zurückgegriffen, das bereits im Kühlsystem des Prototypenfahrzeugs zum Einsatz kommt.

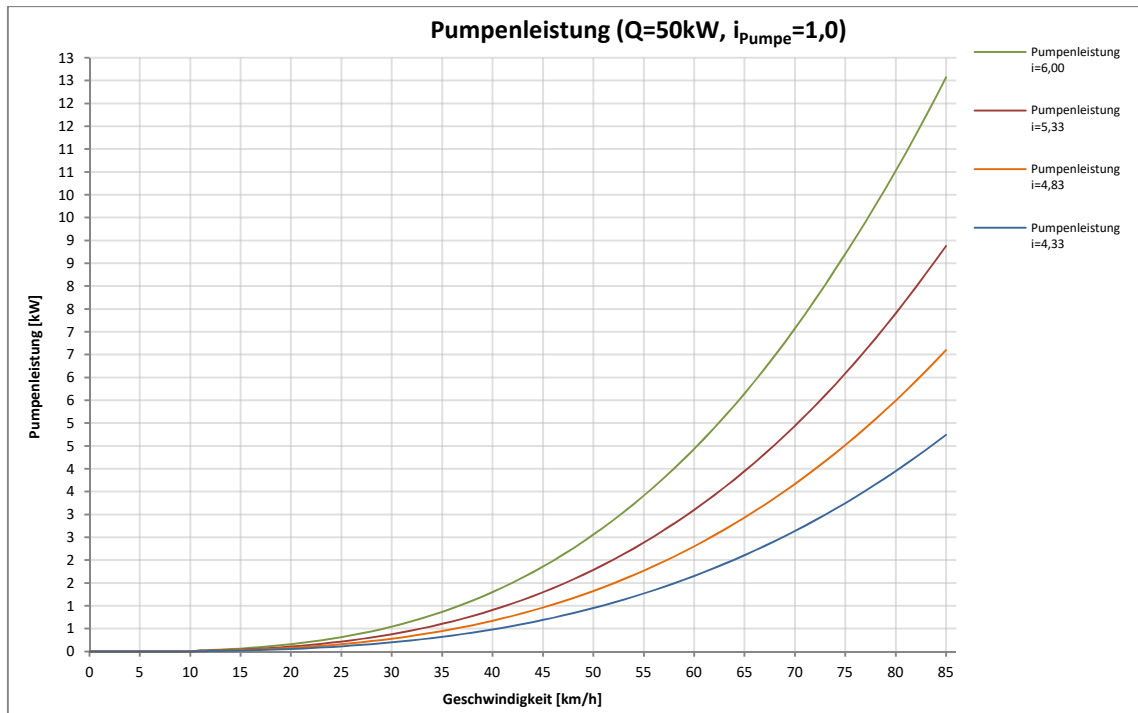
Als Nächstes folgt die Einbindung der Kühlmittelpumpe. Dabei ist die Verwendung von In-House Teilen wieder von großem Vorteil, da die Pumpenkennlinie der Kühlmittelpumpe (Kapitel 5.4.2.3) seitens MAN bereitgestellt werden kann. Als einziger Aktuator der Pumpe wird die Antriebsdrehzahl festgelegt. Das Übersetzungsverhältnis zwischen Pumpen- und Retarderdrehzahl wird mit  $i_{Pump} = 1,0$  angenommen. Die Sensorattribute an der Pumpe können nach Belieben hinzugefügt werden, wobei das wichtigste Sensorattribut die Pumpenleistung ist, die für die Berechnung des Gesamtwiderstandsverlaufs benötigt wird.

Zwischen den einzelnen Komponenten werden nun Leitungswiderstände eingefügt. Diese werden mit einer Rohrrauigkeit von 0,15 mm und einem Innendurchmesser von 47 mm angenommen. Die Leitungslänge wurde mit 1,5 m angenommen. Diese Leitungswiderstände sind aber für die Berechnung kaum relevant, da sie auf das Ergebnis der Leistungsberechnung einen äußerst geringen Einfluss haben.

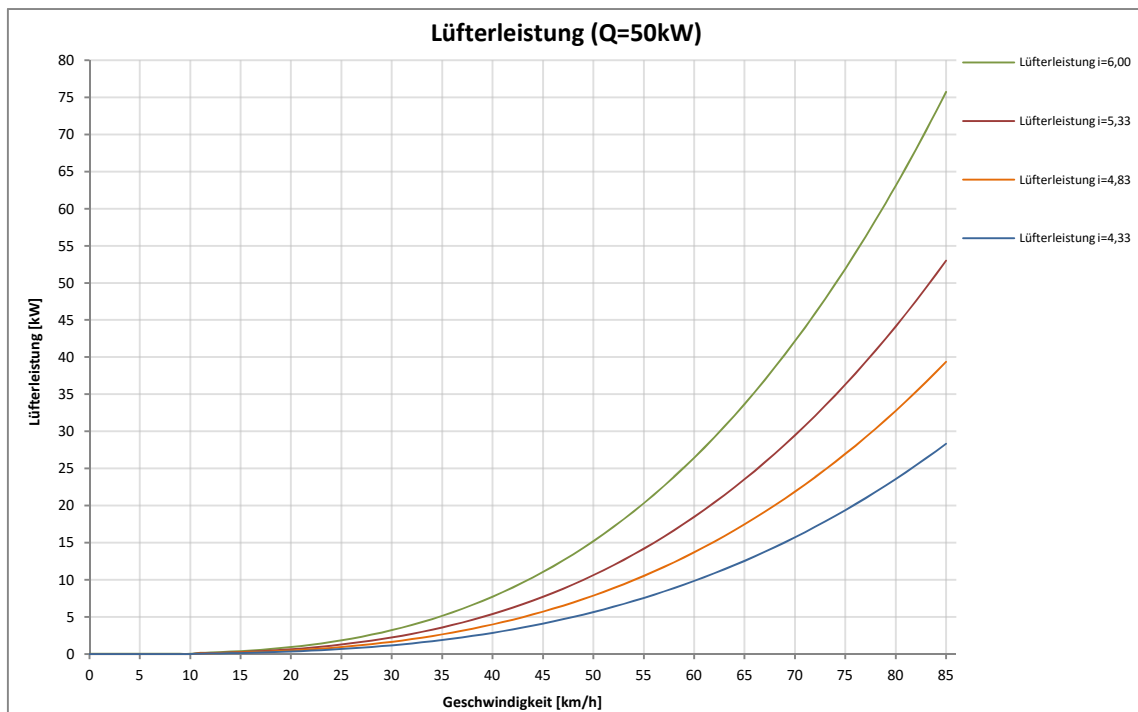
Nun folgt die Einbindung des Retarders im Kreislauf, was als Wärmestromquelle dargestellt ist. Der Wärmeeintrag in das Kühlsystem wird durch eine Dauerbremsung hervorgerufen und hat einen großen Einfluss auf die Lüfterleistung, da bei steigender Kühlerleistung die Lufttemperatur ebenfalls steigt und somit die Dichte der Luft stark verändert wird. Bei steigender Temperatur nimmt die Dichte der Luft ab, was eine geringere Lüfterleistung bei gleicher Drehzahl zur Folge hat. Für den Wärmeeintrag wird daher ein Wert von 50 kW angenommen. Dieser Wert ergibt sich aus der Differenz von einem häufig gefahrenen Autobahnlastpunkt ( $P_A \sim 113 \text{ kW}$ ) und der Grundlast ( $P_{M14}$ ; Kapitel 4.3.2) des unbeladenen LKWs.

Die letzte Komponente des Kühlkreislaufs ist der Kühlmittelkühler (Kapitel 5.4.2.1) aus dem VcX-Kühlpaket. Die Bedatung dafür wurde bereits in der Luftseite durchgeführt.

Nun kann die Berechnung der Pumpen- und Lüfterleistung durchgeführt werden, die für die Erstellung des Gesamtwiderstandverlaufs in Kapitel 5.5.1 benötigt wird. Um das Auslesen der Leistungen zu erleichtern, wurde als Simulationsparameter eine Fahrgeschwindigkeit von 10-85 km/h vorgegeben. Mit Hilfe von KULI LAB 10 können die ermittelten Leistungen in Microsoft Excel ausgegeben werden.



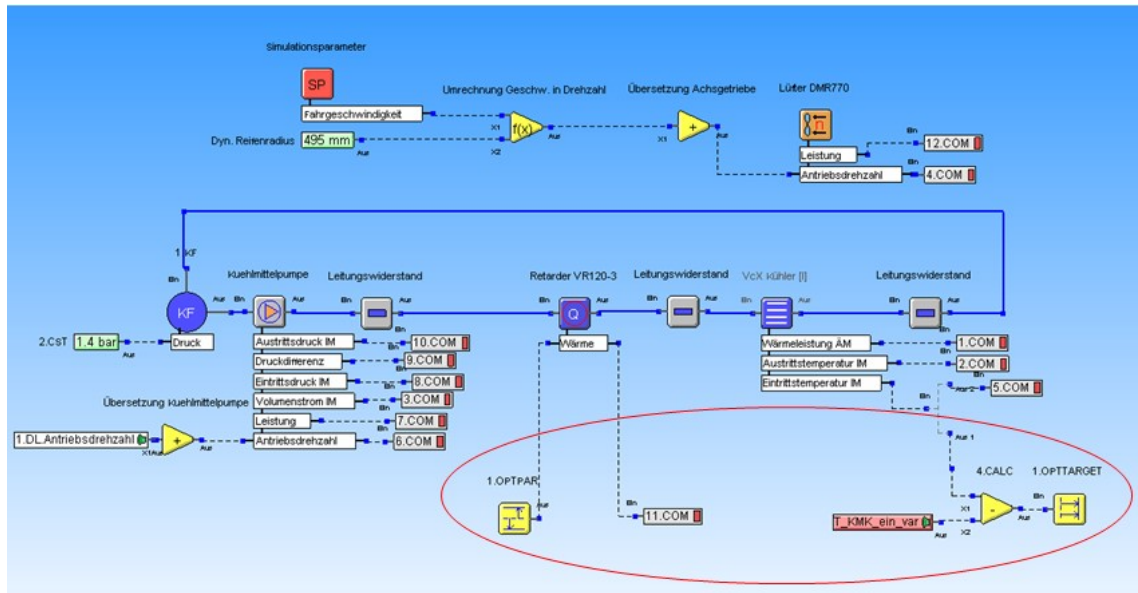
**Bild 5-33** Berechnete Pumpenleistungen [kW] über Fahrgeschwindigkeit [km/h], Quelle: Eigene Darstellung



**Bild 5-34** Berechnete Lüfterleistungen [kW] über Fahrgeschwindigkeit [km/h], Quelle: Eigene Darstellung

## 5.4.3.3 KULI Kühlkreislauf (Berechnung Kühlleistung)

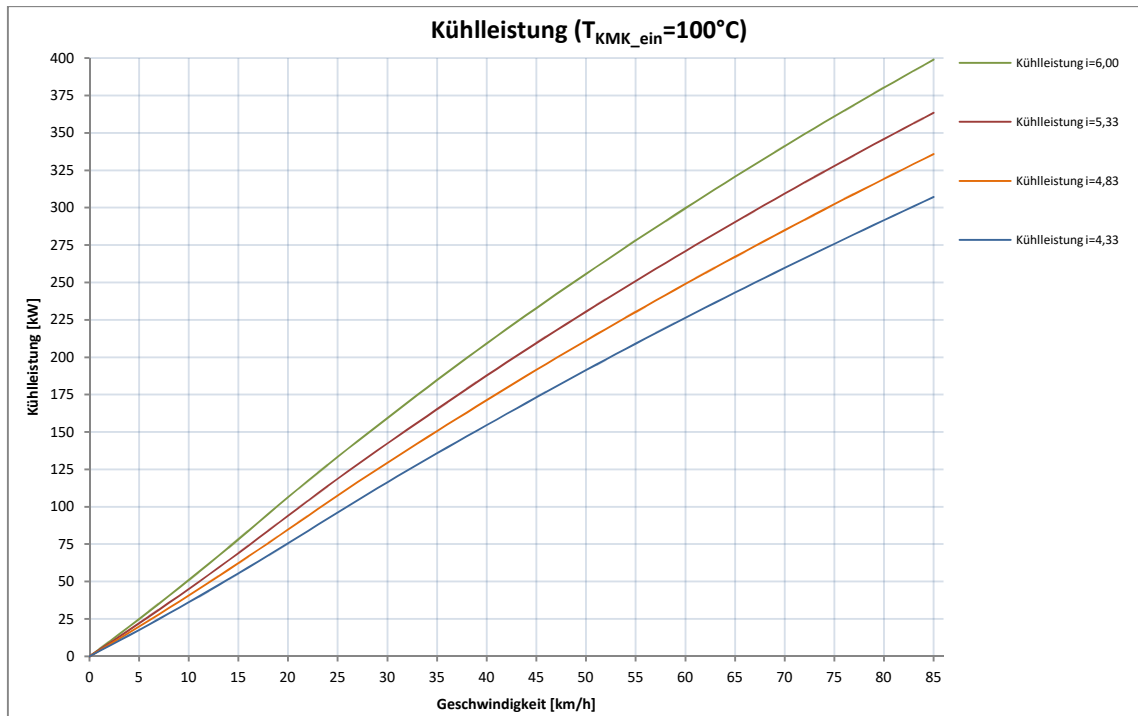
Für die Berechnung der Kühlleistung wurde das KULI-Modell geringfügig verändert. Anstelle der vorgegebenen Wärmeleistung des Retarders wird bei der Berechnung der Kühlleistung eine Solltemperatur<sup>23</sup> des Kühlmittels  $T_{KMK\_ein}=100^{\circ}\text{C}$  am Kühlereintritt vorgegeben. Diese Temperatur wird nun als Optimierungsziel gesetzt.



**Bild 5-35** KULI Kühlkreislauf (Berechnung Kühlleistung), Quelle: Simulationsmodell aus KULI 10

Als Optimierungsparameter dient nun der Wärmeeintrag des Retarders, der in Kapitel 5.4.3.2 auf 50 kW gesetzt wurde. Bei der Berechnung startet KULI eine Iterationschleife, wobei die Wärmemenge so lange verändert wird, bis  $T_{KMK\_ein}$  erreicht wird. Mit dieser Solltemperatur ergibt sich über die Fahrgeschwindigkeit folgender Kühlleistungsverlauf.

<sup>23</sup> Solltemperatur des Kühlmittels laut (Erich Hoepke, 2012, S. 67)

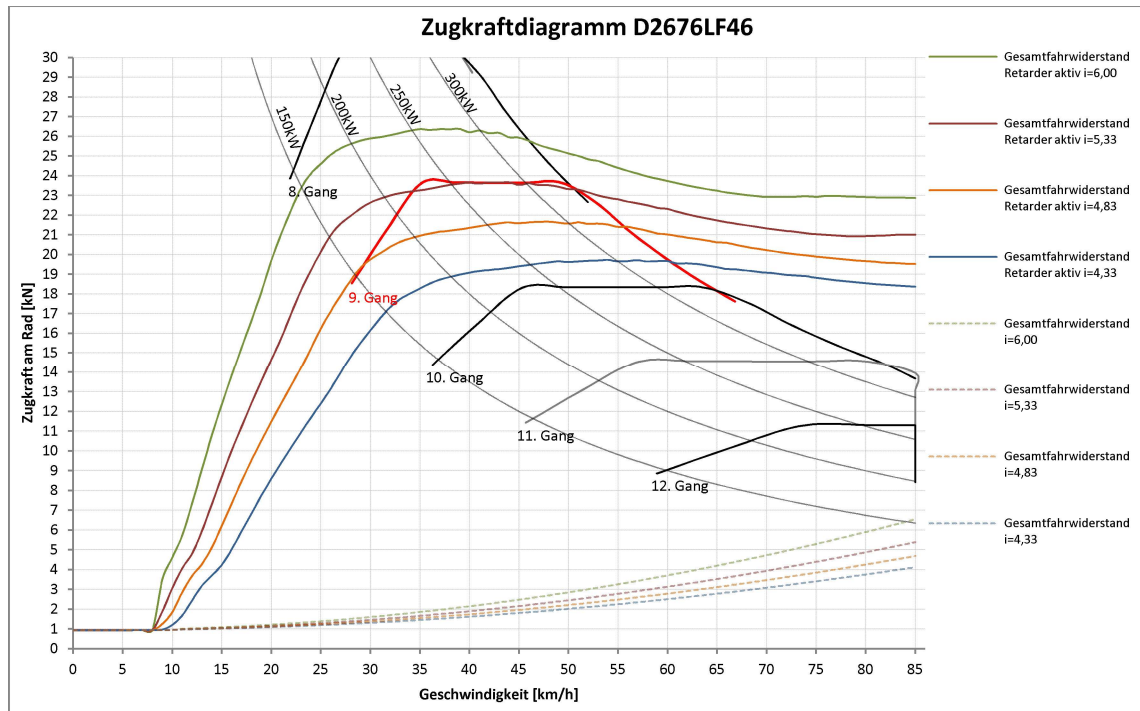


**Bild 5-36** Berechnete Kühlleistungen [kW] über Fahrgeschwindigkeit [km/h], Quelle: Eigene Darstellung

## 5.5 Auswertung der Berechnungsdaten

### 5.5.1 Zugkraftdiagramm inkl. Gesamtfahrwiderstand

Nachdem die fehlenden Widerstandsverläufe der Kühlmittelpumpe und des Lüfters vorliegen, kann nun das Zugkraftdiagramm mit dem Gesamtfahrwiderstand erstellt werden.



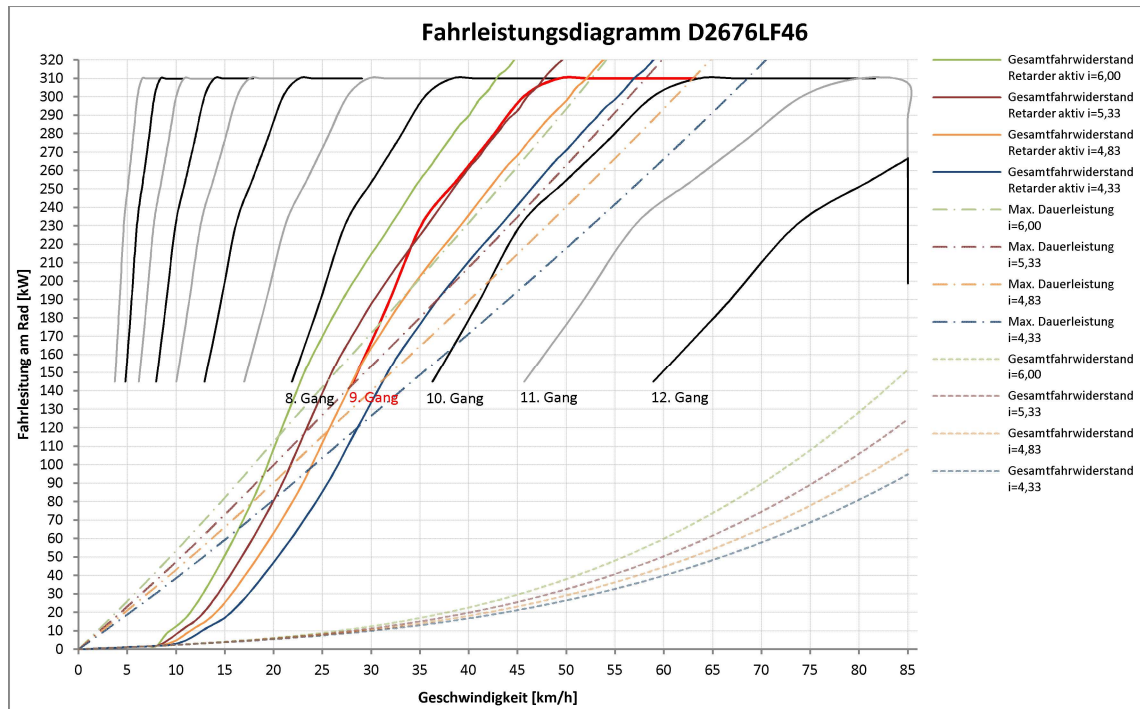
**Bild 5-37** Zugkraftdiagramm D2676LF46 mit Gesamtfahrwiderstand, Quelle: Eigene Darstellung

In diesem Zugkraftdiagramm (Bild 5-37) stellt der Gesamtfahrwiderstand ohne Retarder die Addition von Fahrwiderstand Pumpen- und Lüfterwiderstand in unbeladenem Zustand auf ebener Strecke dar. Die Widerstandskraftverläufe der Pumpe- und des Lüfters wurden dabei aus den jeweiligen Leistungsverläufen umgerechnet. (Bild 5-33, Bild 5-34). Bei den Gesamtwiderstandsverläufen mit aktivem Retarder wurde der maximale Bremskraftverlauf des Retarders (Bild 5-24) noch zum Gesamtfahrwiderstand addiert.

Wenn man das Zugkraftdiagramm mit der Retarderbremskraft (Bild 5-24) mit dem Zugkraftdiagramm inklusive aller Fahrwiderstände (Bild 5-37) vergleicht ist erkennbar, dass die maximalen Widerstandskräfte bei allen Übersetzungen deutlich gestiegen sind.

### 5.5.2 Fahrleistungsdiagramm

Damit eine Aussage über die Dauerleistung des Bremsaufbaus getroffen werden kann, wird ein Fahrleistungsdiagramm erstellt.



**Bild 5-38** Fahrleistungsdiagramm mit Gesamtfahrwiderstand und Kühlleistung, Quelle: Eigene Darstellung

Dieses Fahrleistungsdiagramm (Bild 5-38) basiert auf den Daten des Zugkraftdiagramms (Bild 5-37) und wurde lediglich mit der Leistungsformel in eine andere Form gebracht. Im Diagramm sind zusätzlich zu den Widerstandsleistungen bei aktivem und inaktivem Retarder noch die berechneten Kühlleistungen (Bild 5-36) bei den einzelnen Achsübersetzungen eingetragen. Die eingetragenen maximalen Dauerleistungen bei den verschiedenen Übersetzungen setzen sich dabei aus Retarder- und Fahrwiderstandsleistung auf ebener Strecke zusammen. Damit kann eine Aussage über die Dauerleistung des Bremskonzepts getroffen werden.

### 5.5.3 Wahl der Achsübersetzung

In Kapitel 4.3.4 wurde die erforderliche Bremskraft auf  $F_{Max\_erf} = 23,66 \text{ kN}$  bei einer Geschwindigkeit von 42,7 km/h festgelegt. Mit dieser Bremskraft ist es möglich, das Fahrzeug im 9. Gang auf maximale Motorleistung zu belasten.

Betrachtet man nun die Bremskraftverläufe (Bild 5-37) erkennt man, dass nur mit der größten Übersetzung  $i_{HAG} = 6,00$  die geforderte Bremskraft erreicht wird. Bezogen auf die Zugkraft sind daher alle übrigen Achsübersetzungen  $i_{HAG} = 4,33-5,33$  für den Bremsanhänger ungeeignet.

Bei genauerer Betrachtung des Fahrleistungsdiagramms (Bild 5-38) zeigt sich, dass mit der Achsübersetzung  $i_{HAG} = 6,00$  die Kühlleistung, bei permanenter maximaler Motorleistung, nicht ausreicht. Die Berechnung der Kühlleistung wurde jedoch mit einer relativ hohen Umgebungstemperatur von  $T_u = 30 \text{ °C}$  durchgeführt. Senkt man nun die angenommene Umgebungstemperatur, steigt die Temperaturdifferenz zwischen Kühlwasser und Umgebung. Mit steigender Temperaturdifferenz steigt somit auch die maximale Kühlleistung des Kühlsystems an. Die Anströmung des Kühlers am Bremsanhänger erfolgt relativ ungehindert ist und besser als am Zugfahrzeug, da am Serienfahrzeug der Großteil der Kühlerfläche durch die Kühlerblende verbaut ist. Im Fahrzeug ist der Motor sehr verblockt eingebaut, für den Bremsanhänger trifft dies jedoch nicht zu. Da der Einbauwiderstand vom Fahrzeug übernommen wurde und dieser höher ist als am Bremsanhänger, wird davon ausgegangen das die Kühlleistung im 9.Gang ausreichend groß ist.

Gewählt wird also die Achsübersetzung von  $i_{HAG} = 6,00$ . Da nur mit dieser die geforderte Bremskraft erreicht wird. Die geforderte Dauerleistung (Kapitel 4.3.3) wird ebenfalls eingehalten.

Somit können mit der gewählten Achsübersetzung lange Bergfahrten mit maximaler Motorleistung simuliert werden. Die in Kapitel 4.3.3 gewünschte ideale Dauerleistung, mit der man das Fahrzeug dauerhaft mit Maximalleistung betreiben kann, wird jedoch nicht erreicht. Eine exakte Aussage über die maximale Dauerleistung kann jedoch nicht getroffen werden. Hierzu müsste man den genauen Einbauwiderstand des Kühlsystems am Bremsanhänger ermitteln.

Die Achsübersetzung  $i_{HAG}=6,00$  ist nur für den Betrieb auf der ECS Teststrecke in St. Valentin zu empfehlen, da hier hohe Bremskräfte bei geringen Geschwindigkeiten benötigt werden. Durch die hohe Übersetzung steigt natürlich auch die Lüfter- und Pumpenleistung an. Somit beträgt die benötigte Motorleistung, mit inaktivem Retarder, bei Maximalgeschwindigkeit, bereits  $151,8 \text{ kW}$ . Im Vergleich dazu benötigt der unbeladene Sattelzug hier „nur  $P_{M14} = 63,39 \text{ kW}$ “ (Kapitel 4.3.2). Die hohe Achsübersetzung bringt außerdem den negativen Effekt mit sich, dass der abdeckbare Leistungsbereich des Bremsanhängers enorm verringert wird. Wenn nötig, lässt sich die hohe Grundlast durch den Einsatz einer Visco-Kupplung am Lüfterrad verringern. In der Konstruktion wird der Antrieb jedoch starr ausgeführt, da somit der Regelaufwand des Bremsanhängers geringer ausfällt.



## 5.6 Riemen und Riemenspanner

Gewöhnlich muss ein Riemen für eine bestimmte Leistung ausgelegt werden. In diesem Fall ist aber der Riemen bereits durch die Keilrippenriemenscheibe (Bild 5-30) vorgegeben. Die genaue Bezeichnung des benötigten Riemens lautet: Optibelt PK 1345 8777I.

Eine Berechnung des Riemens und des Riemenspanners wird dennoch durchgeführt. Aus der Berechnung ergeben sich z.B. die minimalen Verstellmaße des Riemenspanners, die für die Konstruktion des Riemenspanners benötigt werden. Die erforderliche Vorspannkraft, die für den Einbau des Riemens benötigt wird, ist ebenfalls zu bestimmen. Die Berechnungen des Riemens basieren auf der Riemenauslegung der Herstellers Optibelt.

Der für die Berechnung nötige Achsabstand ergibt sich erst im Laufe der Konstruktion des Riemetriebes (Kapitel 6.2.4). Die Ergebnisse der Riemenberechnung können in Anhang D nachgeschlagen werden.

## 6. Konstruktive Umsetzung

Die Konstruktion des Bremsanhängers teilt sich in zwei wesentliche Bereiche. Zum einen in die Einbindung der Hinterachse an den Auflieger und zum anderen in die Konstruktion der Retarderhalterung mit sämtlichen Anbauteilen des Kühlsystems am Aufliegerrahmen. Dabei sind alle benötigten Teile der Konstruktion in den Stücklisten beider Bereiche aufgelistet. Damit jedes Bauteil eindeutig bestimmt werden kann, wird jedem eine Positionsnummer zugewiesen. Die Positionsnummern für den Einbau der Hinterachse können in Anhang F, die des Retarders mit Kühlpaket und die dazu benötigten Normteile in Anhang G nachgeschlagen werden.

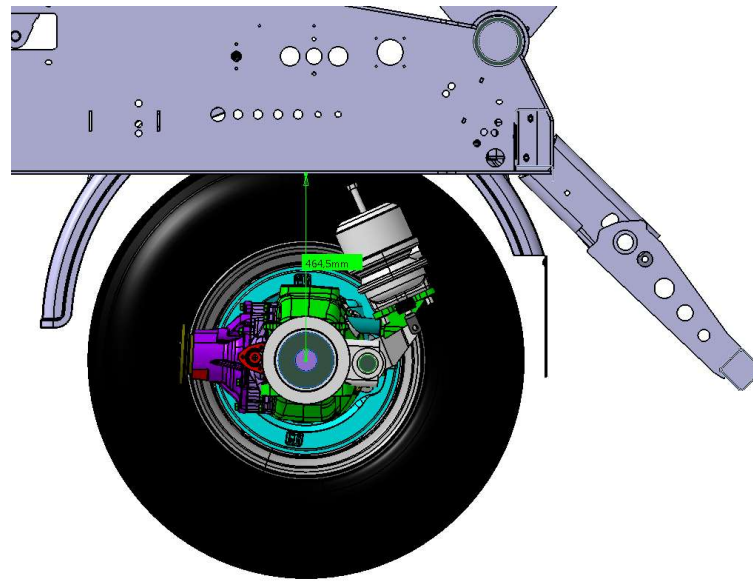
### 6.1 Einbau Hinterachse

#### 6.1.1 *Positionieren der Hinterachse*

Bei der Einbindung der Achse wird darauf geachtet, dass möglichst viele Fahrwerk-komponenten des Aufliegers wieder zur Verwendung kommen. Da am Auflieger nur eine gebremste Achse geplant ist, werden am Modell des Aufliegers sämtliche originalen Aufliegerachsen entfernt. Die am weitesten hinten liegende der drei Achsen wird dabei durch die MAN HP-1333-E (Pos. 29) (Kapitel 5.2.6) Hinterachse ersetzt. Beim Positionieren der Achse muss darauf geachtet werden, dass die Fahrhöhe (FH) nicht verändert wird, da die Luftfederbälge nur für eine Fahrhöhe von  $FH = 450-510 \text{ mm}$ <sup>24</sup> ausgelegt sind.

---

<sup>24</sup> (BPW Bergische Achsen Kommanditgesellschaft, 2016)

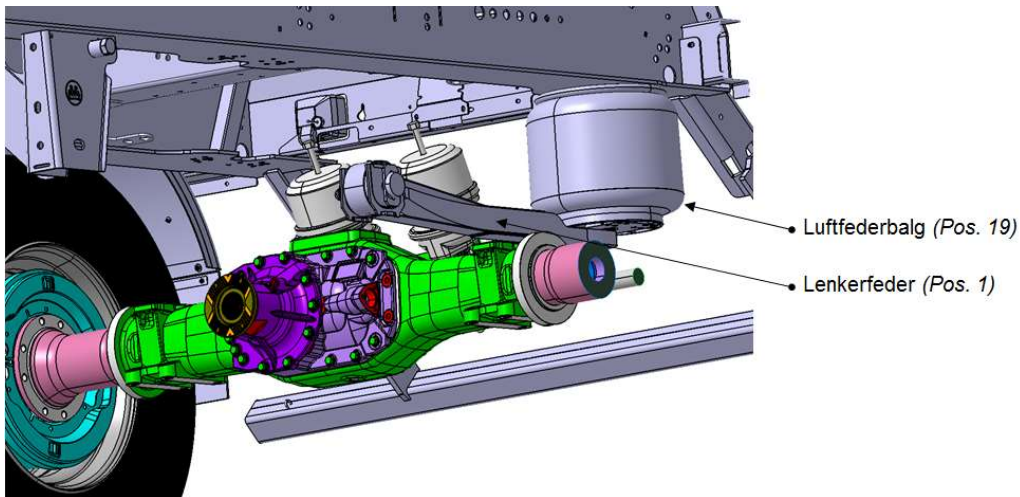


**Bild 6-1** Fahrhöhe bei Hinterachseinbindung, Quelle: Eigene Darstellung

Die FH gibt den vertikalen Abstand zwischen Achsmittelpunkt und der Auflagefläche des Luftfederbalgs am Rahmenuntergurt an. Sie wird mit  $FH = 464,5 \text{ mm}$  vom Meiller MHPS43/3 (Kapitel 5.1.3) für die weitere Konstruktion übernommen.

### 6.1.2 Positionieren BPW-Lenkerfeder/Luftfederbalg

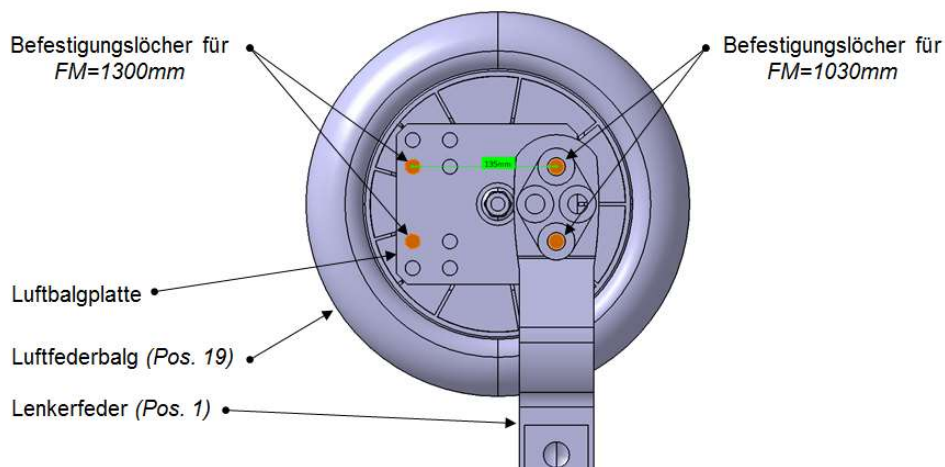
Da die Achse nun an der richtigen Stelle positioniert ist, kann auf ihr die bereits vorhandene BPW-Luftfederung (Kapitel 5.1.3.1) aufgebaut werden. Wie bereits in Kapitel 5.2.5 erläutert wurde, weicht die Federspurbreite des Aufliegers stark von der verbauten Hinterachse ab. Die Lenkerfedern (*Pos. 1*) werden daher über der für die HP-1333-E Hinterachse (*Pos. 29*) passenden Federspurbreite von  $FM = 1030 \text{ mm}$  angebracht. Die Position der Lenkerfeder in Fahrzeuginnenrichtung (*x-Achse*) und der Fahrzeughochachse (*z-Achse*) wird dabei nicht verändert.



**Bild 6-2** Positionierung BPW Lenkerfeder (Pos. 1) und BPW Luftfederbalg (Pos. 19),  
Quelle: Eigene Darstellung

An der Lenkerfeder kann nun der Luftfederbalg (Pos. 19) angebracht werden. Die Luftbalgplatte (Bild 5-10) am Luftfederbalg wird mit zwei Stück M16x65 Schrauben (Pos. 18) an der Lenkerfeder verschraubt. Hier sind die Bohrungen jedoch für eine Federhubweite von  $FM=1300mm$  vorgesehen. Damit die Lenkerfeder für die geänderte Federhubweite richtig positioniert werden kann, ist es notwendig die Luftbalgplatte zu bearbeiten. Dies ist jedoch nur mit geringem Aufwand verbunden, da pro Luftbalgplatte nur zwei Bohrungen mit je einem M16x2 Regelgewinde angefertigt werden müssen.

Die Position der Lenkerfeder auf der Luftbalgplatte kann aus mechanischer Sicht zur Fahrzeugquerachse (y-Achse) beliebig verschoben werden, da der Luftfederbalg nur Normalkräfte und keine Momente auf den Rahmen übertragen kann.



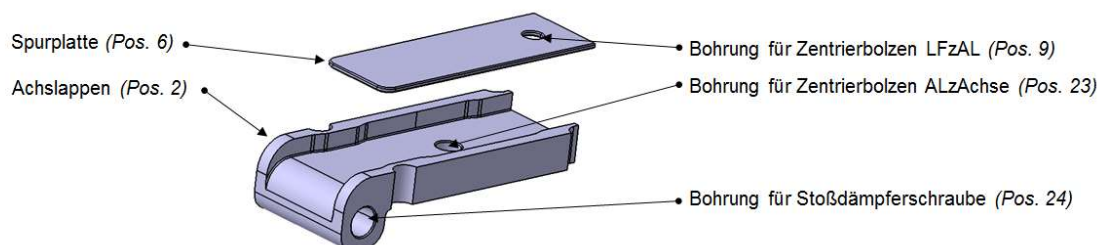
**Bild 6-3** Bearbeitete Luftbalgplatte an Luftfederbalg (Pos. 19), Quelle: Eigene Darstellung

Wie auf Bild 6-3 zu sehen, beträgt der Lochabstand zwischen den Originalbohrungen und den hinzugefügten Bohrungen  $135\text{mm}$ . Dieser Lochabstand ist auf der Luftbalgplatte noch zulässig, da die neu bearbeiteten Löcher einen größeren Abstand zur Außenkante aufweisen als die Originalbohrungen.

Da es zulässig ist, die Bohrung an der originalen Luftbalgplatte anzubringen, ergibt sich der Vorteil, dass der Luftfederbalg seine Originalposition am Auflieger beibehalten kann. Somit muss auch kein Querträger für die Federbalgauflage konstruiert werden.

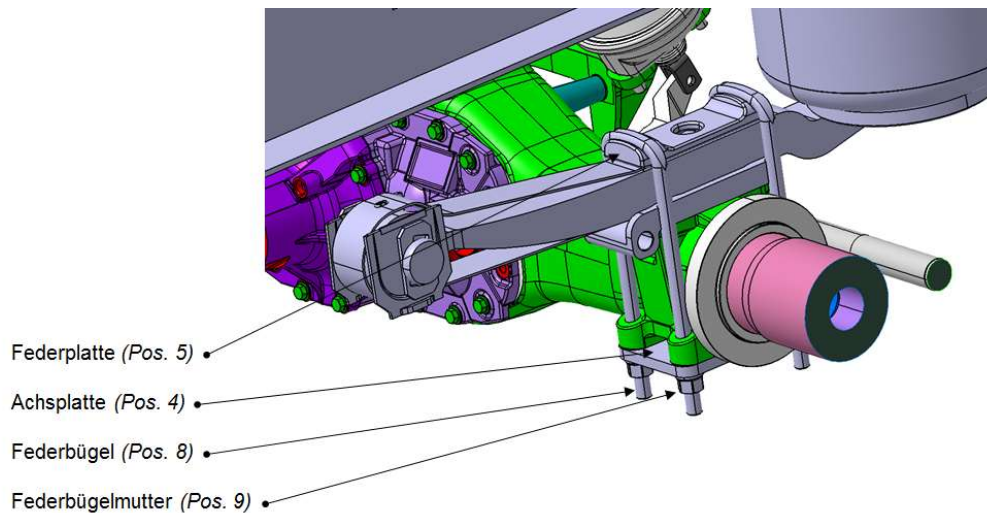
### 6.1.3 Anbindung HP-1333-E Achse an BPW-Luftfederung

Die Achsanbindung erfolgt ähnlich dem Originalzustand (Bild 5-9, Bild 5-7). Da die Zentrierung der HP-1333-E Achse zur BPW-Lenkerfeder (Pos. 1) mit dem originalen Achslappen nicht kompatibel ist, muss ein neuer Achslappen (Pos. 2) konstruiert werden. Bei der Wahl des Werkstoffs wird dabei auf einen S355 J2 zurückgegriffen, da dieser Werkstoff gute Schweiß Eigenschaften aufweist. Das ist notwendig, da der Achslappen im Verlauf des Einspurens mit der Spurplatte (Pos. 6) verschweißt wird. Der Ablauf des Einspurens wurde in Kapitel 5.1.3.1 bereits näher erklärt.



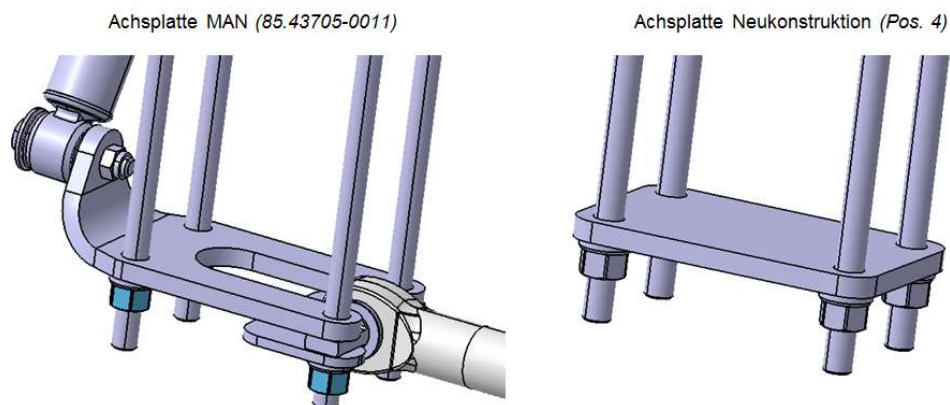
**Bild 6-4** Achslappen (Pos. 2) zur Anbindung von HP-1333-E (Pos. 29) zu BPW-Lenkerfeder (Pos. 1), Quelle: Eigene Darstellung

Die Befestigung der Achse erfolgt über Federbügel  $M20 \times 2-81 \times 360$  (Pos. 8) die von MAN in Kombination mit der Achse HP-1333-E (Pos. 29) verbaut werden. Die dazu passenden Federbügelmuttern  $M20 \times 2$  (Pos. 9) und Federplatten (Pos. 5) werden ebenfalls von MAN bezogen. Die Schraubrichtung der Federbügelmuttern an den Federbügeln erfolgt von unten nach oben. Diese wurde von der originalen Achsanbindung der HP-1333-E übernommen und ist umgekehrt ausgeführt, wie an der originalen BPW Achsanbindung, bei der die Schraubrichtung der Federbügelmuttern von oben nach unten erfolgt.



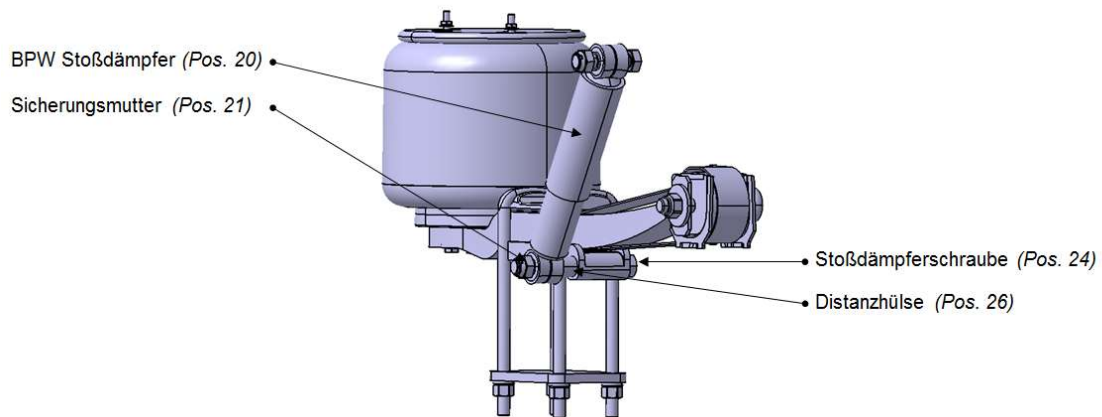
**Bild 6-5** Achsanbindung, *Quelle:* Eigene Darstellung

Bei MAN wird die HP-1333-E Hinterachse (Pos. 29) ausschließlich mit Blattfedern verbaut. An der dafür vorgesehenen Achsplatte (*MAN Sachnummer 85.43705-0011*) werden der Stabilisator und der Stoßdämpfer angebracht. An der luftgefederten BPW Achsaufhängung ist kein Stabilisator vorgesehen und der Stoßdämpfer wird am Achslappen montiert. Daher wird eine neue einfachere Achsplatte (Pos. 4) konstruiert.



**Bild 6-6** Vergleich Achsplatte Original mit Neukonstruktion, *Quelle:* Eigene Darstellung

Zur Fertigstellung der Achsanbindung fehlt noch der Einbau des Stoßdämpfers (Pos. 20). Dieser wird wieder vom Auflieger übernommen und im gleichen Winkel zur Fahrbahn wie am Originalauflieger angebracht, da die Stoßdämpfer laut BPW auf eine bestimmte Einbaulage abgestimmt sind. (BPW, 2007, S. 42)



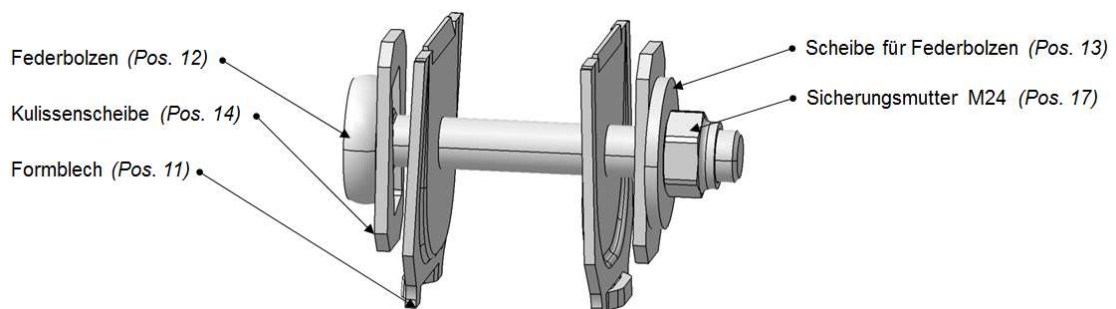
**Bild 6-7** Stoßdämpfereinbau, Quelle: Eigene Darstellung

Zur Befestigung des Stoßdämpfers am Achslappen dient eine  $M24 \times 2 \times 210$  Sechskantschraube (Pos. 24). Diese ist in ihrer Beschaffenheit an die verwendeten Schrauben von BPW angelehnt. (BPW, 2007, S. 43)

Zur Kollisionsvermeidung von Dämpfer und Achslappen wird eine Distanzhülse (Pos. 26) benötigt. Die Sicherungsmutter (Pos. 21) ist die gleiche wie am originalen Aufbau. Diese muss jedoch von BPW neu angekauft werden, da die verbaute Mutter durch die Demontage ihre Sicherungswirkung verliert. Die Anziehdrehmomente können dabei von BPW übernommen werden. (BPW, 2007, S. 67)

#### 6.1.4 Anbindung BPW-Lenkerfeder an Aufliegerrahmen

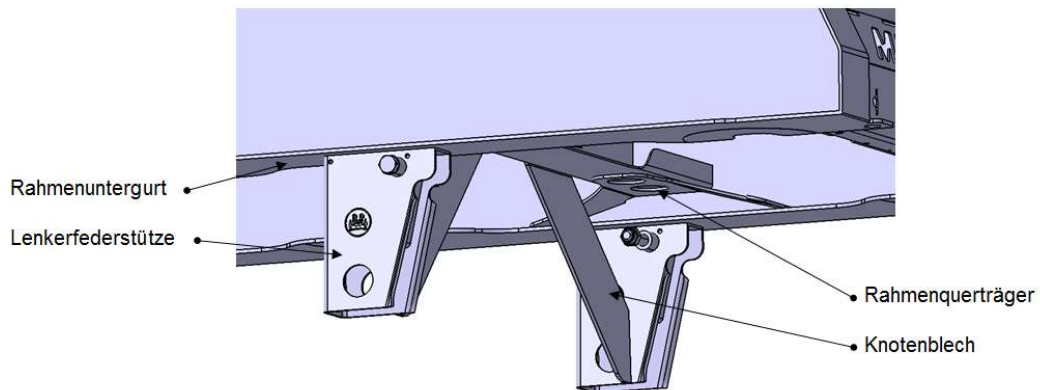
Der Federbolzen (Pos. 12) mit seinen Anbauteilen für die Lagerung der Lenkerfeder wird ebenfalls vom originalen Aufbau übernommen. Somit bleibt auch der Mechanismus zur Spureinstellung (Bild 5-8) erhalten.



**Bild 6-8** Federbolzenlagerung BPW Airlight II, Quelle: Eigene Darstellung

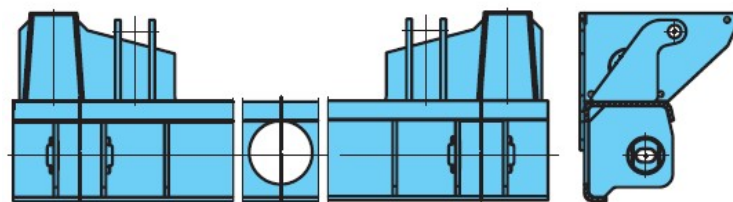
Die zwei Lenkerfederstützen der letzten Achse, die am Untergurt des Rahmens verschweißt sind, finden am Bremsanhänger keine Verwendung mehr und müssen entfernt werden, da mit ihnen keine Verbindung zwischen Lenkerfeder und Rahmen hergestellt werden kann. Die Knotenbleche zur zusätzlichen Verstärkung der Stützen müssen ebenfalls entfernt werden.

Die übrigen Stützen und Knotenbleche der ersten und zweiten Achse des originalen Aufbaus müssen nicht entfernt werden und bleiben unverändert bestehen.



**Bild 6-9** Original BPW-Lenkerfederbefestigung, Quelle: Eigene Darstellung

Als weitere Möglichkeit für die Befestigung der Lenkerfedern bietet BPW die sogenannten C-Träger an. Diese C-Träger bilden eine Einheit aus beiden Lenkerfederstützen inklusive der Befestigung für die Stoßdämpfer und sind mit einem Träger in Form eines C-Profils miteinander verbunden.



**Bild 6-10** Beispiel BPW C-Träger, Quelle: (BPW, 2007, S. 17)

Die C-Träger bieten den Vorteil, dass sich Achsen mit abweichender Federspurbreite zwischen Rahmen und Achse montieren lassen. Jedoch stellt BPW keinen C-Träger her, welcher für die gegebene Geometrie der MAN HP-1333-E Achse passen würde. Ein weiteres Problem ist die Position des C-Profils am C-Träger, da dieser im eingebauten Zustand mit der Gelenkwelle kollidieren würde. Daher ist die Neukonstruktion eines Querträgers notwendig.



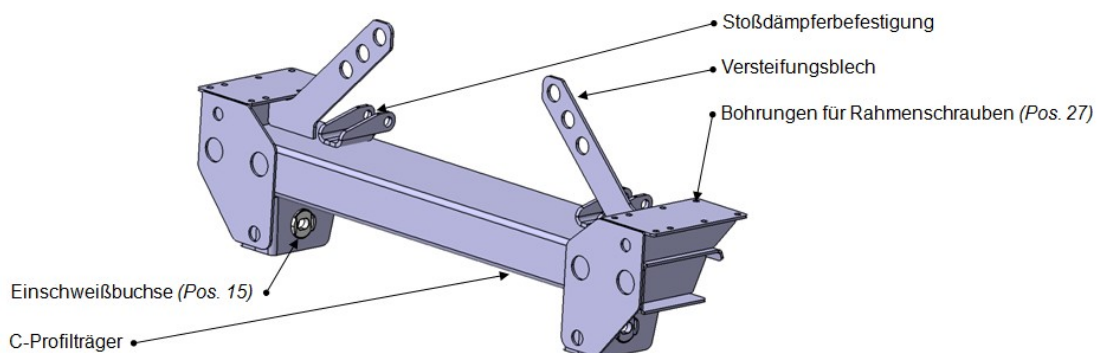
### 6.1.4.1 Konstruktion Querträger

Bevor mit der Konstruktion begonnen werden kann, müssen am CAD-Modell des Anhängers die Lenkerfederstützen und die Knotenbleche (Bild 6-9) der dritten Achse entfernt werden, da der Querträger an die gleiche Stelle positioniert werden muss, wie die vorhandenen Lenkerfederstützen. Dies ist bedingt durch die unveränderte Position des Luftfederbalgs (Kapitel 6.1.2).

Die Eigenkonstruktion des Querträgers lehnt sich stark an die Form der BPW C-Träger an. Als Querträger wird also ebenfalls ein C-Profil verwendet, da diese verwindungsweich jedoch biegesteif sind. Geschlossene Profile würden eine zu hohe Anrissgefahr an den Schweißverbindungen aufweisen (BPW, 2007, S. 22) (BPW, 2007, S. 22).

Bei der Konstruktion dient die Position des Federbolzens als Fixpunkt, da diese bereits festgelegt wurde. An jeder Lenkerfederstütze am Querträger befinden sich zwei Bohrungen, an welchen die Einschweißbuchsen (Pos. 15) angebracht werden. Diese können als Ersatzteile von BPW bezogen werden und ermöglichen die Anbindung der vorhandenen Federbolzenlagerung (Bild 6-8).

Bei der Konstruktion muss auch die Dämpferbefestigung berücksichtigt werden. Diese wird mit Blechbiegeteilen realisiert, die in weiterer Folge am C-Profilträger angeschweißt werden. Bei der Wahl der Form und Blechstärken der Stoßdämpferbefestigung dienen wiederum die BPW C-Träger als Vorlage.



**Bild 6-11** Neukonstruktion Achsquerträger (Pos. 22), Quelle: Eigene Darstellung

### 6.1.4.2 Festigkeitsberechnung Achsquerträger

Da der Querträger sehr hohen Belastungen ausgesetzt ist und nicht ohne vorherigem Festigkeitsnachweis verbaut werden kann, wird er mit Hilfe von Catia V5 Generative Structural Analysis untersucht. Vereinfachend bei der Berechnung ist, dass das Originalmodell des C-Trägers vorhanden ist und somit mit dem neu konstruierten Querträger verglichen werden kann. Hierzu werden vier Fälle untersucht, die bei der Fahrt auftreten können. Die auftretenden Vergleichsspannungen die aus der Berechnung am Querträger hervorgehen, müssen für einen gültigen Festigkeitsnachweis kleiner oder gleich sein, als die Vergleichsspannungen an den originalen Lenkerfederstützen.

#### 6.1.4.2.1 Lastfälle Festigkeitsberechnung

Die vier Belastungsfälle sind folgendermaßen angenommen.

- **Fall 1:** Belastung des Anhängers mit der maximalen Achslast der originalen BPW-Achse von 9 Tonnen (Bild 5-6). Dafür wird näherungsweise eine Kraft von  $F_z = 90.000N$  angenommen.
- **Fall 2:** Belastung des Anhängers bei einer Vollbremsung mit der Betriebsbremse und der maximalen Achslast der originalen BPW-Achse. Für die Berechnung der Anhängerlängskraft  $F_x$  wird der Reibbeiwert hier mit dem Maximalwert aus Bild 5-4 gewählt ( $\mu_{Max}=1,2$ ).

$$F_{x2} = F_z * \mu_{Max} = 108.000N \quad (28)$$

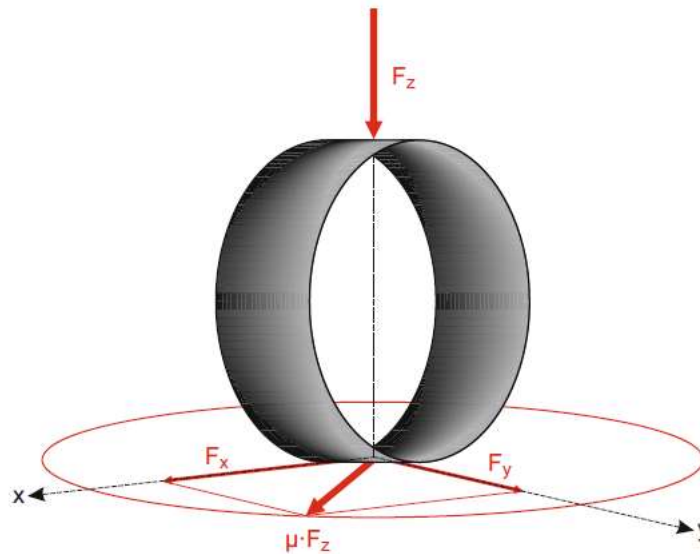
$$F_z = 90.000N$$

- **Fall 3:** Belastung des Anhängers bei Kurvenfahrt und der maximalen Achslast der originalen BPW-Achse. Das maximale Querkraftpotential des Reifens ist gleich groß wie das maximale Längskraftpotential (Kamm 'scher Reibkreis).

$$\mu_{Max} * F_z = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (29)$$

$$F_{y3} = 108.000N$$

$$F_z = 90.000N$$



**Bild 6-12** Kamm 'scher Kreis; Quelle: (Stefan Breuer, 2015, S. 24)

- **Fall 4:** Belastung des Anhängers bei maximaler Widerstandskraft im Retarderbremsbetrieb, der aus dem Kamm'schen Kreis maximal möglichen Querkraft im Bremsbetrieb und der maximalen Achslast der originalen BPW-Achse.

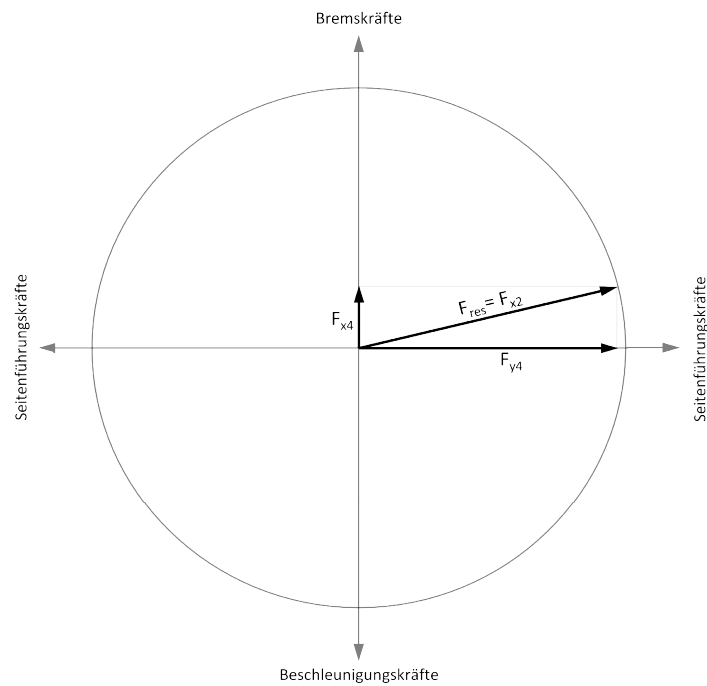
$$F_z = 90.000N$$

Die maximale Widerstandskraft wird aus den Daten des Zugkraftdiagramms (Bild 5-37) mit der gewählten Übersetzung  $i_{HAG}=6,00$  ausgelesen und beträgt

$$F_{x4} = F_{BMax, i=6,00} = 26.258,1N.$$

Mit dieser Längskraft ergibt sich aus dem Kamm 'schen Kreis eine maximal mögliche Querkraft von

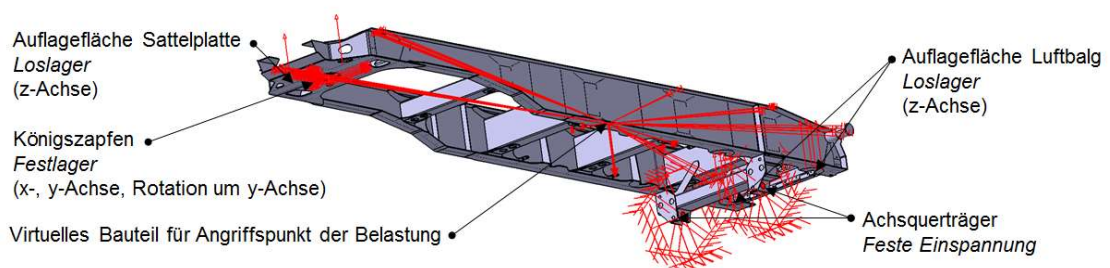
$$F_{y4} = \sqrt{(\mu_{Max} * F_z)^2 - F_{x4}^2} = 104.759,3N \quad (30)$$



**Bild 6-13** Kamm'scher Kreis in Fall 4, Quelle: Eigene Darstellung

#### 6.1.4.2.2 Modellaufbau Festigkeitsberechnung

Der Rechenaufwand und die Datenmenge steigen mit jedem verbauten Bauteil am Anhängermodell signifikant an. Daher wird das Modell vereinfacht und auf den Rahmen und die Lenkerfederstützen bzw. den Querträger reduziert, was die Rechenzeit und die benötigte Datenmenge deutlich reduziert. Zur weiteren Komplexitätsreduktion des Rahmenmodells werden auch alle Anbauteile und Bohrungen entfernt, da diese für die Berechnung nicht relevant sind.



**Bild 6-14** Einspannsituation für Festigkeitsberechnung, Quelle: Eigene Darstellung

In Bild 6-14 ist die Einspannsituation des Anhängerrahmens mit dem neu konstruierten Querträger dargestellt. Die gleiche Einspannung erfolgte auch am ursprünglichen Aufbau, an dem die BPW-Lenkerfederstützen verbaut sind.

Als feste Einspannung dienen die Bohrungen für die Federbolzen (*Pos. 12*). Hinter dem Querträger befindet sich die Auflagefläche des Luftfederbalgs. Da der Luftfederbalg nur Kräfte in der Fahrzeughochachse aufnehmen kann, werden am Rahmenuntergurt zwei Loslager, die Kräfte in z-Richtung aufnehmen können, angebracht. An der Front liegt der Auflieger auf der Sattelplatte des Zugfahrzeugs auf. Daraus ergibt sich ein weiteres Loslager, das Kräfte in z-Richtung aufnehmen kann. Der Königszapfen muss hingegen Beschleunigungs- Brems- und Querkräfte aufnehmen und den Anhänger vor einem Abheben von der Sattelplatte sichern. Da nur statische Fälle untersucht werden und bei keinem der vier Fälle der Anhänger von der Sattelplatte abhebt, wird ein Festlager verwendet, das Kräfte in x- und y-Richtung und Momente um die Fahrzeuglängsachse aufnimmt.

Die Stahlmulde des Kippers wird in CATIA durch ein virtuelles Teil ersetzt. Dieses besitzt die gleichen Befestigungspunkte wie die Mulde und reduziert die Datenmenge und Rechenzeit enorm, da das virtuelle Teil bei der Berechnung nicht vernetzt und somit auch nicht berechnet werden muss. Dem virtuellen Teil wird als „Handling Point“ der Schwerpunkt des Aufliegers zugewiesen an dem nun die Kräfte der vier angenommenen Fälle einwirken.

Das Einwirken der Dämpferkraft auf die Lenkerfederstützen und den Achsquerträger wurde in der Berechnung nicht berücksichtigt.

#### 6.1.4.2.3 *Vernetzung und Berechnung*

Die Vernetzung der Modelle erfolgt nicht mit linearen Tetraedern sondern mit parabolischen Tetraedern. Die globale Netzgröße wird mit einer Größe von 60mm und einem absoluten Durchhang von 5mm angenommen. Diese Annahme der Elementgröße ist jedoch für eine aussagekräftige Berechnung viel zu hoch. Nach der erstmaligen Berechnung wird mit Hilfe der globalen Adaptivität das Netz an den Stellen, an dem hohe Vergleichsspannungen auftreten verfeinert. Dieser Iterationsvorgang wird mit einer vorgegebenen Mindestelementgröße von 2mm zweimal wiederholt. Infolge der Verfeinerung des Netzes wird auch der globale Fehler der Berechnung verringert.

Dieser globale Fehler ist für die Aussagekraft einer Berechnung besonders wichtig. Um eine quantitative Spannungs- oder Verformungsaussage zu gewährleisten, sollte dieser kleiner als 10% <sup>25</sup> sein. Der globale Fehler ist ein Maß für die Qualität der Berech-

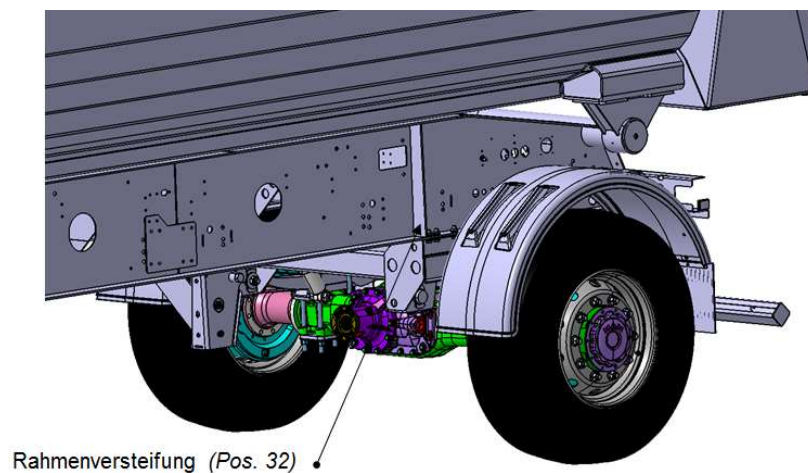
---

<sup>25</sup> (Koehldorfer, 2010, S. 106)

nung. Dabei wird die Gesamtdehnungsenergie des Bauteils aufgrund der Verformung mit der Energie durch die Einwirkung der äußeren Lasten in ein Verhältnis gesetzt. Diese Fehlerangabe darf allerdings nicht für die prozentuelle Korrektur der Spannungsabweichung verwendet werden (Koehldorfer, 2010).

#### 6.1.4.2.4 *Rahmenversteifung*

Nach den ersten Berechnungen stellte sich heraus, dass am Rahmenuntergurt eine relativ hohe Vergleichsspannung auftritt. Um diese zu reduzieren wurde zusätzlich eine Rahmenversteifung (Pos. 32) zwischen Rahmenobergurt und Rahmenuntergurt angebracht. Diese Maßnahme reduzierte die Spannungen und führte zu den Ergebnissen in Tabelle 10.

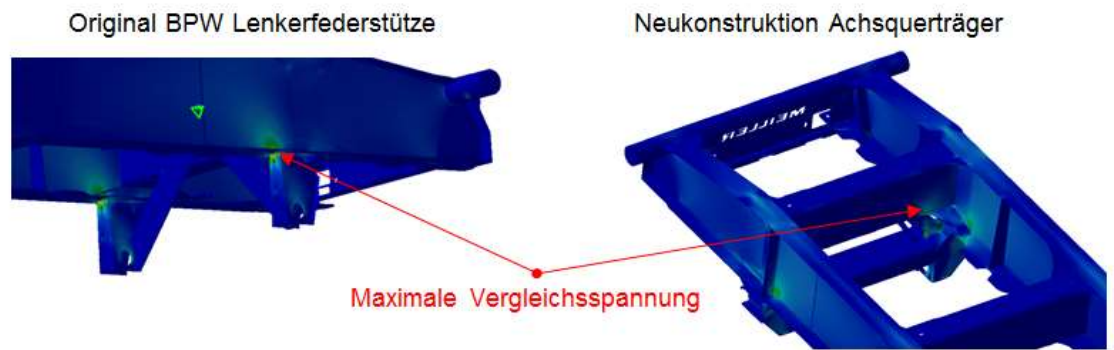


**Bild 6-15** *Rahmenversteifung*, Quelle: Eigene Darstellung

#### 6.1.4.2.5 *Ergebnis der Berechnung*

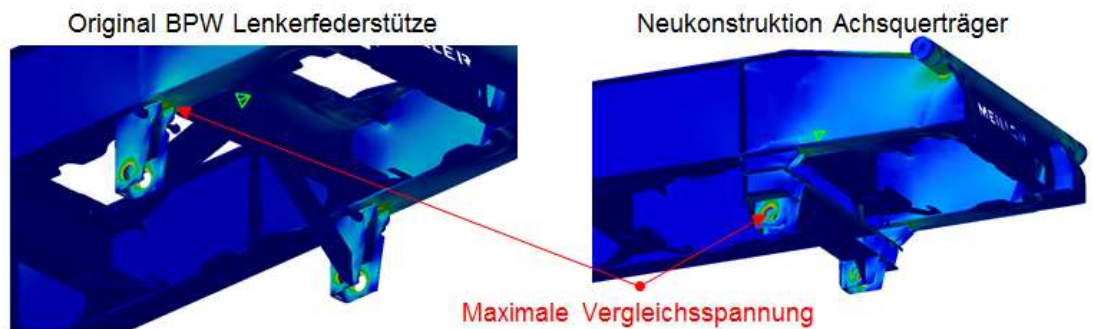
Nach Abschluss der FE-Berechnungen für die Lenkerfederstützen und den Querträger werden aus den einzelnen Lastfällen die Punkte der maximalen Von-Mises-Vergleichsspannung ermittelt. Dabei handelt es sich um Vergleichsspannungen, die nach der Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH) ermittelt werden. Diese Hypothese gilt für duktile (zähe) Werkstoffe, wie z.B.: Stahl. Als Kriterium dient die bei der Verformung eines Körperelements gespeicherte Energie. Wird dieser werkstoffabhängige Grenzwert überschritten versagt der Bauteil infolge der plastischen Verformung. Somit können Vergleiche mit der jeweiligen Streckgrenze des Werkstoffs aufgestellt werden. Diese Hypothese zeigt gute Ergebnisse aus Versuchsergebnissen. (Koehldorfer, 2010, S. 136)

- **Fall 1:**



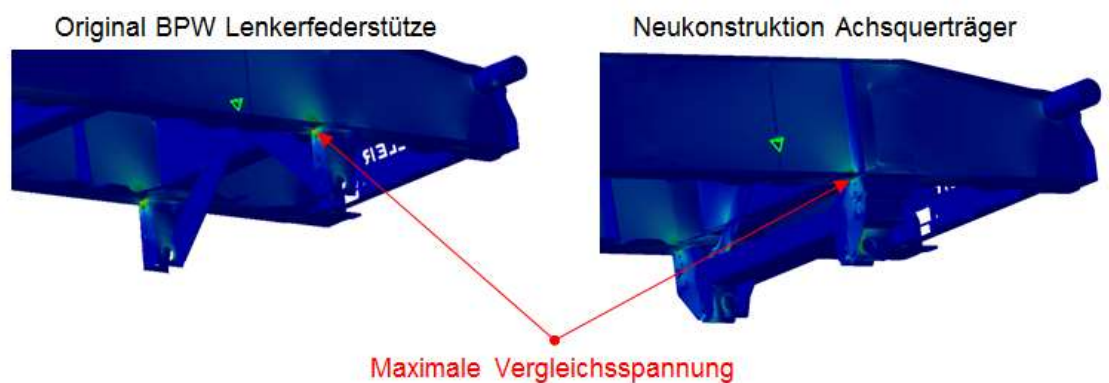
**Bild 6-16** Fall 1 Vergleichsspannungsmaximum, Quelle: Eigene Darstellung

- **Fall 2:**



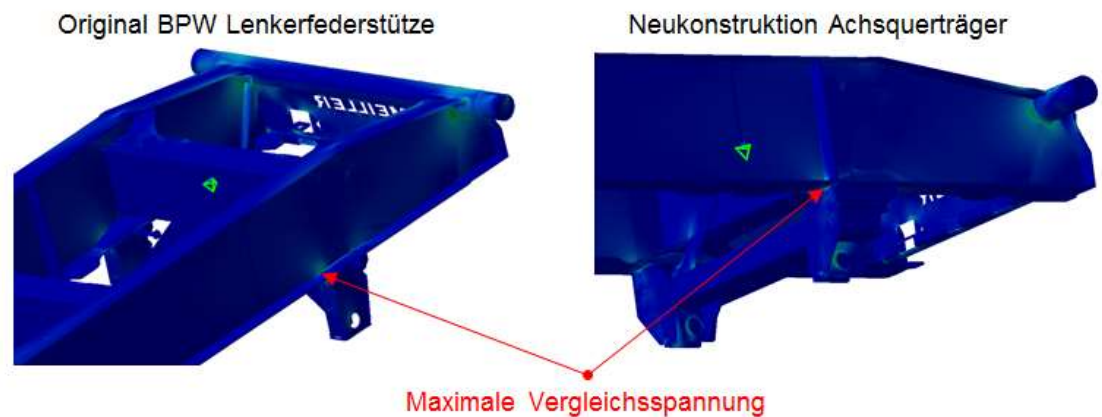
**Bild 6-17** Fall 2 Vergleichsspannungsmaximum, Quelle: Eigene Darstellung

- **Fall 3:**



**Bild 6-18** Fall 3 Vergleichsspannungsmaximum, Quelle: Eigene Darstellung

- **Fall 4:**



**Bild 6-19** Fall 4 Vergleichsspannungsmaximum, Quelle: Eigene Darstellung

Für die Auswertung werden nun die berechneten Maximalwerte der Von-Mises-Vergleichsspannung der originalen Lenkerfederstütze und des Querträgers miteinander verglichen. Die Schweißnähte am originalen Rahmen sowie an der Neukonstruktion wurden bei der Berechnung nicht berücksichtigt, da die Vergleichsspannungen (Von-Mises) gut für duktile Werkstoffe geeignet sind, aber nur begrenzt für Schweißverbindungen.

Für einen gültigen Festigkeitsnachweis müssen die Werte der Vergleichsspannungen an der Neukonstruktion in jedem Belastungsfall kleiner oder gleich wie im originalen Zustand sein und alle Schweißnähte müssen geprüft und berechnet werden. Aufgrund der oben gewählten Vereinfachung dient die FE-Berechnung lediglich der konzeptionellen Auslegung des neukonstruierten Achsquerträgers.

**Tabelle 10** Vergleichsspannungen FEM-Berechnung, Quelle: Eigene Darstellung

	Original BPW Lenkerfederstütze	Neukonstruktion Achsquerträger
	Vergleichsspannung [N/mm <sup>2</sup> ]	Vergleichsspannung [N/mm <sup>2</sup> ]
<b>Fall1</b>	177	145
<b>Fall2</b>	188	177
<b>Fall3</b>	201	145
<b>Fall4</b>	80	80

Wie man aus Tabelle 10 ablesen kann sind alle Vergleichsspannungen am Achsquerträger gleich oder geringer als die der originalen BPW-Lenkerfederstützen. Der Werkstoff (S355 - Streckgrenze 355 N/mm<sup>2</sup>) für den Achsquerträger wird von den originalen Lenkerfederstützen übernommen. Aufgrund der berechneten Vergleichsspannung wird

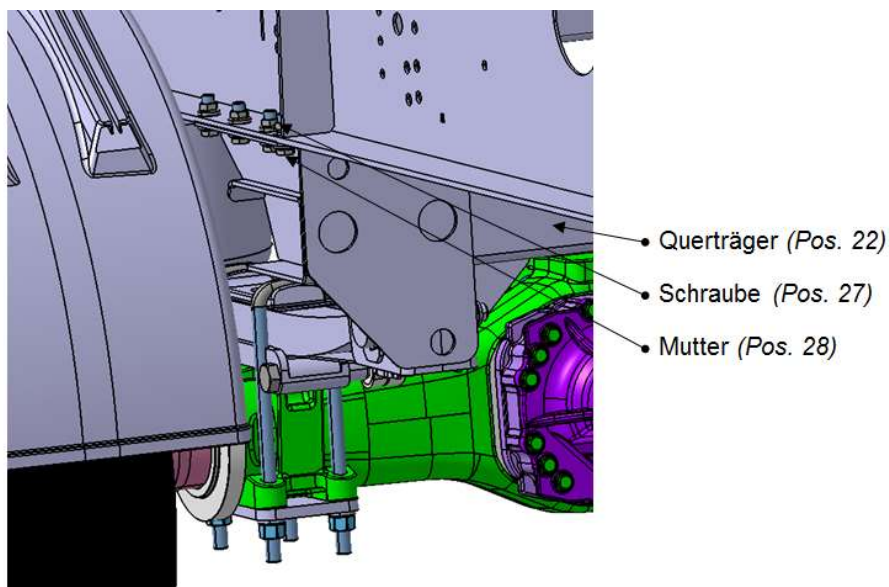


die ausgeführte Konstruktion des Bremsanhängers als geeignet angesehen. Für einen detaillierten Festigkeitsnachweis müssen jedoch die Schweißnähte des neukonstruierten Achsquerträgers überprüft und berechnet werden.

#### 6.1.4.3 Montage Querträger am Aufliegerrahmen

Gemäß BPW Montageanleitung<sup>26</sup> können Luftfederstützen über Rändelschrauben am Aufliegerrahmen angeschraubt werden. Dafür sind 5 Stück M16-10.9 pro Stütze vorgesehen. Für die Anbindung der Achse werden also insgesamt 10 Schrauben benötigt.

An der Neukonstruktion kommen jedoch M16 -10.9 MAN Rippsschrauben (Pos. 27) und Rippmutter (Pos. 28) zum Einsatz. Diese werden bei MAN zur Montage von Rahmenanbauteilen verwendet und sind durch ihre Rippung mechanisch drehgesichert. Als zusätzliche Sicherheit werden insgesamt 16 Ripp-Schrauben verwendet. Das bedeutet, dass 6 Schrauben mehr verbaut werden als von BPW gefordert sind.



**Bild 6-20** Befestigung Achsquerträger, Quelle: Eigene Darstellung

<sup>26</sup> (BPW, 2007, S. 25)

## 6.2 Retarderpaket

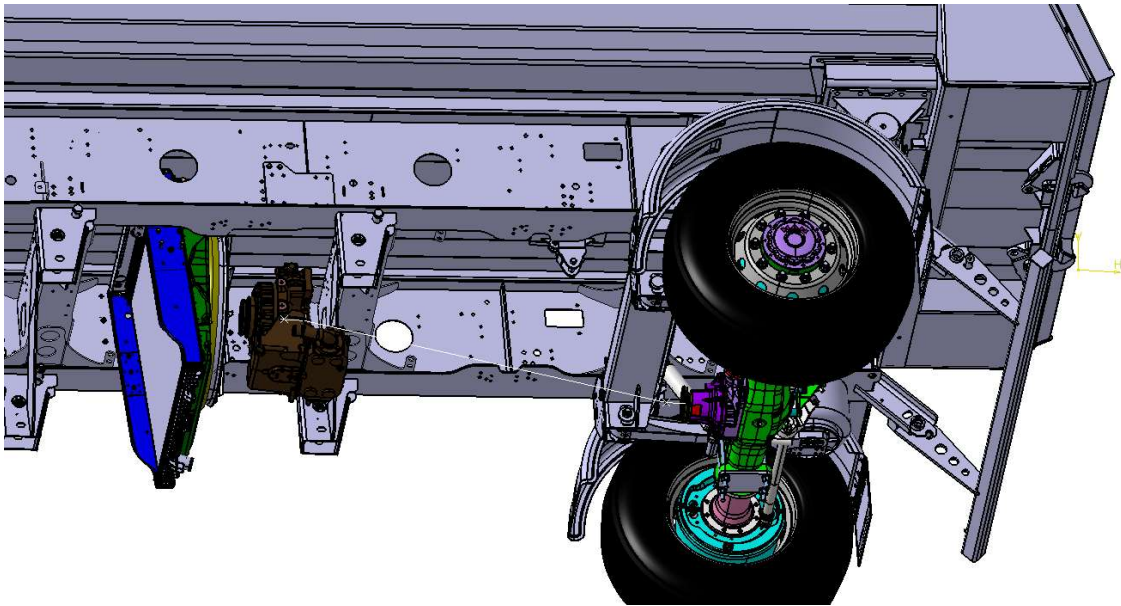
Der Retarder wird am Auflieger zwischen den beiden Längsträgern des Rahmens positioniert. Die originale Retarderhalterung des Voith VR120-3 (Kapitel 5.3) passt jedoch nicht für den Aufliegerrahmen, da die Rahmenbreiten am LKW geringer sind als die des Aufliegers. Dieser konzeptionelle Unterschied ist bereits beim Einbau der Hinterachse aufgetreten, weshalb analog zu Achse auch für das Retarderpaket eine neue Halterung konstruiert werden muss.

### 6.2.1 Positionierung Retarderhalterung

Bevor mit der Konstruktion begonnen werden kann, muss die Position des Retarders festgelegt werden, da beim Einbau der Gelenkwelle der Beugungswinkel so klein wie möglich sein sollte um eine hohe Lebensdauer der Gelenkwellenlager zu erzielen. Hinzu kommt, dass der VcX-Kühler und das Lüfterrad ausreichend Bodenfreiheit und genügend Platz zur Stahmulde und dem Rahmenquerträger des Aufliegers aufweisen müssen.

Da der Lüfter einen starren Durchtrieb vom Retarder besitzen wird, ist die Position des Lüfterrades zum Retarder in der Quer- und Hochachse bereits vorgegeben. Für eine bessere Wirkung des Lüfterrades ist am VcX-Kühler eine Lüfterhaube angeschraubt. Diese Lüfterhaube besitzt eine Öffnung, die für das Lüfterrad vorgesehen ist, wodurch die Position des Kühlers zum Lüfterrad in den gleichen Achsen festgelegt ist.

Das Paket aus Retarder, Lüfterrad und Kühler wird im Modell mittig zwischen den Rahmenlängsträgern positioniert. Es wird nun so verschoben, dass die Beugungswinkel (Anhang E) der Gelenkwelle möglichst gering ausfallen und ausreichend Abstand zu Rahmenquerträger und Stahmulde vorliegt.



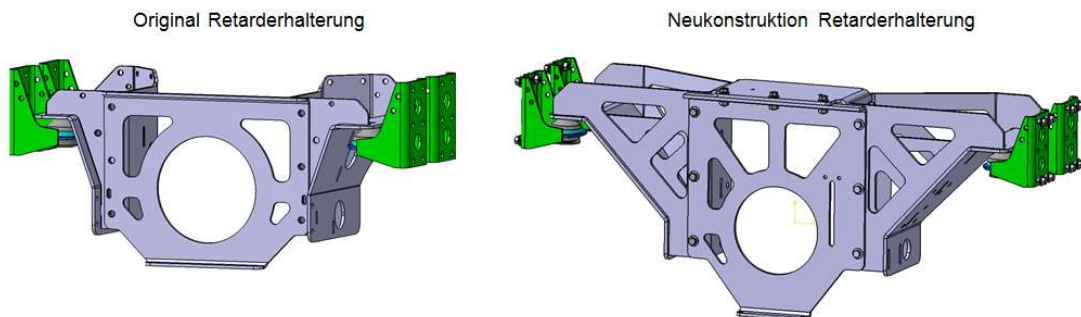
**Bild 6-21** Retarderposition, Quelle: Eigene Darstellung

Aus der festgelegten Position des Retarders können nun Beugungswinkel, Längen und Längenänderungen aus dem CAD-Modell abgemessen werden, die für die Gelenkwelenauslegung notwendig sind.

Die Daten zur Gelenkwelenauslegung können in Anhang E nachgeschlagen werden.

### 6.2.2 Retarderhalterung

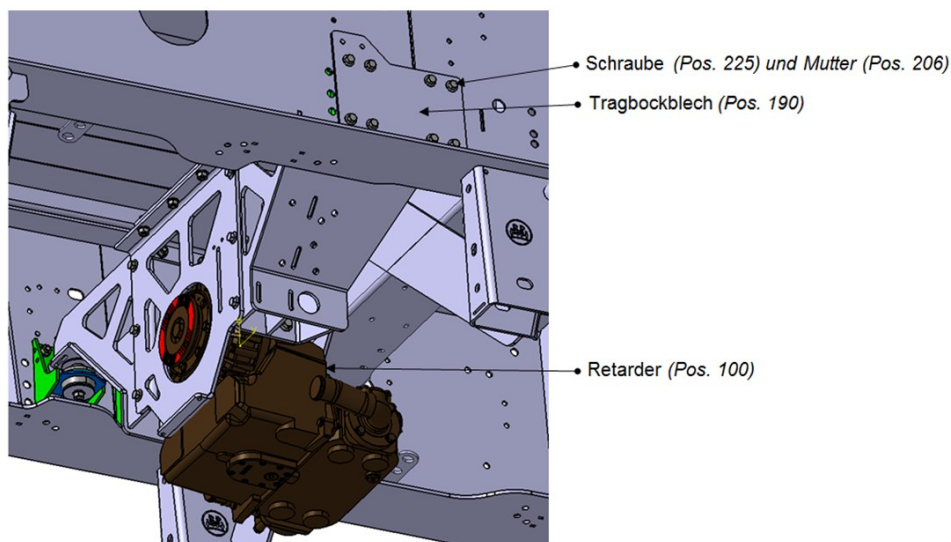
Mit der Position des Retarders kann die Neukonstruktion der Retarderhalterung (Pos. 101) erfolgen. Diese lehnt sich in ihrer Form stark an das Original an.



**Bild 6-22** Retarderhalterungen, Quelle: Eigene Darstellung

Die Schweißkonstruktion wird mittels vier gummigelagerter Tragböcke (*Pos. 102*) mit dem Aufliegerrahmen verschraubt. Diese Lagerböcke kommen auch bei der originalen Halterung zum Einsatz und werden üblicherweise als Motorlagerböcke verwendet. Sie können mit bis zu 5kN belastet werden. Da die maximal auftretende Belastung jedoch  $2\text{kN}^{27}$  nicht übersteigt, können sie für die Konstruktion unverändert übernommen werden.

Am Aufliegerrahmen sind viele Bohrungen für weitere Anbauteile vorgesehen. Da sich diese teilweise mit den Bohrungen der Tragböcke (*Pos. 102*) überschneiden, werden am Rahmen Bleche mitgeschraubt, die für eine vollflächige Auflage der Schraubenköpfe sorgen.



**Bild 6-23** Tragbockblech, *Quelle:* Eigene Darstellung

### 6.2.3 Kühlmittelpumpe

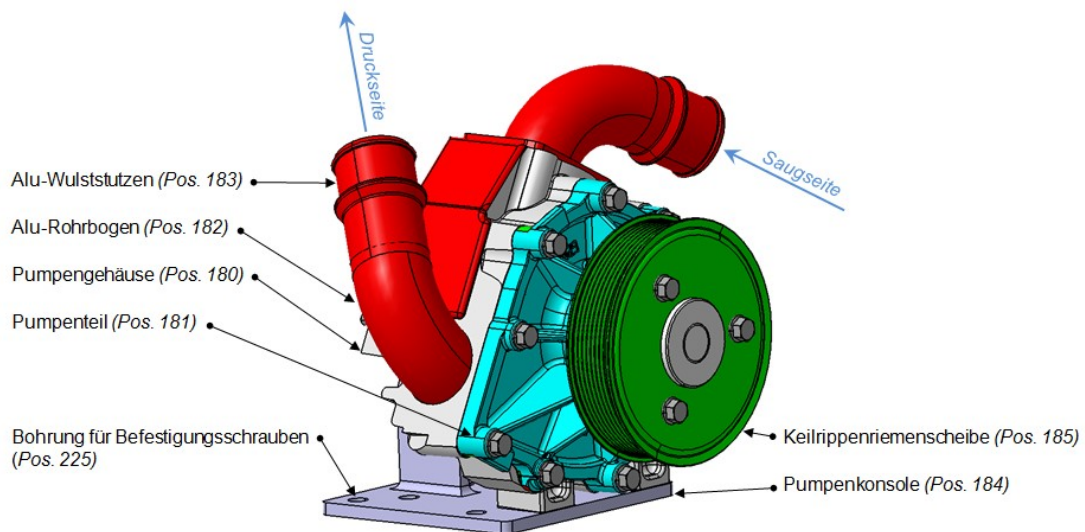
Die Kühlmittelpumpe (*Pos. 103*) wird an der Retarderhalterung (*Pos. 101*) angeschraubt. Da die Kühlmittelpumpe aber für die Montage an einem MAN D2076 Motor konzipiert ist, muss diese entsprechend modifiziert werden.

Bei der Modifikation muss ein Großteil des Pumpengehäuses (*Pos. 180*) (Bild 5-29) abgetrennt werden, da das Gehäuse viele Kühlkanäle aufweist die am Bremsanhänger keine Funktion finden. Außerdem besitzt das Pumpengehäuse keine Anschlüsse für die benötigten Kühlmittelschläuche. Die durch das Abtrennen entstehenden Öffnungen

<sup>27</sup> Setzt sich aus Gesamtwiderstandsmoment (Retarder, Pumpe, Lüfterrad) und den Eigengewichten aller Anbauteile (Retarder, Kühlmittelpumpe, etc.), zusammen.

am Gehäuse werden mit Aluplatten verschlossen und verschweißt. Für den Pumpen- ein- und -auslass werden Alu-Rohrbögen (Pos. 181) angeschweißt. An den Rohrbögen werden zusätzlich noch Rohrstützen (Pos. 182) mit einem Wulstprofil angeschweißt die nach der MAN Werksnorm M 3103-2 gefertigt werden. Dadurch wird eine sachgerechte Anbindung der Pumpe an die Kühlmittelschläuche ermöglicht.

Das Pumpengehäuse wird mit der Pumpenkonsole (Pos. 184) verschweißt, und in weiterer Folge mit 6 Schrauben (Pos. 225) und den dazu passenden Muttern (Pos. 206) an der Retarderhalterung verschraubt.



**Bild 6-24 Kühlmittelpumpe (Pos. 103), Quelle: Eigene Darstellung**

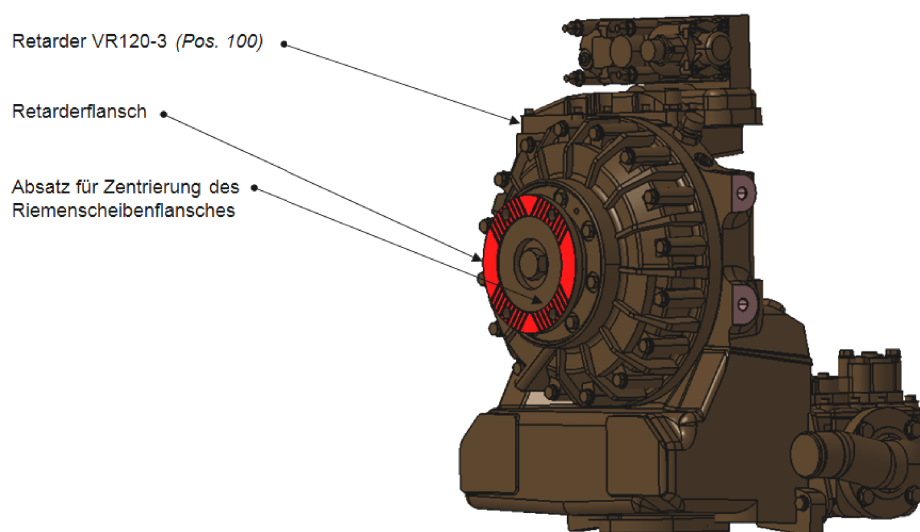
Bei den Schweißarbeiten zwischen Pumpenkonsole (Pos. 184) und Pumpengehäuse (Pos. 180) können Verzüge auftreten die sich negativ auf die Ausrichtung der Riemenscheibe auswirken können. Daher muss gewährleistet sein, dass die Achse der Kühlmittelpumpe parallel zur Retarderachse verläuft, an der in weiterer Folge die zweite Riemenscheibe angebracht wird. Laufen diese nicht parallel zueinander, kann es zu erhöhtem Riemenverschleiß oder gar zum Abspringen des Riemens kommen. Um dies zu vermeiden, werden an der Retarderhalterung die Bohrungen für die Befestigungsschrauben (Pos. 225) größer ausgeführt, wodurch ein größeres Spiel vorhanden ist. Dieses Spiel wird benötigt, um die Riemenscheibe (Pos. 185) an der Kühlmittelpumpe auf die zweite Riemenscheibe (Pos. 105) am Retarder ausrichten zu können. Voraussetzung für die Ausrichtung ist, dass die Riemenscheibe (Pos. 185) normal zur Dichtfläche der Pumpenkonsole steht. Dazu wird zuerst die Pumpenkonsole (Pos. 184) mit dem Pumpengehäuse (Pos. 180) verschweißt. Die Ausrichtung der Riemenscheibe

erfolgt im Anschluss durch spanendes Bearbeiten der Konsolengrundplatte. Diese wird bearbeitet bis die Pumpendichtfläche normal zur Konsolengrundplatte steht.

#### 6.2.4 Riemetrieb

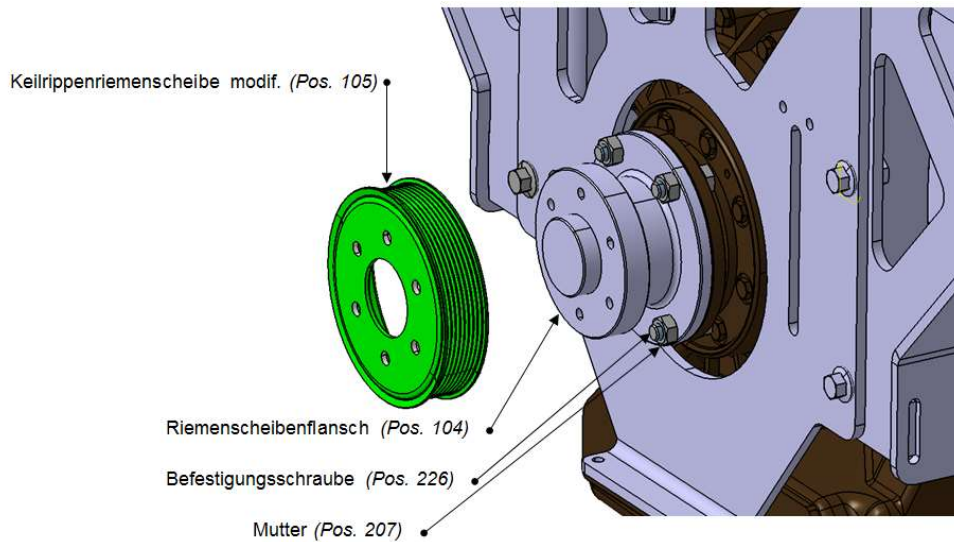
Bei der Berechnung des Kühlsystems in Kapitel 5.4.3.2 wurde die Übersetzung der Kühlmittelpumpe mit  $i_{Pump}=1,0$  angenommen. Diese Übersetzung wird für die Konstruktion übernommen. Dadurch kann die gleiche Keilrippenriemenscheibe wie an der Kühlmittelpumpe (Pos. 103) verwendet werden, jedoch muss diese so modifiziert werden, damit sie am Retarder angebracht werden kann. Zusätzlich muss ein Flansch konstruiert werden der die Montage am Retarder ermöglicht.

Am Retarder befindet sich der gleiche Anschlussflansch mit Kreuzverzahnung wie an der Achse (Bild 5-17). Da diese Verzahnungen aufwendig zu fertigen sind, wird der Retarderflansch überarbeitet.



**Bild 6-25** Nachbearbeitete Flanschfläche Voith VR120-3, Quelle: Eigene Darstellung

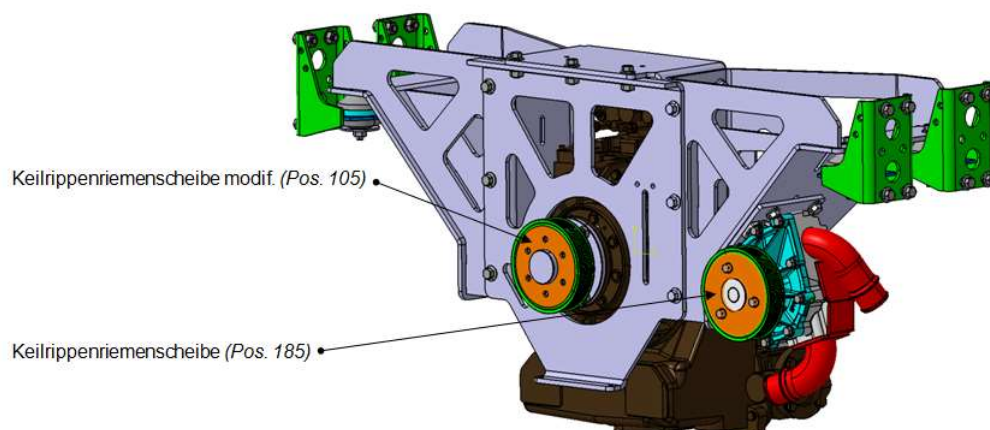
Der Retarderflansch wird für die Nachbearbeitung demontiert. Dabei wird die Stirnfläche plangedreht und ein Absatz gefertigt der für die Zentrierung des Riemenscheibenflansches benötigt wird. Durch diese Maßnahme muss am Riemenscheibenflansch keine Verzahnung gefertigt werden, was die Fertigung des Flansches erheblich vereinfacht.



**Bild 6-26 Riemenscheibenflansch, Quelle:** Eigene Darstellung

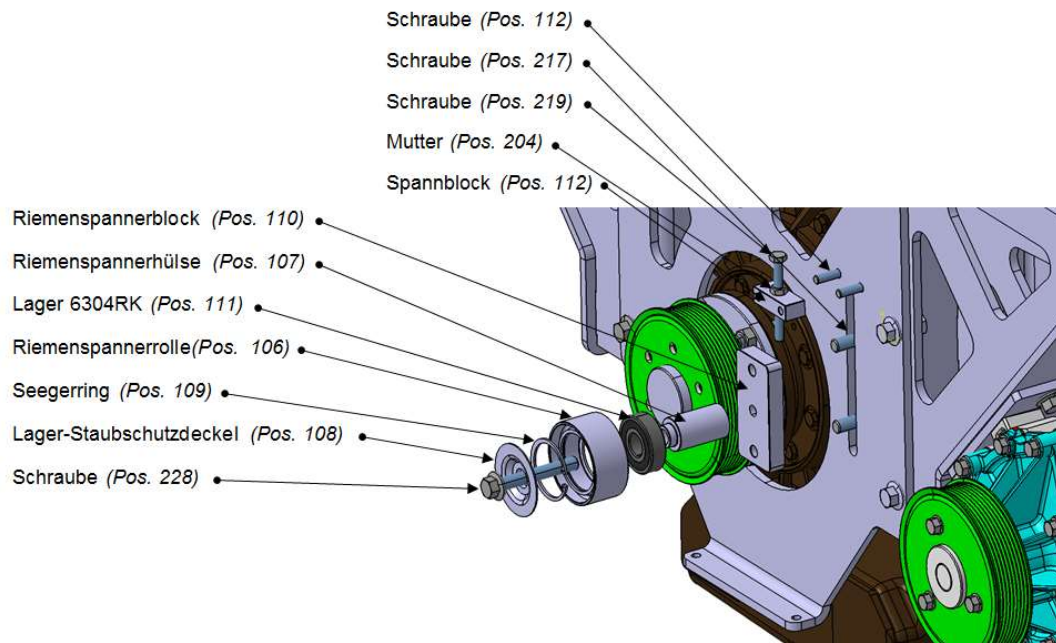
Der Riemenscheibenflansch (Pos. 104) besitzt an der Seite zum Retarder ebenfalls einen Absatz, wodurch dieser zum Retarderflansch zentriert ist. Die Befestigung erfolgt mit vier Schrauben (Pos. 226) und den dazu passenden Muttern (Pos. 207). Die Bohrungen für die Schrauben werden vom Retarderflansch übernommen.

Da nun beide Riemenscheiben angebaut sind, müssen diese zueinander ausgerichtet werden. Wie bereits in Kapitel 6.2.3 erwähnt, wird die Einstellung durch das Spiel in den Bohrungen der Retarderhalterung ermöglicht. Beim Einstellen muss nun die Keilrippenriemenscheibe (Pos. 185) an der Kühlmittelpumpe zur Riemenscheibe (Pos. 105) am Retarder ausgerichtet werden.

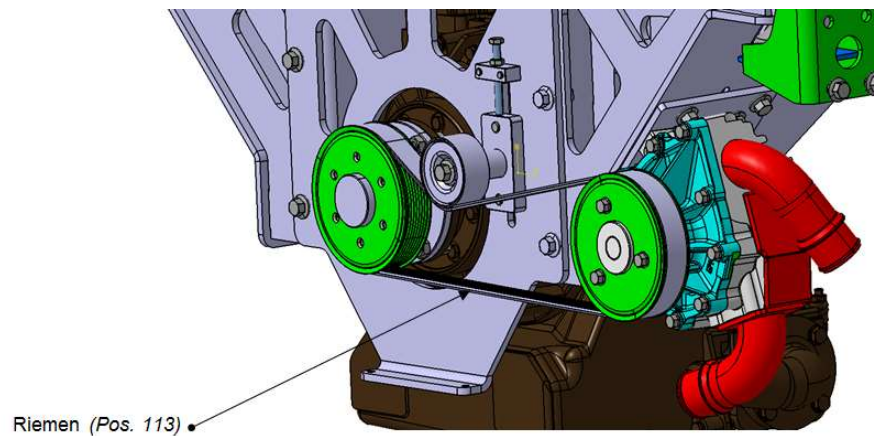


**Bild 6-27 Ausrichtung Keilrippenriemenscheiben, Quelle:** Eigene Darstellung

Damit der Riemen seine Leistung auch übertragen kann, ist die vorgeschriebene Vorspannkraft einzuhalten. Um dem Riemen eine entsprechende Vorspannung zu geben, ist ein Riemenspanner nötig. Die notwendigen Verstellwege des Riemenspanners werden dabei aus den Daten der Riemenberechnung nach Optibelt (Anhang D) entnommen.



**Bild 6-28** Aufbau Riemenspanner, Quelle: Eigene Darstellung



**Bild 6-29** Riemen in gespanntem Zustand, Quelle: Eigene Darstellung

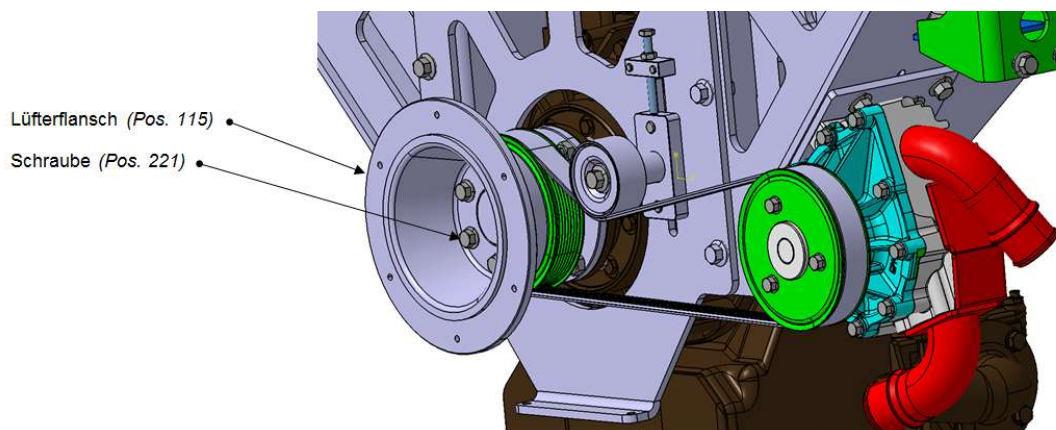
Der Aufbau des Riemenspanners ist relativ einfach gestaltet. Beim Spannen des Riemen müssen die beiden Schrauben (Pos. 217) locker sein. Nach dem Einlegen des Riemen (Pos. 113) kann nun mit der Schraube (Pos. 219) die Riemenvorspannung erfolgen. Dabei wird die Schraube (Pos. 219) eingeschraubt und drückt auf den Ri-



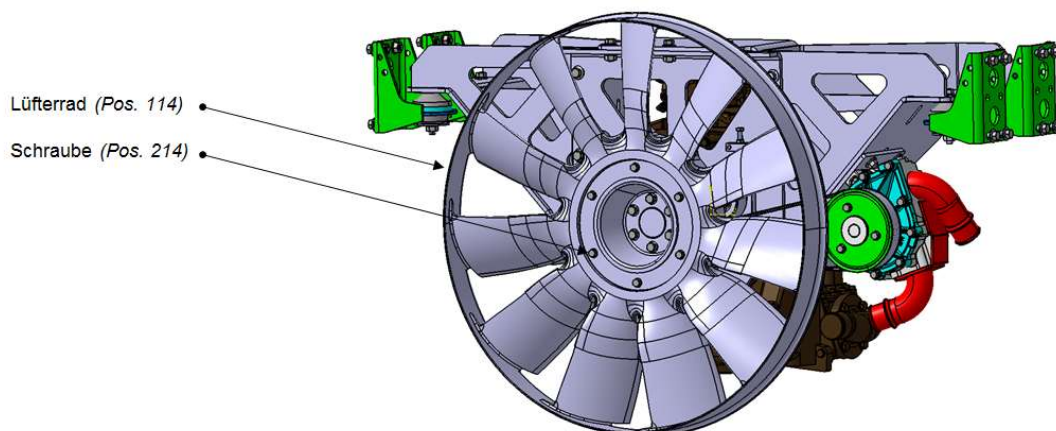
menspannerblock (Pos. 110), der in weiterer Folge über die Spannrolle (Pos. 106) den Riemen nach unten drückt und somit den Riemen vorspannt. Nachdem die erforderliche Vorspannkraft eingestellt ist, können die Schrauben (Pos. 217) festgezogen werden. Die Mutter (Pos.204) kann mit dem Spannblock (Pos.112) zusätzlich noch verspannt werden, wodurch die Schraube (Pos.219) gegen Verdrehung gesichert ist.

### 6.2.5 Lüfteranbindung

Um die Montage des Lüfterrads (Pos. 114) zu ermöglichen, wird ein Lüfterflansch (Pos. 115) benötigt. Üblicherweise ist das Lüfterrad über eine Visco-Kupplung an der Antriebswelle montiert. Der Lüfterflansch wird bei der Montage mit der Riemenscheibe (Pos. 105) am Riemenscheibenflansch (Pos. 104) festgeschraubt.



**Bild 6-30** Einbau Lüfterflansch, Quelle: Eigene Darstellung

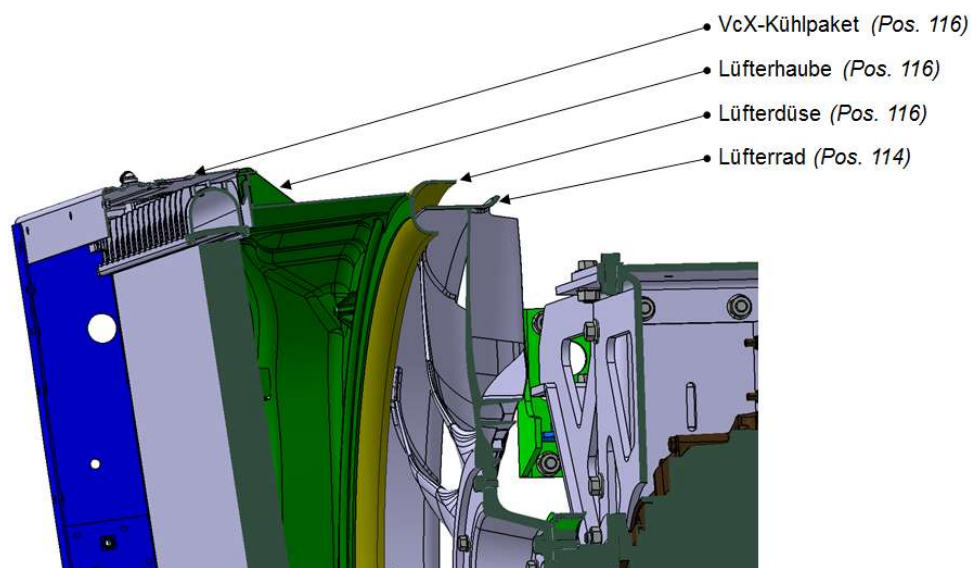


**Bild 6-31** Einbau Lüfterrad, Quelle: Eigene Darstellung

### 6.2.6 Kühleranbindung

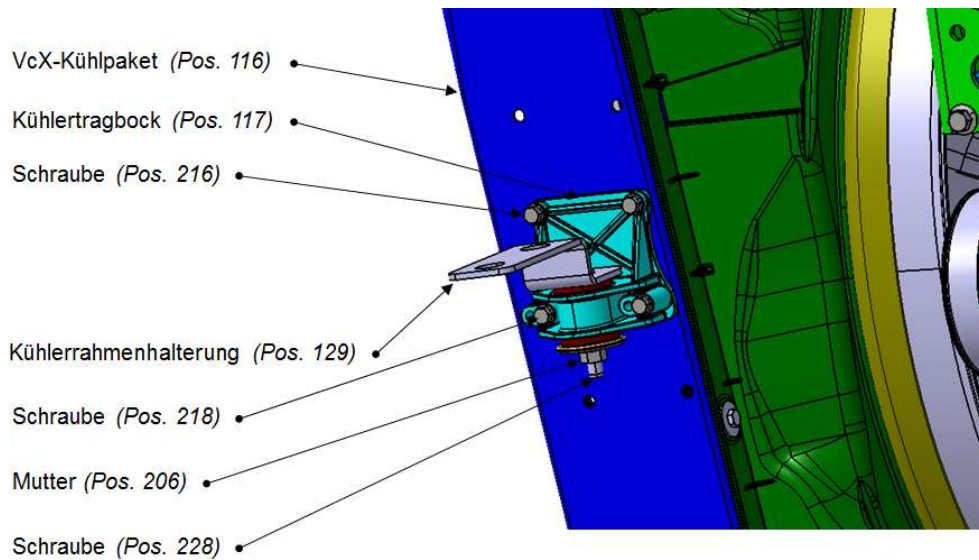
Das verwendete VcX-Kühlpaket wird in Serienfahrzeugen mit zwei Tragböcken und zwei Gelenkstangen montiert. Da der Kühler gut zwischen die beiden Längsträger des Aufliegers passt, kann die Art der Montage vom Serienfahrzeug für den Bremsanhänger übernommen werden.

Die Position des VcX-Kühlpakets (Pos. 116) am Bremsanhänger ist bereits durch die am Kühlpaket montierte Lüfterhaube (Pos. 116) festgelegt, da das Lüfterrad (Pos. 114) zur Öffnung in der Lüfterdüse koaxial ausgerichtet werden muss.



**Bild 6-32** Position Kühlpaket, Quelle: Eigene Darstellung

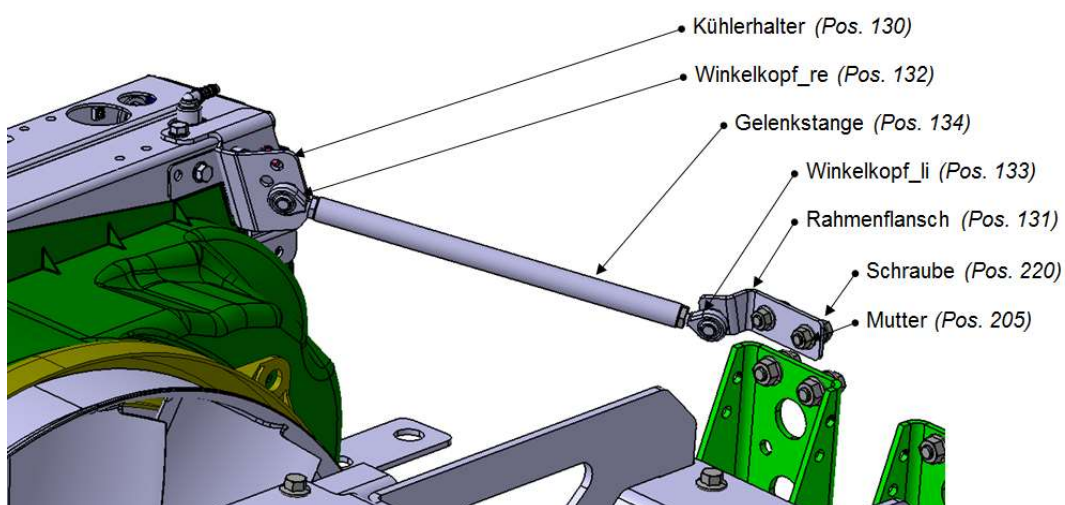
Die originalen Kühlertragböcke können für die Montage am Aufliegerrahmen übernommen werden. Um dies zu realisieren, müssen jedoch zwei identische Flansche (Pos. 129) angefertigt werden, die am Rahmenuntergurt angeschweißt werden. Damit das Kühlerpaket nach dem Schweißen zum Lüfterrad ausgerichtet werden kann, besitzt die Kühlerrahmenhalterung ein Langloch. Dadurch kann die Position des Kühlerpakets in Fahrzeuglängsrichtung eingestellt werden.



**Bild 6-33 Kühlertragbock mit Rahmenbefestigung, Quelle:** Eigene Darstellung

Die originalen Gelenkstangen für die Kühlpaketmontage passen nicht für den Auflieger und müssen daher neu angefertigt werden. Die dafür benötigten Winkelköpfe (Pos. 132 und 133) sind Zukaufteile und werden in die Gelenkstange eingeschraubt, wobei hier ein Winkelkopf ein links- und der andere ein Rechtsgewinde besitzt. Dadurch kann der Winkel des Kühlpakets zum Lüfterrad eingestellt werden.

Der Kühlerhalter (Pos. 130) auf der rechten Seite des Kühlpakets muss für die Montage noch leicht modifiziert werden. Für die Montierbarkeit des Gelenkkopfes muss dieser bei der Montage vor Ort noch leicht nachgebogen werden. Der linke Kühlerhalter bleibt unverändert im Originalzustand.



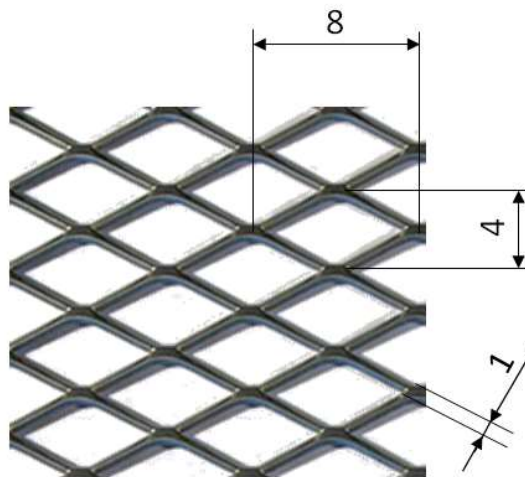
**Bild 6-34 Gelenkstange mit Rahmenbefestigung, Quelle:** Eigene Darstellung

### 6.2.7 Kühlerschutzgitter

An Serienfahrzeugen ist der Kühler durch ein Gewebegitter vor Verunreinigungen, Steinschlägen und Insekten geschützt. Dieses Gitter wird dabei nicht am Kühlerpaket, sondern am Fahrzeugrahmen montiert, wodurch es hier nicht verwendet werden kann, da es am Bremsanhänger keine Montagemöglichkeit dafür gibt.

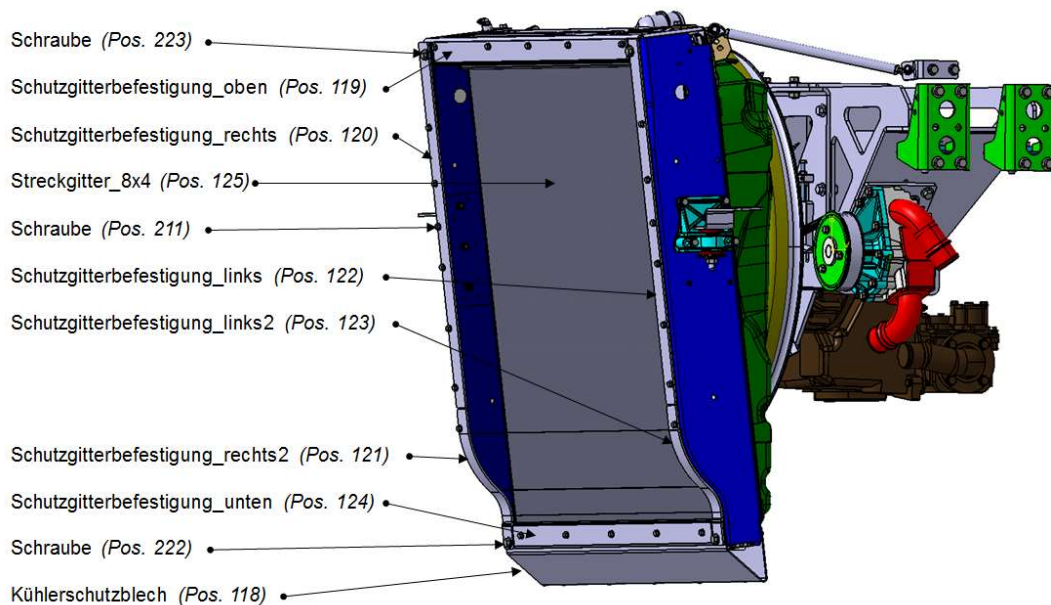
Am Bremsanhänger ist der Abstand des Kühlerpakets zur Fahrbahn geringer als am Serienfahrzeug. Hinzu kommt, dass es sich in unmittelbarer Nähe zur Hinterachse des Zugfahrzeugs befindet. In Bezug auf Verschmutzung und Steinschlaggefahr ist der Kühler am Bremsanhänger daher sehr widrigeren Bedingungen ausgesetzt. Deshalb wird anstatt des Gewebegitters ein sogenanntes Streckgitter verbaut, das den Kühler schützen soll. Um den bestmöglichen Schutz des Kühlers zu gewährleisten, wird die kleinstmögliche Maschengröße des Stahlgitters gewählt. Das Gitter wird von SPH-Stahlprodukte bezogen und weist eine Maschenweite von 8x4mm auf. Stegbreite und Stegdicke betragen dabei 1mm. (SPH Stahlprodukte GmbH & Co. KG, 2016)

Der freie Querschnitt darf dabei nicht unberücksichtigt bleiben, da dieser einen großen Einfluss auf die abführbare Wärme des Kühlsystems hat. Da das gewählte Streckgitter aber den selben freien Querschnitt von 50%, wie das Original Gewebegitter aufweist, ändert sich nichts an den berechneten Werten des Kühlsystems in Kapitel 5.4.3.3.



**Bild 6-35** Streckgitter 8x4; Quelle: (SPH Stahlprodukte GmbH & Co. KG, 2016)

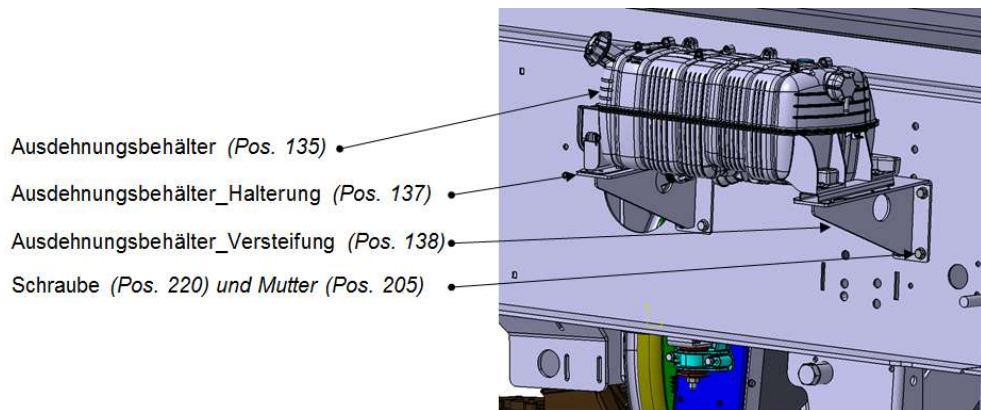
Das Streckgitter wird mit Hilfe von Flachstahlstreifen auf den Rahmen des Kühlerpakets geschraubt und geklemmt. Da die Wassersammelkästen des Kühlers zum Teil aus Kunststoff bestehen, wird der in Fahrbahnnähe befindliche untere Kasten zusätzlich noch mit einem Kühlerschutzblech (Pos. 118) geschützt.



**Bild 6-36** Kühlerschutz, *Quelle:* Eigene Darstellung

### 6.2.8 Ausdehnungsbehälter

Da sich das Kühlmittel bei steigender Temperatur ausdehnt und somit auch den Druck im Kühlsystem erhöht, wird zum Volumenausgleich ein Ausdehnungsbehälter benötigt. Dieser Behälter nimmt die überschüssige Menge des Kühlmittels auf und gibt sie bei Bedarf wieder ab, zusätzlich definiert er den Vordruck im Kühlkreislauf. Der Bauraum unter der Stahlmulde des Aufliegers lässt den Einbau des Ausdehnungsbehälters am VcX-Kühlpaket - wie am Original - nicht zu. Dieser wird daher abgebaut und am Rahmen montiert. Damit dieser leicht befüllt werden kann, wird er gut zugänglich außen am Aufliegerrahmen angebracht. Für die Montage werden zwei neue Stützen angefertigt. Diese werden am Rahmen so positioniert, dass der Pegelstand im Ausdehnungsbehälter über dem höchsten Punkt des Kühlers liegt. Damit wird erreicht, dass der Kühler und somit auch das gesamte Kühlsystem vollständig entlüftet werden kann.



**Bild 6-37** Ausdehnungsbehälter, Quelle: Eigene Darstellung

### 6.2.9 Verrohrung Kühlsystem

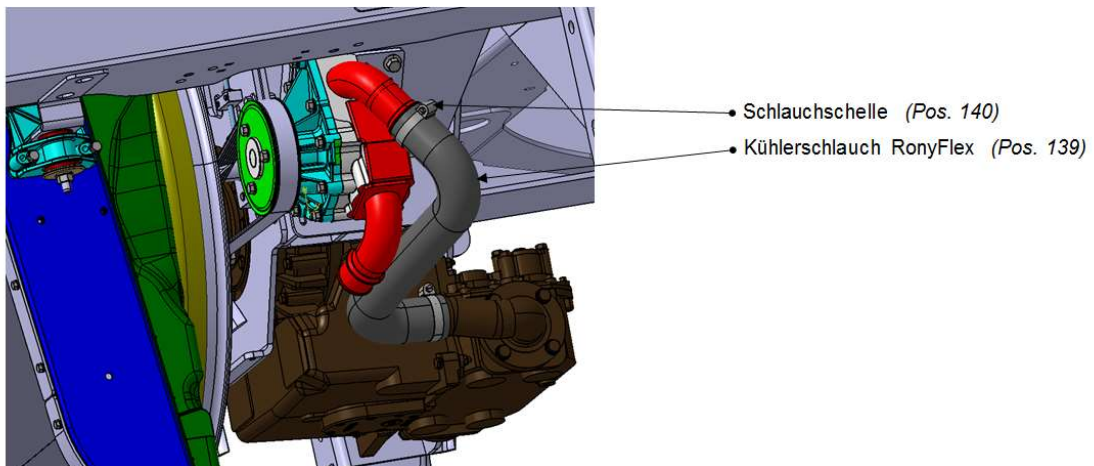
Für die Fertigstellung des Retarderpakets fehlt noch die Verrohrung des Kühlsystems. Bei der Wahl der Schläuche muss darauf geachtet werden, dass diese temperaturbeständig ausgeführt sind. Beim Einbau der Schläuche dürfen die maximalen Biegeradien nicht überschritten werden, da diese sonst knicken. Das Knicken würde die Durchflussmenge des Kühlmittels und damit die Kühlleistung verringern.

Bei der Verbindung von Pumpendruckseite und Retardereinlass kommt es zu den engsten Biegeradien. Da diese mit einem gewöhnlichen Gewebeschlauch nicht bewerkstelligt werden können, werden spezielle Spiralschläuche verbaut, die kleine Biegeradien zulassen ohne zu knicken. Diese sogenannten RonyFlex-Schläuche sind bis 120°C temperaturbeständig und für die Anwendung in Kühlsystemen konzipiert.



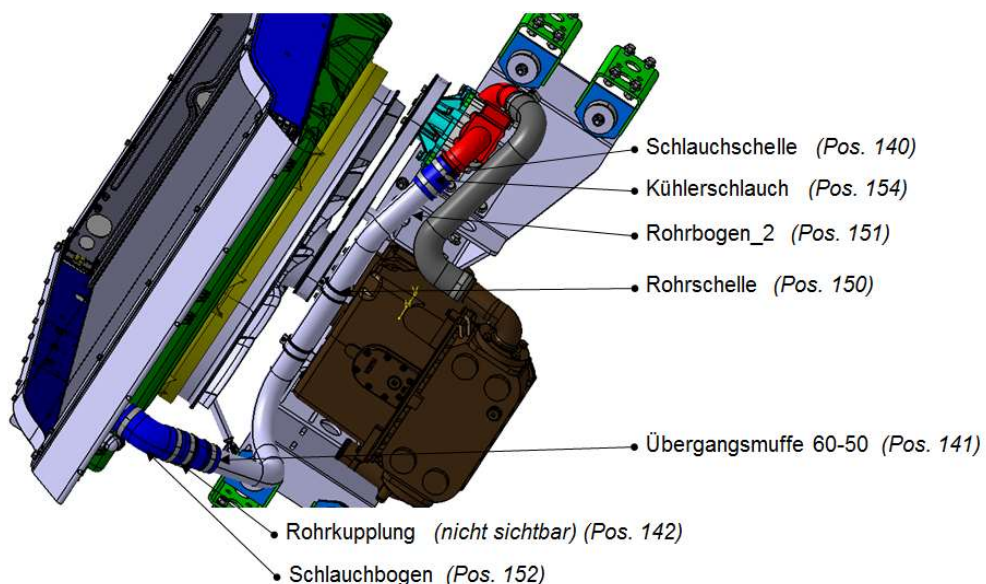
**Bild 6-38** Beispielbild RonyFlex Spiralschlauch, Quelle: [www.hydra.dk](http://www.hydra.dk)

Für die Verbindung zwischen Kühlmittelpumpe und Retarder wird ein RonyFlex-Schlauch mit einer Gesamtlänge von 550mm benötigt. Fixiert wird dieser mit handelsüblichen Schlauchschellen (Pos. 140).

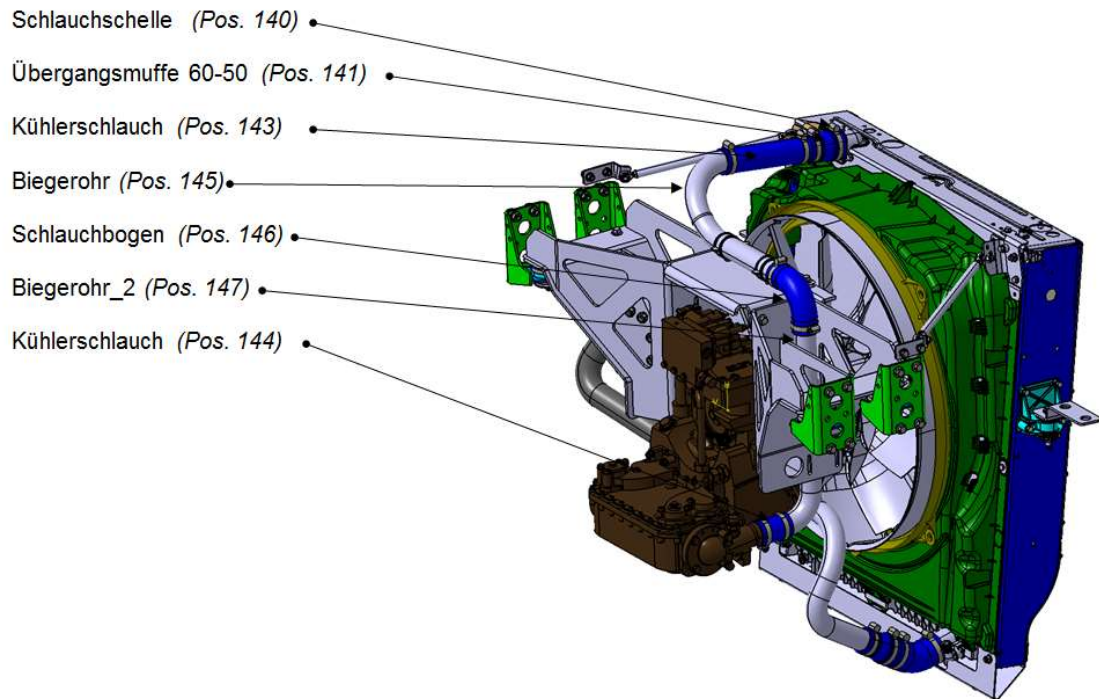


**Bild 6-39** Einbau Kühlerschlauch RonyFlex, Quelle: Eigene Darstellung

Die Verbindung der weiteren Anschlüsse wird mit dünnwandigen Rohren und Schlauchbögen ausgeführt, da bei den großen Leitungslängen die Befestigung der RonyFlex-Schläuche an der Retarderhalterung schwer machbar ist. Für einen sachgerechten Sitz der Schlauchbögen wird an den Rohren eine Sicke nach MAN Norm M3103-1 angebracht. Die Schlauchbögen werden, wie auch der RonyFlex-Schlauch mit Schlauchschellen befestigt. Am Kühlerein- und austritt wird der Leitungsdurchmesser von 60mm auf 50mm reduziert, da dieser dem Durchmesser am Retarderein- bzw. -austritt entspricht.

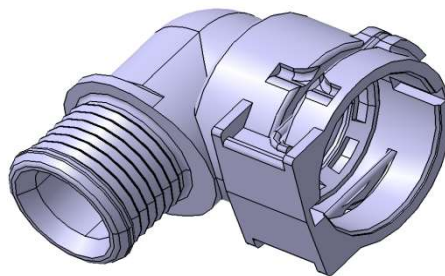


**Bild 6-40** Verrohrung Kühleraustritt mit Pumpenseite, Quelle: Eigene Darstellung



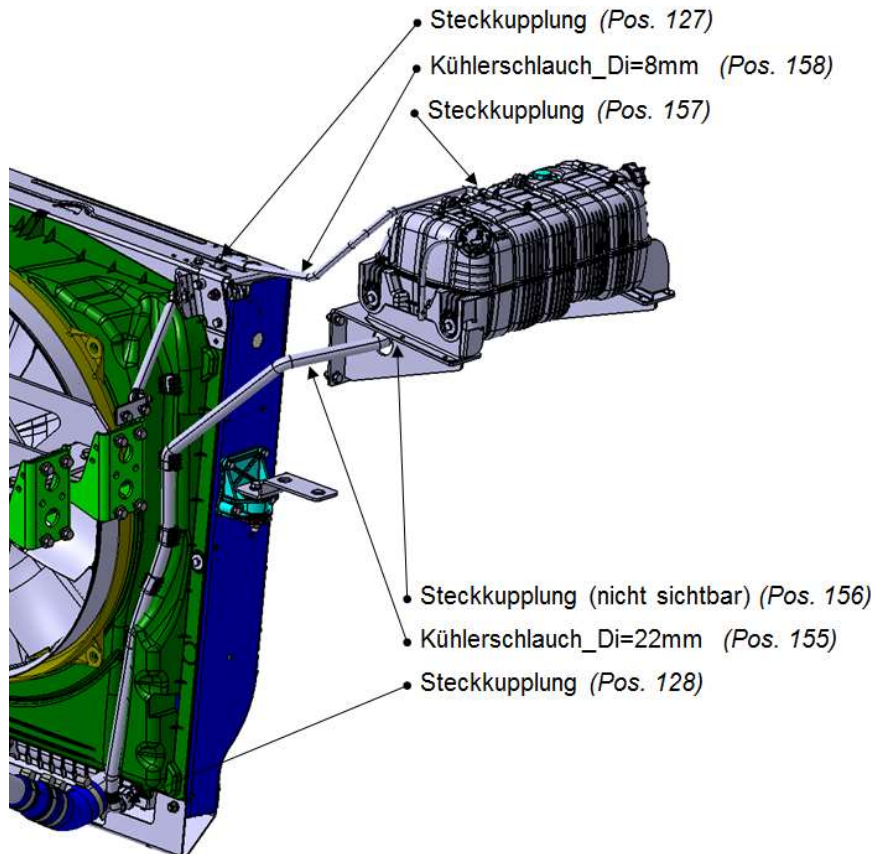
**Bild 6-41** Verrohrung Retarderaustritt mit Kühlereintritt, Quelle: Eigene Darstellung

Die Anbindung des Ausdehnungsbehälters erweist sich als einfach, da sich am Kühler und am Ausdehnungsbehälter Steckkupplungsanschlüsse befinden. Die dafür passenden NORMAQUICK Kupplungen werden auf die neuen temperaturfesten Schläuche aufgeschoben. Die neuen Schläuche werden anschließend wieder genau so angeschlossen wie am originalen VcX-Kühlpaket.



**Bild 6-42** Steckkupplung NORMAQUICK\_PS3\_NW16\_90Grad (Pos. 128), Quelle: Eigene Darstellung





**Bild 6-43** Verrohrung Ausdehnungsbehälter, Quelle: Eigene Darstellung

### 6.2.10 Einbau Gelenkwelle

Nach der Fertigstellung des Retarderpakets fehlt noch seine Verbindung zur Achse, die mittels einer Gelenkwelle hergestellt wird. Die Werte, die für die Gelenkwellenberechnung benötigt werden, wurden bereits ermittelt und sind in Anhang E aufgelistet.

An der Achse und am Retarder befinden sich Flansche mit einer Kreuzverzahnung (Bild 5-17). Aus diesem Grund muss die Gelenkwelle an beiden Enden mit den Gegenstücken ausgestattet sein, die nach DIN ISO 12667 ausgeführt sind.

Die Werte aus Anhang E wurden an den Gelenkwellenhersteller ELSO Elbe GmbH & Co. KG übergeben, welcher in weiterer Folge eine Gelenkwellenauslegung durchführte.

Da der Beugungswinkel und die Belastung durch den Retarder sehr groß sind, erreicht die stärkste Gelenkwelle des Herstellers eine Lagerlebensdauer von 800 Stunden<sup>28</sup>.

<sup>28</sup> Aus schriftlicher Antwort nach Anfrage einer Gelenkwellenauslegung bei dem deutschen Hersteller ELSO Elbe GmbH & Co. KG vom 16.9.2016.

Diese Lebensdauer ergibt sich im Einsatz mit permanentem Betrieb mit maximaler Bremskraft bei der Fahrzeughöchstgeschwindigkeit  $v_{Max}$ . Die Höchstgeschwindigkeit wird auf der ECS-Teststrecke aber kaum erreicht.

Da Firma ELSO Elbe keine stärkere Gelenkwelle zur Verfügung stellen kann, wird die von ihnen vorgeschlagene Gelenkwelle verbaut.



**Bild 6-44** ELSO-Elbe Gelenkwelle, Quelle: Eigene Darstellung

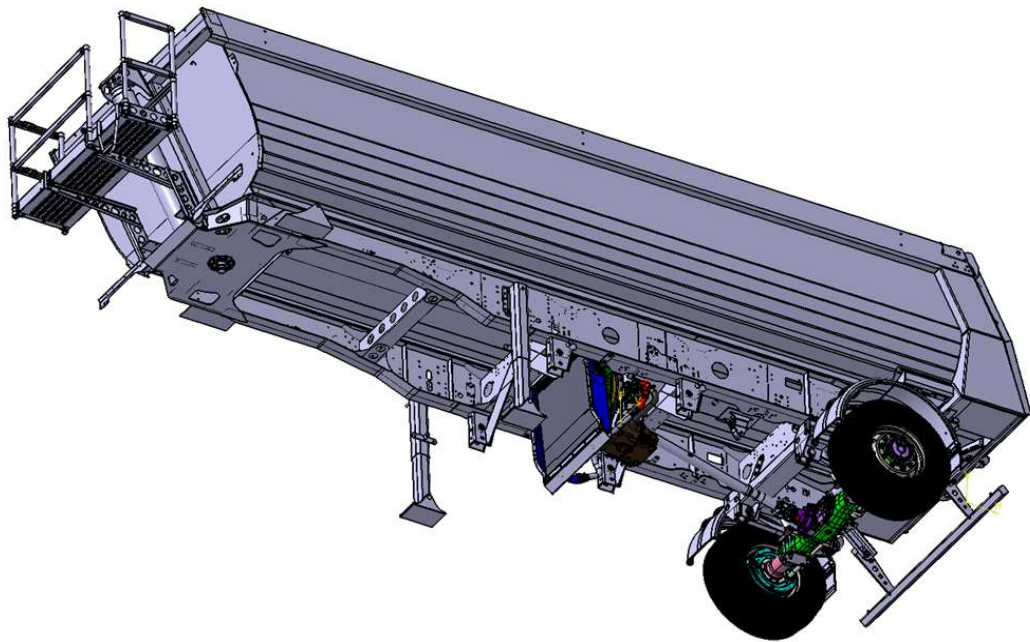
Die genaue Bezeichnung der verwendeten Gelenkwelle in der ausgeführten Konstruktion lautet: ELSO-Elbe 0.117.110.0701

Nach Überschreitung der Lagerlebensdauer muss jedoch nicht die komplette Gelenkwelle ersetzt werden. Für die Reparatur der Gelenkwelle müssen lediglich die Lager der Kreuzgelenke erneuert werden.

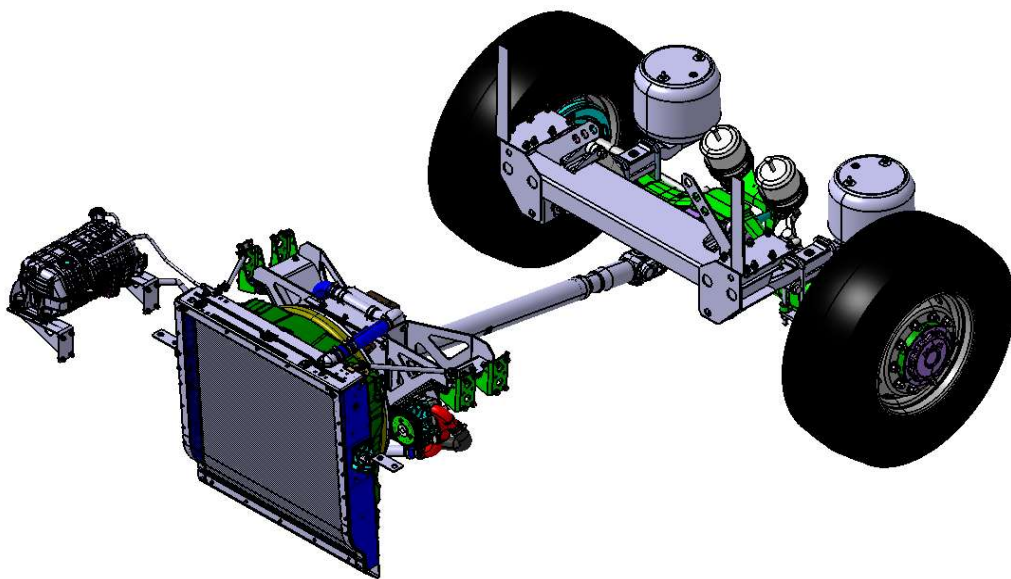
Aufgrund der geringen Lebensdauer der Gelenkwellenlager sollte die regelmäßige Prüfung der Gelenkwelle in die Betriebsanweisung des Bremsanhängers aufgenommen werden.

### 6.3 Bremsanhänger

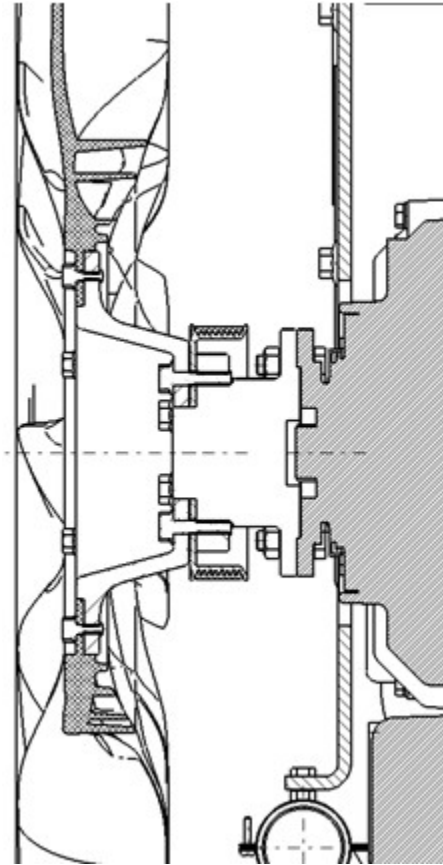
Mit dem Einbau der Gelenkwelle ist die Konstruktion abgeschlossen. Sämtliche CAD-Daten werden an die verantwortliche MAN-Abteilung übergeben. Für die Organisation dienen die Stücklisten (Anhang F, G) womit jedes Bauteil am Bremsanhänger exakt bestimmt werden kann.



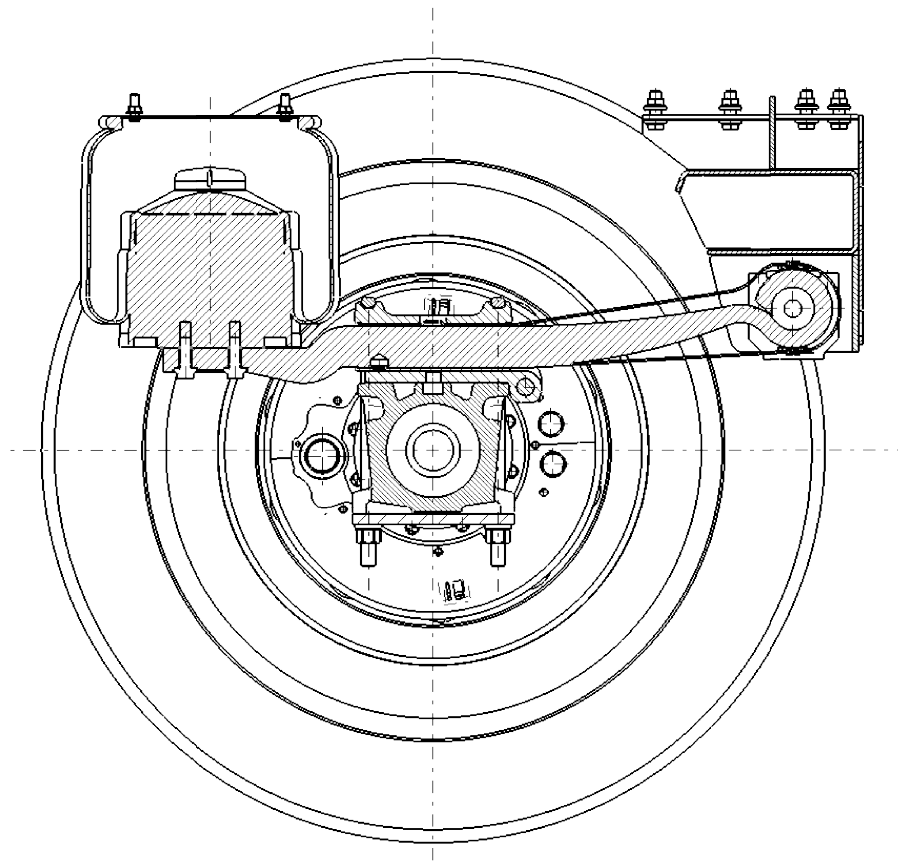
**Bild 6-45** Fertige Bremsanhängerkonstruktion, Quelle: Eigene Darstellung



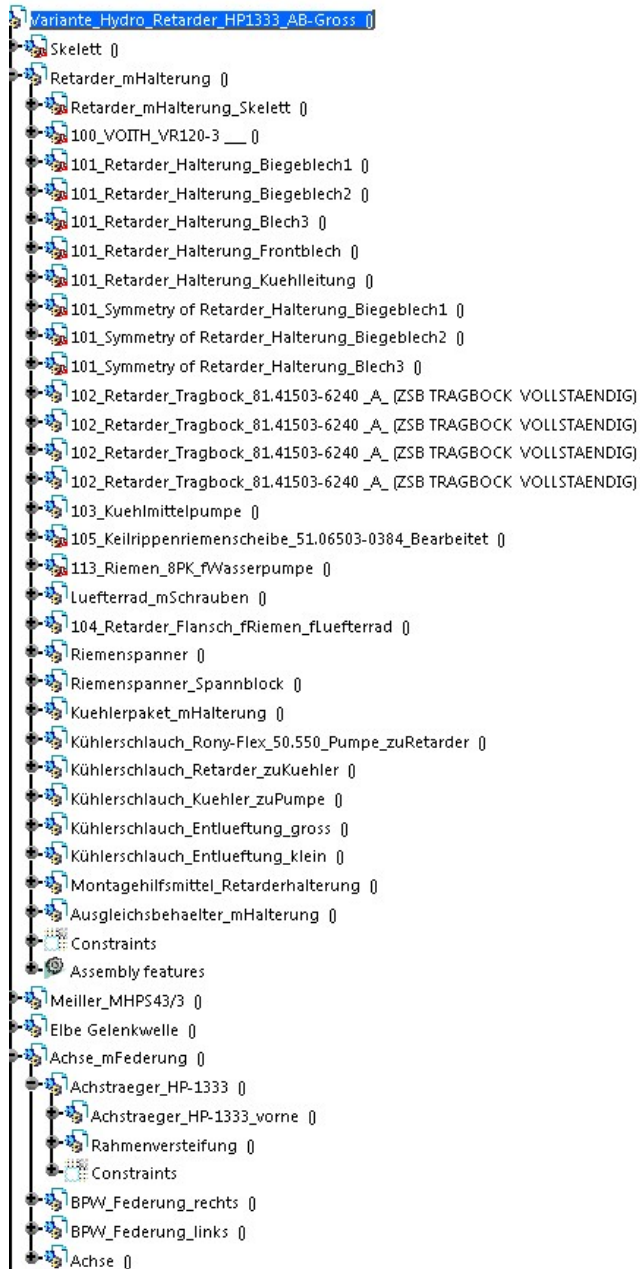
**Bild 6-46** Gesamtpaket das für den Umbau zum Bremsanhänger , Quelle: Eigene Darstellung



**Bild 6-47** Schnitt durch Lüfterrad (Pos. 114), Quelle: Eigene Darstellung



**Bild 6-48** Schnitt durch Lenkerfeder (Pos. 1), Quelle: Eigene Darstellung



**Bild 6-49** Aufbau der Produktstrukturierung in Catia V5, Quelle: Eigene Darstellung

In Bild 6-49 sieht man den groben Aufbau der Produktstrukturierung der ausgeführten Konstruktion in Catia V5. In den einzelnen Produkten findet man die jeweiligen Parts, mit den dazugehörigen Positionsnummern. Die Positionsnummer wurde dabei in den Partnamen integriert. Für nähere Informationen zu einem bestimmten Part, kann mit der Positionsnummer in den Stücklisten (Anhang F, G) nachgeschlagen werden

## 7. Zusammenfassung und Ausblick

Bei der Prototypenerprobung werden häufig Gebirgsfahrten unternommen um Belastungstest im Grenzbereich durchführen zu können. Diese Tests sind kostenintensiv und zeitaufwendig, jedoch für Fahrzeughersteller zwingend notwendig. Die Benutzung von öffentlichen Straßen führt aber zu einem geringen Maß an Reproduzierbarkeit, da der Verkehr jede Messung stört. Zusätzlich zwingt der Straßenverlauf zur Rücknahme der Motorlast an Kurven.

Mit einem Bremsanhänger kann die Reproduzierbarkeit von Messungen deutlich gesteigert werden. Besonders beim Einsatz auf einer Teststrecke, da hier die Störfaktoren Verkehr und Straßenverlauf entfallen. Darüber hinaus können rasch simulierte Änderungen der Beladungssituationen am Fahrzeug vorgenommen werden.

Das WRG-Prototypenfahrzeug von MAN darf nur auf Teststrecken und nicht auf öffentlichen Straßen betrieben werden. Der Testbetrieb auf Teststrecken ist jedoch nicht zwangsläufig negativ, da auf diese Weise die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse steigt.

Die Erprobung des WRG-Prototypenfahrzeugs von MAN soll mit Bremsanhänger auf der Teststrecke von ECS in St. Valentin durchgeführt werden. Da die Teststrecke jedoch sehr enge Kurvenradien aufweist und ein Betrieb des Prototypenfahrzeugs bei konstant hohen Geschwindigkeiten nicht möglich ist, ist es notwendig, den Bremsanhänger speziell darauf abzustimmen.

Das erstellte Bremsauflegerkonzept dieser Arbeit benutzt als Basis einen handelsüblichen 3-achsigen Meiller Kippsattelaufleger, der zu einem Bremsanhänger umgebaut wird. Beim Umbau des Auflegers wird besonders darauf geachtet, dass möglichst viele In-House (MAN) Komponenten zum Einsatz kommen und bereits vom Aufleger vorhandene Bauteile weiterverwendet werden. Dadurch ergibt sich ein hohes Einsparungspotential bei den Umbaukosten. Am Aufleger werden alle Achsen demontiert und durch eine angetriebene MAN-Hinterachse ersetzt, da die originalen Auflegerachsen - im Gegensatz zur MAN Hinterachse - kein Achsgetriebe besitzen. Ein Achsgetriebe ist für die Anbindung einer Dauerbremsanlage, die am Auflegerrahmen montiert wird, zwingend notwendig. Zur Übertragung des Bremsmoments werden Achse und Dauerbremsanlage mit einer Gelenkwelle verbunden. Aufgrund unterschiedlicher Federspurbreiten kann die MAN Hinterachse nicht ohne Umbauarbeiten am Aufleger montiert werden. Für die Anbindung der Hinterachse ist daher die Konstruktion eines Querträ-

gers erforderlich. Dieser Querträger wurde mit Hilfe von CATIA V5 Structural Analysis einer FEM-Berechnung unterzogen. Dabei werden die Vergleichsspannungen am originalen Auflieger mit jenen der Neukonstruktion verglichen.

Eine wichtige Anforderung an den Bremsanhänger ist, dass er bei einer eventuell auftretenden Störung des Prototypenfahrzeugs sofort angehalten werden muss. Der Bremsanhänger muss also dafür ausgelegt sein, ohne Nachlaufzeit abgestellt zu werden. Mit Wirbelstrombremsen als Dauerbremsanlage könnte diese Anforderung zwar erfüllt werden, jedoch nur mit erhöhtem Bauaufwand. Das Problem liegt prinzipbedingt darin, dass bei Wirbelstrombremsen Bremskraftherzeugung und Energieumwandlung/Wärmeabfuhr baulich nicht getrennt sind. Daher kommt es zu einer sehr hohen thermischen Belastung in der Bremse. Muss das Fahrzeug nun unerwartet gestoppt werden, fällt die Kühlwirkung der luftgekühlten Rotoren weg und die Bremse kann Hitzeschäden erleiden. Durch den Einsatz eines hydrodynamischen Retarders als Dauerbremsanlage werden die Anforderungen an den Bremsanhänger erfüllt, da hier Bremskraftherzeugung und Wärmeabfuhr voneinander getrennt sind. Zusätzlich muss ein komplettes Kühlsystem aufgebaut werden, das für die Wärmeabfuhr benötigt wird. Ein Nachteil dieser Dauerbremsanlage im Vergleich zur Wirbelstrombremse ist sein trägeres Ansprechverhalten bei Laständerungen. Da das WRG-System am Prototypenfahrzeug aber auch träge reagiert, hat dieser Nachteil auf den Testbetrieb keinen entscheidenden Einfluss.

Mit dem verbauten Voith 120-3 Retarder ist es möglich das Prototypenfahrzeug, basierend auf einem MAN TGX 18.440, definiert und stufenlos bis zu seiner maximalen Motorleistung zu belasten. Da das Fahrzeug jedoch ein sehr hohes Zugkraftpotential aufweist, ist die volle Auslastung des Motors auf die Gänge 9-12 begrenzt. Mit der gewählten Konfiguration aus Kühlsystem und Achsgetriebeübersetzung reicht die Kühlleistung nicht aus für einen permanenten Betrieb mit maximaler Motorleistung im 9.Gang. Das VERA-Retardersteuergerät reduziert aber im Falle einer zu hohen Kühlmitteltemperatur die Bremsleistung automatisch. Dadurch wird ein Überhitzen des Kühlsystems verhindert. Infolge der Kühlmitteltemperatur steuert es nur so viel Bremsmoment frei, dass die Kühlmitteltemperatur nicht weiter ansteigt.

Der Bremsbetrieb wird ebenfalls vom VERA-Steuergerät geregelt. Es ist mit einem Handhebel in der Fahrzeugkabine verbunden, wobei zwischen 4 vorgewählten Bremsstufen ausgewählt werden kann. Zusätzlich kann am Bremshebel ein „Bremsomat“ aktiviert werden, der es ermöglicht das Fahrzeug mit konstanter Geschwindigkeit bei Laständerung zu bewegen. Dies ist natürlich nur möglich, solange die Bremskraft des



Bremsanhängers höher ist, als die Zugkraft des Fahrzeugs. Wie bereits erwähnt, ist das bei den Fahrzeuggängen 9-12 der Fall. Für das Abfahren von Lastprofilen ist eine Verstellung der Bremskraft erforderlich; dafür ist die Generierung eines Spannungssignals notwendig. Dieses Spannungssignal kann in weiterer Folge vom VERA-Steuergerät in eine definierte Bremskraft am Retarder umgewandelt werden. Die Generierung des Spannungssignals wird in dieser Arbeit nicht thematisiert.

Der original verbaute Bremsmodulator am Auflieger ist für die Regelung der Anhängerbremse notwendig. Im Modulator ist die Regelung von ABS, RSS und ALB integriert. Der Modulator kann zwar während einer ABS-Bremmung den Retarder deaktivieren und ein Blockieren der Räder verhindern, jedoch nur bei aktiver ABS-Regelung. Im Testbetrieb, wenn nur der Retarder aktiv bremst, kann der Modulator den Retarder nicht deaktivieren.

Ausblick: Sollte es zwingend erforderlich sein, dass die Dauerbremsanlage ABS-gelockt sein muss, ist es möglich den Modulator zu tauschen. Einige Hersteller bieten Modulatoren mit Retarderansteuerung an, jedoch müsste am Bremsanhänger eine zusätzliche Achse montiert werden. Diese Umbaumaßnahme wäre notwendig, da diese Modulatoren 4 Radsensoren benötigen, am einachsigen Bremsauflieger jedoch nur 2 verbaut werden können. Eine weitere Möglichkeit wäre es ein Rad mit 2 ABS-Sensoren auszustatten, dies bedarf jedoch einer genaueren Überprüfung.

Der Bremsanhänger ist mit der gewählten Achsübersetzung auf die Teststrecke in St. Valentin abgestimmt. Für Teststrecken mit größeren Kurvenradien wird empfohlen, die Achsübersetzung kleiner zu wählen, da somit der Fahrwiderstand und durch die verringerte Drehzahl die Lebensdauer der Gelenkwelle steigt.

Nach Rücksprache mit einem Ziviltechniker ist der Bremsanhänger in der in dieser festgelegten Konfiguration für den Betrieb auf abgesperrten Teststrecken einsetzbar. Für den Einsatz auf öffentlichen Straßen müssen noch folgende Punkte erarbeitet werden:

- Detaillierter Festigkeitsnachweis
- ABS im reinen Retarderbetrieb
- Bremslicht im Testbetrieb
- Fangvorrichtung für Gelenkwelle

Über eine mögliche Realisierung des Bremsanhängers wird bei MAN Truck & Bus Österreich GesmbH im Jahr 2017 entschieden.

## Quellen- und Literaturverzeichnis

- BPW. (August 2007). *Luftfedersysteme für BPW Fahrwerke*. Abgerufen im April 2016 von bpw.de: <https://www.bpw.de/fileadmin/data/downloads/BPW-EA-Luft-1022701d.pdf>
- BPW Bergische Achsen Kommanditgesellschaft. (Juli 2016). *Datenblatt HSFALO 9010 V36K/V36*.
- Dipl.-Ing. Ralf Binnenbruck, D.-I. G. (April 2011). Bremsanhänger als Werkzeug für die Ortsunabhängige Fahrzeugerprobung. *ATZ extra*, S. 65-67.
- Erich Hoepke, P. D.-I. (2012). *Nutzfahrzeugtechnik, 7. Auflage*. Weinheim : Springer.
- Frey, D.-I. C. (1992). *Einsatz von Retardern in der Betriebsbremsanlage von zweigliedrigen Lastzügen* (Bd. FAT Schriftenreihe Nr.95). Frankfurt: FAT.
- Gottfried Raab, J. H. (Juni 2016). *ecs.magna.com*. Von Kühlsystementwicklung im PKW mit Unterstützung von Simulationswerkzeugen: [https://www.google.at/search?q=K%C3%BChlsystementwicklung+im+PKW+mit+Unterst%C3%BCtzung+von+Simulationswerkzeugen&ie=utf-8&oe=utf-8&client=firefox-b-ab&gfe\\_rd=cr&ei=wmksWOTjJpTc8AeVhZq4AQ](https://www.google.at/search?q=K%C3%BChlsystementwicklung+im+PKW+mit+Unterst%C3%BCtzung+von+Simulationswerkzeugen&ie=utf-8&oe=utf-8&client=firefox-b-ab&gfe_rd=cr&ei=wmksWOTjJpTc8AeVhZq4AQ) abgerufen
- Günther, K. (Februar 2016). Voith Retarder 120-3 FE im MAN TGL/TGM Präsentation(ppt).
- Higler u. Kern Industrieelektronik. *Higler u. Kern Industrieelektronik*. Abgerufen im September 2016 von [http://www.hilger-kern.de/fileadmin/user\\_upload/Broschuere\\_Trummeter\\_130514.pdf](http://www.hilger-kern.de/fileadmin/user_upload/Broschuere_Trummeter_130514.pdf)
- KL-Maschinenbau. (März 2016). *kl-maschinenbau.de*. Abgerufen im März 2016 von Zapfwellenleistungsbremse PT 301: <http://www.kl-maschinenbau.de/dynamometer600.html>
- Kloft Retarder Deutschland GmbH. (Februar 2016). *kloft-retarder.de*. Abgerufen im Februar 2016 von Kloft P10: <http://www.kloft-retarder.de/>
- Koehldorfer, W. (2010). *Finite-Elemente-Methoden mit CATIA V5/ SIMULIA, 3.Auflage*. Hanser.
- MAGNA. (Juni 2016). *KULI Software*. Von <http://www.kuli-software.com>

- Menny, K. (2006). *Strömungsmaschinen - Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen*, 5. Auflage. Teubner.
- Optibelt. (April 2016). *Technisches Handbuch Keilrippenantriebe*. Abgerufen im April 2016 von [http://www.optibelt.com/uploads/tx\\_huxariaproducts/TH\\_RB\\_D\\_2013\\_03.pdf](http://www.optibelt.com/uploads/tx_huxariaproducts/TH_RB_D_2013_03.pdf)
- Paul, W. (2014). *Konstruktive Ausarbeitung der Gesamtsystemintegration eines Rankine-Kreislaufs zur Abwärmenutzung in Nutzfahrzeugen*. Steyr: Diplomarbeit bei MAN Steyr.
- Prof. Dr.-Ing Konrad Reif, D.-I.-H. D. (2011). *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*, 27. Auflage . Vieweg + Teubner.
- Prof. Dr.-Ing. Bert Breuer, P. D.-I. (2012). *Bremsenhandbuch*, 4. Auflage. Springer.
- SPH Stahlprodukte GmbH & Co. KG. (Juni 2016). *SPH-Stahlprodukte*. Abgerufen im Juni 2016 von <https://www.stahlprodukte.com/de/produkte/streckgitter/streckgitter/>
- Stefan Breuer, A. R.-K. (2015). *Fahrzeugdynamik, Mechanik des bewegten Fahrzeugs*. Heiligenhaus: Springer Vieweg.
- Voith. (Februar 2016). *Voith Magnetarder*. Abgerufen im Februar 2016 von voith.com: <http://voith.com/de/produkte-leistungen/antriebstechnik/retarder-bus/voith-magnetarder-10466.html>
- Voith Turbo Antriebstechnik. (2015). Technische Daten VR120-3. In *FBII.1.9.1.007*.
- Voith Turbo Antriebstechnik. (2016). *Service Handbuch Voith Retarder 120-3*. Vers. 53.2676.10.
- Volke. (Februar 2016). *volke.com*. Abgerufen im Februar 2016 von <http://www.volke.com/kompetenzfelder/versuch/bremsanhaenger/>
- WABCO. (August 2016). *TBSE Systembeschreibung*. Abgerufen am August 2016 von <http://www.wabco.info/i/542>
- Wabco TBSE Systembeschreibung. (Juni 2016). *wabco-auto.com*. Abgerufen im Juni 2016 von [inform.wabco-auto.com/intl/pdf/815/00/93/8150200933.pdf](http://inform.wabco-auto.com/intl/pdf/815/00/93/8150200933.pdf)

Westfalia. (Februar 2016). *Westfalia Bremsanhänger BA10K*. Abgerufen im Februar 2016 von <http://www.westfalia-trailer.eu/westfalia-produktpalette/bremsanhaenger.html>

# Abbildungsverzeichnis

BILD 1-1 ENERGIEFLUSSDIAGRAMM EINES LKW-MOTORS IM LANGSTRECKENBETRIEB .....	14
BILD 1-2 ANBAUTEILE DES WRG-SYSTEMS AM PROTOTYPENFAHRZEUG .....	16
BILD 2-1 VOLKE VBA15.....	18
BILD 2-2 FERNBEDIENUNG FÜR VOLKE BREMSANHÄNGER.....	19
BILD 2-3 WESTFALIA BA10K.....	19
BILD 2-4 FUNKTIONSDARSTELLUNG WESTFALIA BA10K.....	20
BILD 2-5 ZUGKRAFTKENNFELD WESTFALIA BA10K.....	20
BILD 2-6 PROTOTYP BREMSSATTELAUFLIEGER KLOFT.....	21
BILD 2-7 PROTOTYP BREMSSATTELAUFLIEGER FRENELSA .....	22
BILD 3-1 BEISPIEL FÜR SATTELAUFLIEGER.....	24
BILD 3-2 EINBAUVORSCHLÄGE FÜR KÖNIGSZAPFEN.....	25
BILD 3-3 SATTELPLATTE MIT HILFSRAHMEN ZUR MONTAGE AM ZUGFAHRZEUGRAHMEN.....	26
BILD 3-4 ARBEITSBEREICHE VON KONVENTIONELLEN MOTORBREMSYSTEMEN UND RETARDERN IN EINEM 40T LASTZUG .....	27
BILD 3-5 HYDRODYNAMISCHER RETARDER.....	28
BILD 3-6 ELEKTRODYNAMISCHER RETARDER .....	29
BILD 3-7 FUNKTIONSWEISE MAGNETARDER.....	30
BILD 3-8 MAGNETARDER MIT ANTRIEBSSTRANG.....	31
BILD 4-1 FRENELSA SEMI-TRAILER-AXLE FT400 .....	32
BILD 4-2 AUFBAU KONZEPT A.....	33
BILD 4-3 AUFBAU KONZEPT B.....	33
BILD 4-4 ENERGIEBEDARF EINES 40T SATTELZUGS BEI VERSCHIEDENEN EINSATZARTEN.....	35
BILD 4-5 ANTRIEBSSTRANG MIT BEZEICHNUNGEN FÜR LEISTUNGSBERECHNUNG.....	37
BILD 4-6 TESTSTRECKE ECS IN ST. VALENTIN.....	40
BILD 4-7 ZUGKRAFTDIAGRAMM D2676LF46 MOTOR MIT ZF12-AS-2331-TD GETRIEBE.....	45
BILD 4-8 ZAPFWELLENPRÜFSTAND PT301 .....	46
BILD 4-9 KONZEPT B1.....	47
BILD 4-10 KONZEPT B2.....	48
BILD 4-11 KONZEPT B3.....	50
BILD 4-12 KONZEPT B4.....	51
BILD 5-1 BEISPIEL FÜR KIPPSATTELAUFLIEGER .....	55
BILD 5-2 BEISPIEL FÜR CONTAINERAUFLIEGER.....	56
BILD 5-3 NORMALKRAFT AN MEILLER MHPS 43/3 AUFLIEGER MIT EINER ACHSE .....	57
BILD 5-4 REIBWERTMAXIMA BEI UNTERSCHIEDLICHEN FAHRBAHNEN .....	58
BILD 5-5 ERKLÄRUNG FÜR BAUMUSTERBEZEICHNUNG VON MEILLER KIPPSATTELANHÄNGERN.....	60
BILD 5-6 MEILLER MHPS 12/27 NOSS1 DATENBLATT .....	61

BILD 5-7 EINZELTEILE BPW AIRLIGHT II.....	62
BILD 5-8 SPURVERSTELLUNG AN BPW AIRLIGHT II.....	63
BILD 5-9 SPURPLATTE BPW AIRLIGHT II.....	63
BILD 5-10 BPW LUFTFEDERBALG .....	64
BILD 5-11 KOMPLETTE ANHÄNGERBREMSANLAGE MIT LUFTFEDERUNG .....	65
BILD 5-12 ABS-ANSCHLUSSVARIANTEN WABCO MODULATOR.....	66
BILD 5-13 MAN ACHSPORTFOLIO .....	68
BILD 5-14 ERKLÄRUNG ACHSBEZEICHNUNG .....	69
BILD 5-15 ABWEICHUNG DER FEDERSPUR AM AUFLIEGERRAHMEN .....	70
BILD 5-16 HP-1333-E ACHSE IN CATIA V5 .....	71
BILD 5-17 ANTRIEBSFLANSCH NACH ISO 8667-T150 .....	72
BILD 5-18 VOITH RETARDER 120-3.....	73
BILD 5-19 FUNKTIONSSCHEMA VOITH RETARDER VR120-3.....	74
BILD 5-20 VOITH VR120-3 DATENBLATT .....	76
BILD 5-21 RELEVANTE WERTE FÜR BERECHNUNG DER BREMSKRAFT .....	77
BILD 5-22 BREMSMOMENTENVERLAUF VR120-3 .....	79
BILD 5-23 KENNLINIE DIGITALISIEREN MIT MICROSOFT-EXCEL-TOOL.....	79
BILD 5-24 ZUGKRAFTDIAGRAMMD2676LF46 MIT VOITH RETARDER VR120-3 .....	80
BILD 5-25 KONZEPT B2; AUFBAU KÜHLSYSTEM .....	82
BILD 5-26 VCX-KÜHLPAKET.....	83
BILD 5-27 MANTELLÜFTER DMR 770.....	84
BILD 5-28 PUMPENTEIL KÜHLMITTELPUMPE.....	85
BILD 5-29 PUMPENGEHÄUSE .....	85
BILD 5-30 KEILRIPPENRIEMENSCHIBE FÜR 8PK RIEMEN.....	85
BILD 5-31 LUFTSEITE KULI-MODELL.....	87
BILD 5-32 KULI KÜHLKREISLAUF (BERECHNUNG LÜFTER-/PUMPENLEISTUNG).....	89
BILD 5-33 BERECHNETE PUMPENLEISTUNGEN [kW] ÜBER FAHRGESCHWINDIGKEIT [KM/H] .....	91
BILD 5-34 BERECHNETE LÜFTERLEISTUNGEN [kW] ÜBER FAHRGESCHWINDIGKEIT [KM/H].....	91
BILD 5-35 KULI KÜHLKREISLAUF (BERECHNUNG KÜHLLLEISTUNG) .....	92
BILD 5-36 BERECHNETE KÜHLLLEISTUNGEN [kW] ÜBER FAHRGESCHWINDIGKEIT [KM/H] .....	93
BILD 5-37 ZUGKRAFTDIAGRAMM D2676LF46 MIT GESAMTFAHRWIDERSTAND .....	94
BILD 5-38 FAHRLEISTUNGSDIAGRAMM MIT GESAMTFAHRWIDERSTAND UND KÜHLLLEISTUNG.....	95
BILD 6-1 FAHRHÖHE BEI HINTERACHSEINBINDUNG.....	99
BILD 6-2 POSITIONIERUNG BPW LENKERFEDER (POS. 1) UND BPW LUFTFEDERBALG (POS. 19) ....	100
BILD 6-3 BEARBEITETE LUFTBALGPLATTE AN LUFTFEDERBALG (POS. 19) .....	100
BILD 6-4 ACHSLAPPEN (POS. 2) ZUR ANBINDUNG VON HP-1333-E (POS. 29) ZU BPW-LENKERFEDER (POS. 1) .....	101
BILD 6-5 ACHSANBINDUNG.....	102

BILD 6-6 VERGLEICH ACHSPLATTE ORIGINAL MIT NEUKONSTRUKTION.....	102
BILD 6-7 STOßDÄMPFEREINBAU.....	103
BILD 6-8 FEDERBOLZENLAGERUNG BPW AIRLIGHT II .....	103
BILD 6-9 ORIGINAL BPW-LENKERFEDERBEFESTIGUNG .....	104
BILD 6-10 BEISPIEL BPW C-TRÄGER .....	104
BILD 6-11 NEUKONSTRUKTION ACHSQUERTRÄGER (POS. 22).....	105
BILD 6-12 KAMM 'SCHER KREIS.....	107
BILD 6-13 KAMM 'SCHER KREIS IN FALL 4,.....	108
BILD 6-14 EINSpanNSITUATION FÜR FESTIGKEITSBERECHNUNG .....	108
BILD 6-15 RAHMENVERSTEIFUNG.....	110
BILD 6-16 FALL 1 VERGLEICHSSPANNUNGSMAXIMUM .....	111
BILD 6-17 FALL 2 VERGLEICHSSPANNUNGSMAXIMUM .....	111
BILD 6-18 FALL 3 VERGLEICHSSPANNUNGSMAXIMUM .....	111
BILD 6-19 FALL 4 VERGLEICHSSPANNUNGSMAXIMUM .....	112
BILD 6-20 BEFESTIGUNG ACHSQUERTRÄGER.....	113
BILD 6-21 RETARDERPOSITION.....	115
BILD 6-22 RETARDERHALTERUNGEN.....	115
BILD 6-23 TRAGBOCKBLECH.....	116
BILD 6-24 KÜHLMITTELPUMPE (POS. 103).....	117
BILD 6-25 NACHBEARBEITETE FLANSCHFLÄCHE VOITH VR120-3.....	118
BILD 6-26 RIEMENSCHLEIBENFLANSCH.....	119
BILD 6-27 AUSRICHTUNG KEILRIPPENRIEMENSCHLEIBEN .....	119
BILD 6-28 AUFBAU RIEMENSCHLEIBER .....	120
BILD 6-29 RIEMEN IN GESPANNTEM ZUSTAND .....	120
BILD 6-30 EINBAU LÜFTERFLANSCH.....	121
BILD 6-31 EINBAU LÜFTERRAD .....	121
BILD 6-32 POSITION KÜHLPAKET.....	122
BILD 6-33 KÜHLERTRAGBOCK MIT RAHMENBEFESTIGUNG .....	123
BILD 6-34 GELENKSTANGE MIT RAHMENBEFESTIGUNG.....	123
BILD 6-35 STRECKGITTER 8x4 .....	124
BILD 6-36 KÜHLERSCHUTZ.....	125
BILD 6-37 AUSDEHNUNGSBEHÄLTER.....	126
BILD 6-38 BEISPIELBILD RONYFLEX SPIRALSCHLAUCH.....	126
BILD 6-39 EINBAU KÜHLERSCHLAUCH RONYFLEX.....	127
BILD 6-40 VERROHRUNG KÜHLERAUSTRITT MIT PUMPENSAUGSEITE .....	127
BILD 6-41 VERROHRUNG RETARDERAUSTRITT MIT KÜHLEREINTRITT .....	128
BILD 6-42 STECKKUPPLUNG NORMAQUICK_PS3_NW16_90GRAD (POS. 128) .....	128
BILD 6-43 VERROHRUNG AUSDEHNUNGSBEHÄLTER .....	129



BILD 6-44 <i>ELSO-ELBE GELENKWELLE</i> .....	130
BILD 6-45 <i>FERTIGE BREMSANHÄNGERKONSTRUKTION</i> .....	131
BILD 6-46 GESAMTPAKET DAS FÜR DEN UMBAU ZUM BREMSANHÄNGER.....	131
BILD 6-47 SCHNITT DURCH LÜFTERRAD (POS. 114) .....	132
BILD 6-48 SCHNITT DURCH LENKERFEDER (POS.1) .....	133
BILD 6-49 AUFBAU DER PRODUKTSTRUKTURIERUNG IN CATIA V5.....	134

## Tabellenverzeichnis

TABELLE 1 WERTE FÜR LEISTUNGSBERECHNUNG .....	37
TABELLE 2 MOTORDATEN D2676 LF46 .....	41
TABELLE 3 GETRIEBEÜBERSETZUNGEN IM ZF1-AS-2331-TD .....	42
TABELLE 4 FAHRGESCHWINDIGKEIT [KM/H] IN ABHÄNGIGKEIT VON MOTORDREHZAHL [MIN <sup>-1</sup> ] UND GEWÄHLTEM GANG [-].....	435
TABELLE 5 ZUGKRAFT [KN] IN ABHÄNGIGKEIT VON MOTORDREHZAHL UND GEWÄHLTEM GANG [-] .....	436
TABELLE 6 VOR- UND NACHTEILE DER DETAILKONZEPTE (KAPITEL 4.4) .....	52
TABELLE 7 ABS-TABELLE .....	67
TABELLE 8 ACHSÜBERSETZUNGEN HP-1333-E.....	71
TABELLE 9 RETARDERDREHZAHLN [MIN <sup>-1</sup> ] MIT ACHSÜBERSETZUNGEN [-] BEI MAXIMALGESCHWINDIGKEIT $v_{MAX}$ .....	78
TABELLE 10 VERGLEICHSSPANNUNGEN FEM-BERECHNUNG .....	112

---

## **Anhang A: Beschreibung Bremsvorgang**

*„Der Anhänger ist über die beiden Kupplungsköpfe für Vorratsdruck (3) und Steuerdruck (2) mit dem Zugfahrzeug verbunden. Über das Park-Löse-Sicherheitsventil (PREV, 20) wird der Steuerdruck zum TEBS E Modulator (19) geleitet. Das PREV hat einen roten Betätigungsknopf (13) zur Betätigung der Parkbremse sowie einen weiteren schwarzen Betätigungsknopf (14) zum Lösen der bei abgekoppeltem Anhänger automatisch betätigten Bremse. Die Druckluft des Vorratsbehälters strömt über ein im PREV integriertes*

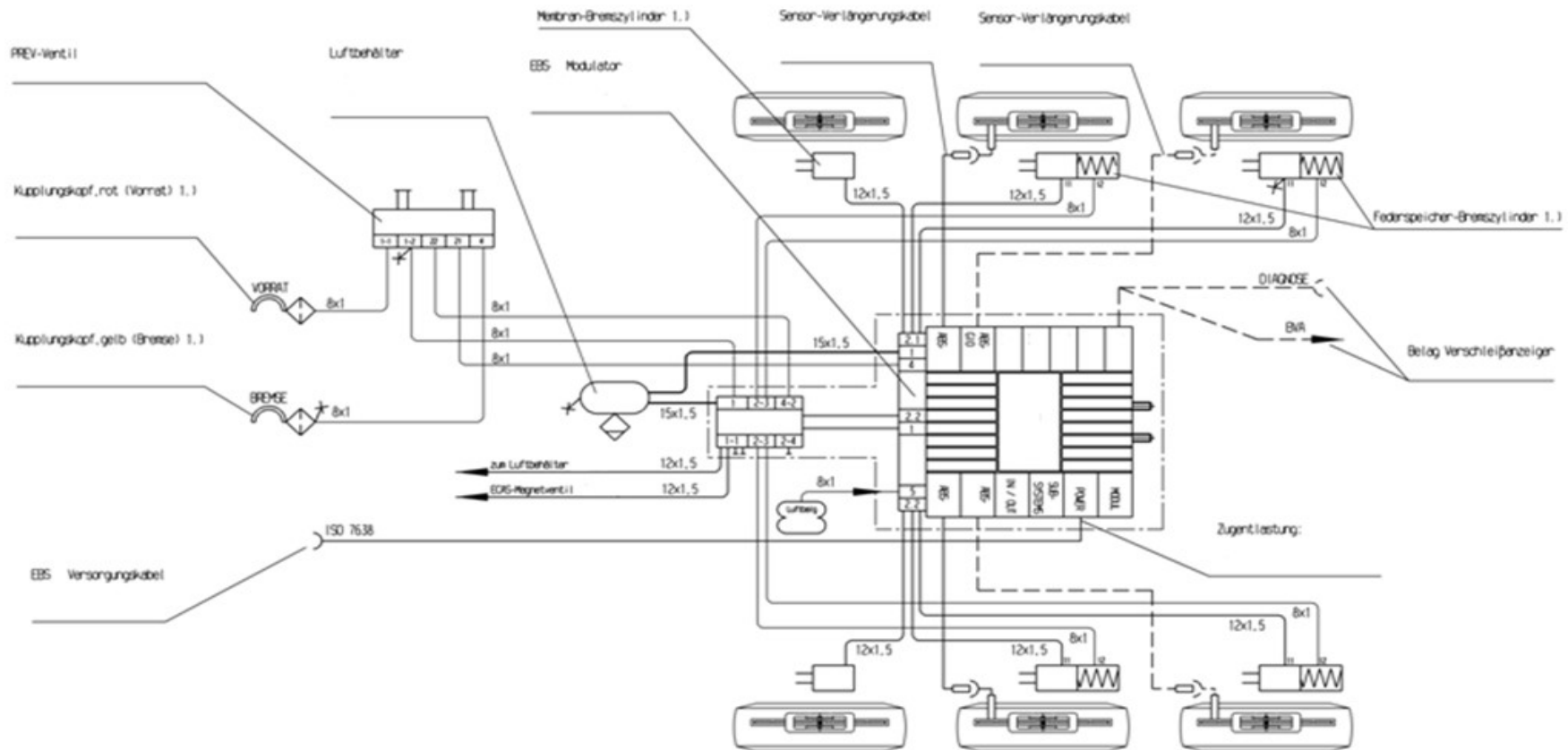
*Rückschlagventil zum Pneumatic Extension Modul (PEM, 5).*

*Das PEM beinhaltet folgende Funktionen:*

- *ein Überströmventil zur Absicherung des Druckes in der Bremsanlage gegenüber der Luftfederung,*
- *ein Überlastschutzventil zum Schutz der Radbremsen vor Überlast – bei gleichzeitiger Betätigung von Betriebs- und Feststellbremse,*
- *eine Druckverteilung für Vorrat „Luftfederung“ und Vorrat „Betriebsbremse“.*

*Der TEBS E Modulator steuert die Betriebsbremsteile (8) der Tristop™ Zylinder (9) an. Zur Sensierung der Raddrehzahlen sind mindestens zwei ABS-Drehzahlsensoren (18) angeschlossen. Am PEM ist des Weiteren ein Prüfanschluss zum Messen des aktuellen Bremsdrucks vorhanden. Das PEM befüllt mit dem vom PREV kommenden Vorratsdruck den Vorratsbehälter der Betriebsbremsanlage (10). Der TEBS Modulator wird vom Vorratsbehälter über die gleiche Leitung mit Vorratsdruck versorgt. Über das im PEM integrierte Überströmventil wird der Vorratsbehälter für die Luftfederung (11) befüllt. Das Überströmventil hat die Aufgabe, das vorrangige Auffüllen der Vorratsbehälter „Bremse“ sicherzustellen und bei Druckverlust in der Luftfederung den Druck in der Betriebsbremsanlage zu sichern und so die Bremsfähigkeit des Anhängers sicherzustellen. Zum Schutz der Radbremsen vor einer Überbeanspruchung durch Bremskraftaddition (Membranteil und Federspeicherteil der Tristop™-Zylinder gleichzeitig betätigt) ist im PEM ein Überlastschutzventil (7) integriert. Vom PEM aus wird der Druck zu den Tristop™-Zylindern (9) verteilt.“ (Wabco TBSE Systembeschreibung, 2016, S. 17) (Wabco TBSE Systembeschreibung, 2016, S. 17) (Wabco TBSE Systembeschreibung, 2016, S. 17)*

## Anhang B: Druckluftsystem Meiller MHPS43/3



Bremsanlage EBS

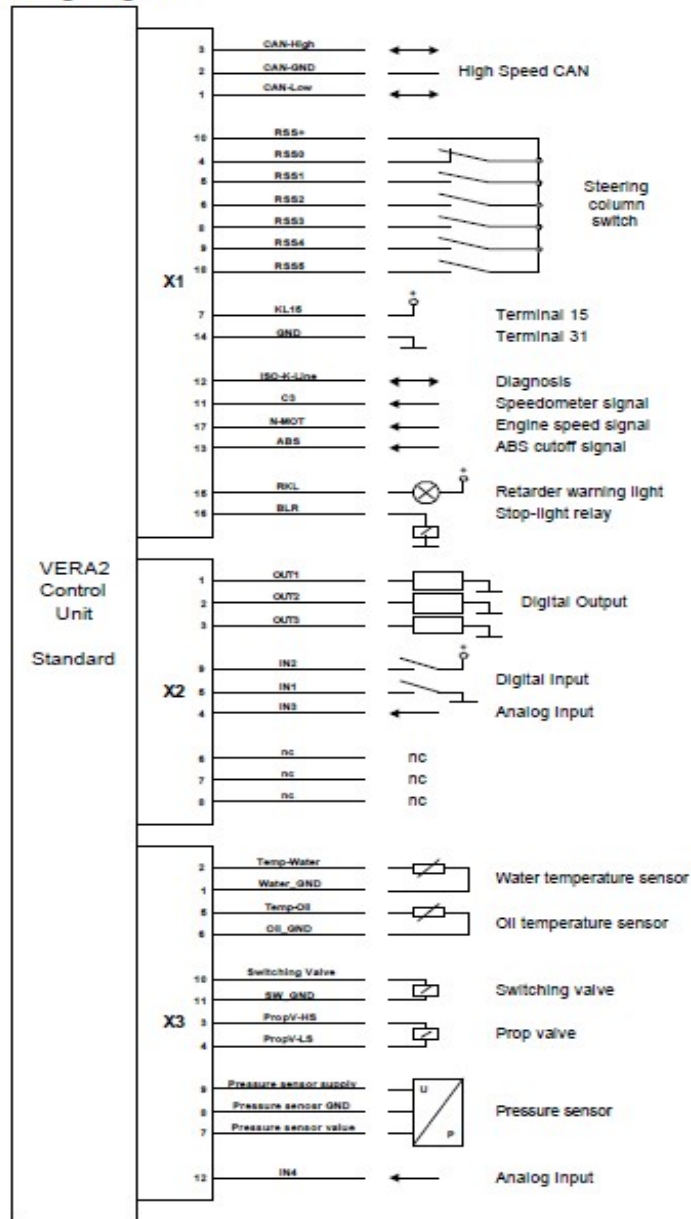


## Anhang C: Anschlüsse VERA-Steuergerät

VOITH RETARDER		Hardware Specification		Retarder																																																																																																																												
Retarder Control Unit "VERA™2 / Voith-Version"																																																																																																																																
<b>2.1.5 Pin assignment</b>																																																																																																																																
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Connector</th> <th>Pin</th> <th>Abbreviation</th> <th>Description</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="18">X1</td> <td>1</td> <td>CAN-LOW</td> <td>CAN data line to vehicle bus with Low dominant level</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>CAN-GND</td> <td>CAN ground</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>CAN-HIGH</td> <td>CAN data line to vehicle bus with High dominant level</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>RSS0</td> <td>Retarder stepping switch contact 0</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>RSS1</td> <td>Retarder stepping switch contact 1</td> </tr> <tr> <td>6</td> <td>RSS2</td> <td>Retarder stepping switch contact 2</td> </tr> <tr> <td>7</td> <td>Ub</td> <td>Terminal 15</td> </tr> <tr> <td>8</td> <td>RSS3</td> <td>Retarder stepping switch contact 3</td> </tr> <tr> <td>9</td> <td>RSS4</td> <td>Retarder stepping switch contact 4</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td>RSS+</td> <td>Retarder stepping switch supply</td> </tr> <tr> <td>11</td> <td>C3</td> <td>C3-Signal input</td> </tr> <tr> <td>12</td> <td>ISO-K</td> <td>Line K of serial diagnosis</td> </tr> <tr> <td>13</td> <td>ABS</td> <td>ABS cutoff signal</td> </tr> <tr> <td>14</td> <td>GND</td> <td>Vehicle ground / terminal 31</td> </tr> <tr> <td>15</td> <td>RKL</td> <td>Retarder warning light</td> </tr> <tr> <td>16</td> <td>BLR</td> <td>Stop-light relay</td> </tr> <tr> <td>17</td> <td>N-MOT</td> <td>Engine speed signal</td> </tr> <tr> <td>18</td> <td>RSS5</td> <td>Retarder stepping switch contact 5</td> </tr> <tr> <td rowspan="9">X2</td> <td>1</td> <td>OUT1</td> <td>Highside output 1</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>OUT2</td> <td>Highside output 2</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>OUT3</td> <td>Highside output 3</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>IN3</td> <td>Analog input</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>IN1</td> <td>Digital input with pull-up resistance</td> </tr> <tr> <td>6</td> <td>nc</td> <td>nc</td> </tr> <tr> <td>7</td> <td>nc</td> <td>nc</td> </tr> <tr> <td>8</td> <td>nc</td> <td>nc</td> </tr> <tr> <td>9</td> <td>IN2</td> <td>Digital input with pull-down resistance</td> </tr> <tr> <td rowspan="12">X3</td> <td>1</td> <td>Water_GND</td> <td>Cooling-water temperature sensor ground return line</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Temp-Water</td> <td>Cooling-water temperature sensor</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>PROPV-H</td> <td>Power stage connecting plus, prop. valve control</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>PROPV-L</td> <td>Power stage connecting ground, prop. valve control</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>Temp-Oil</td> <td>Hydraulic oil temperature sensor</td> </tr> <tr> <td>6</td> <td>Oil_GND</td> <td>Hydraulic oil sensor ground return line</td> </tr> <tr> <td>7</td> <td>Pr-Sen-Value</td> <td>Pressure sensor</td> </tr> <tr> <td>8</td> <td>Pr-Sen-GND</td> <td>Pressure sensor ground return line</td> </tr> <tr> <td>9</td> <td>Pr-Sen-Supply</td> <td>Pressure sensor supply</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td>SW</td> <td>Retarder switching valve</td> </tr> <tr> <td>11</td> <td>SW_GND</td> <td>Switching valve ground return line</td> </tr> <tr> <td>12</td> <td>IN4</td> <td>Analog input</td> </tr> </tbody> </table>					Connector	Pin	Abbreviation	Description	X1	1	CAN-LOW	CAN data line to vehicle bus with Low dominant level	2	CAN-GND	CAN ground	3	CAN-HIGH	CAN data line to vehicle bus with High dominant level	4	RSS0	Retarder stepping switch contact 0	5	RSS1	Retarder stepping switch contact 1	6	RSS2	Retarder stepping switch contact 2	7	Ub	Terminal 15	8	RSS3	Retarder stepping switch contact 3	9	RSS4	Retarder stepping switch contact 4	10	RSS+	Retarder stepping switch supply	11	C3	C3-Signal input	12	ISO-K	Line K of serial diagnosis	13	ABS	ABS cutoff signal	14	GND	Vehicle ground / terminal 31	15	RKL	Retarder warning light	16	BLR	Stop-light relay	17	N-MOT	Engine speed signal	18	RSS5	Retarder stepping switch contact 5	X2	1	OUT1	Highside output 1	2	OUT2	Highside output 2	3	OUT3	Highside output 3	4	IN3	Analog input	5	IN1	Digital input with pull-up resistance	6	nc	nc	7	nc	nc	8	nc	nc	9	IN2	Digital input with pull-down resistance	X3	1	Water_GND	Cooling-water temperature sensor ground return line	2	Temp-Water	Cooling-water temperature sensor	3	PROPV-H	Power stage connecting plus, prop. valve control	4	PROPV-L	Power stage connecting ground, prop. valve control	5	Temp-Oil	Hydraulic oil temperature sensor	6	Oil_GND	Hydraulic oil sensor ground return line	7	Pr-Sen-Value	Pressure sensor	8	Pr-Sen-GND	Pressure sensor ground return line	9	Pr-Sen-Supply	Pressure sensor supply	10	SW	Retarder switching valve	11	SW_GND	Switching valve ground return line	12	IN4	Analog input
Connector	Pin	Abbreviation	Description																																																																																																																													
X1	1	CAN-LOW	CAN data line to vehicle bus with Low dominant level																																																																																																																													
	2	CAN-GND	CAN ground																																																																																																																													
	3	CAN-HIGH	CAN data line to vehicle bus with High dominant level																																																																																																																													
	4	RSS0	Retarder stepping switch contact 0																																																																																																																													
	5	RSS1	Retarder stepping switch contact 1																																																																																																																													
	6	RSS2	Retarder stepping switch contact 2																																																																																																																													
	7	Ub	Terminal 15																																																																																																																													
	8	RSS3	Retarder stepping switch contact 3																																																																																																																													
	9	RSS4	Retarder stepping switch contact 4																																																																																																																													
	10	RSS+	Retarder stepping switch supply																																																																																																																													
	11	C3	C3-Signal input																																																																																																																													
	12	ISO-K	Line K of serial diagnosis																																																																																																																													
	13	ABS	ABS cutoff signal																																																																																																																													
	14	GND	Vehicle ground / terminal 31																																																																																																																													
	15	RKL	Retarder warning light																																																																																																																													
	16	BLR	Stop-light relay																																																																																																																													
	17	N-MOT	Engine speed signal																																																																																																																													
	18	RSS5	Retarder stepping switch contact 5																																																																																																																													
X2	1	OUT1	Highside output 1																																																																																																																													
	2	OUT2	Highside output 2																																																																																																																													
	3	OUT3	Highside output 3																																																																																																																													
	4	IN3	Analog input																																																																																																																													
	5	IN1	Digital input with pull-up resistance																																																																																																																													
	6	nc	nc																																																																																																																													
	7	nc	nc																																																																																																																													
	8	nc	nc																																																																																																																													
	9	IN2	Digital input with pull-down resistance																																																																																																																													
X3	1	Water_GND	Cooling-water temperature sensor ground return line																																																																																																																													
	2	Temp-Water	Cooling-water temperature sensor																																																																																																																													
	3	PROPV-H	Power stage connecting plus, prop. valve control																																																																																																																													
	4	PROPV-L	Power stage connecting ground, prop. valve control																																																																																																																													
	5	Temp-Oil	Hydraulic oil temperature sensor																																																																																																																													
	6	Oil_GND	Hydraulic oil sensor ground return line																																																																																																																													
	7	Pr-Sen-Value	Pressure sensor																																																																																																																													
	8	Pr-Sen-GND	Pressure sensor ground return line																																																																																																																													
	9	Pr-Sen-Supply	Pressure sensor supply																																																																																																																													
	10	SW	Retarder switching valve																																																																																																																													
	11	SW_GND	Switching valve ground return line																																																																																																																													
	12	IN4	Analog input																																																																																																																													
Revision Index: 00		Date: 2006-12-01 / arree-JBe																																																																																																																														
Datum: 2006-12-01 Erstellt: arree - JBe Datel: 3623020958		Voith Turbo GmbH & Co. KG - D-74555 Crailsheim Postfach 15 55 - Telefon (07951) 32-0 · Telefax 32-570		3623-020 958  Page 7 / 24																																																																																																																												

**Retarder Control Unit "VERA™2 / Voith-Version"**

**2.1.6 Wiring diagram**



Revision Index: 00

Date: 2006-12-01 / arree-JBe

Datum: 2006-12-01  
Erstellt: arree - JBe  
Datum: 3623020958

Voith Turbo GmbH & Co. KG - D-74555 Crailsheim  
Postfach 15 55 - Telefon (07951) 32-0 · Telefax 32-570

3623-020 958

Page 8 / 24

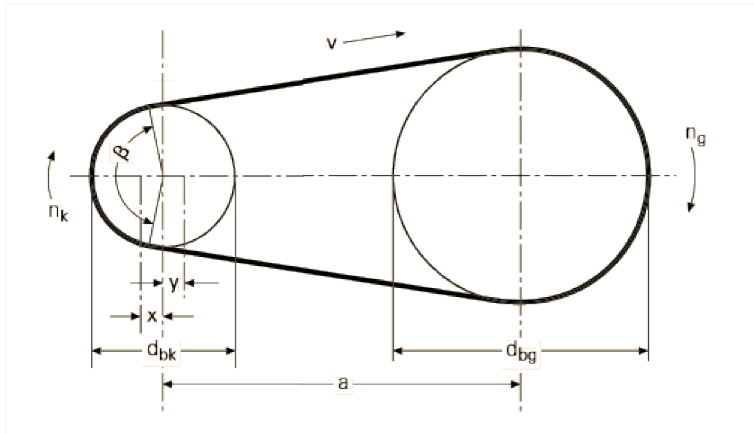
## Anhang D: Riemenberechnung

Daten aus Riemenberechnung nach Optibelt<sup>29</sup>

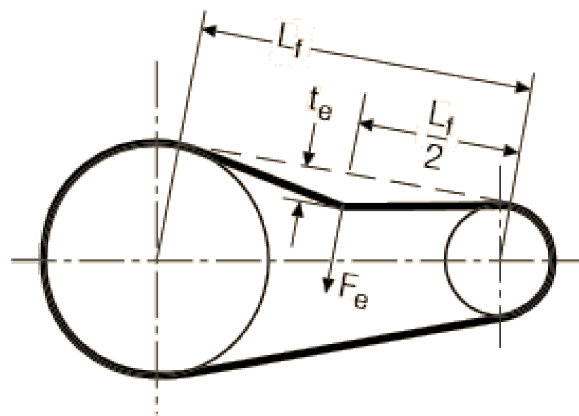
Bezeichnung	Abkürzung	Wert	Zusatzinformation
Winkelfaktor	$c_1$	1,00	bei 180°
Betriebsfaktor	$c_2$	1,30	
Längenfaktor	$c_3$	0,96	bei 1400mm Riemenlänge
Drehzahl (max)	$n_{\max}$	2733,0 min-1	bei $i_{HAG}=6,00$
Leistung	$P$	12,57 kW	
Betriebsleistung	$P_B$	16,34 kW	
Leistung pro Rippe	$P_R$	2,63 kW	gemittelter Wert für PK-Riemen
Übersetzung	$i$	1	
Bezuglinien-Differenz	$h_b$	1,50 mm	bei PK-Riemen
Bezugsdurchmesser der treibenden Scheibe	$d_{bk}$	148,63 mm	
Wirkdurchmesser der treibenden Scheibe	$d_{w1}$	151,63 mm	
Bezugsdurchmesser der getriebenen Scheibe	$d_{bg}$	148,63 mm	
Wirkdurchmesser der getriebenen Scheibe	$d_{w1}$	151,63 mm	
Bezugslänge	$L_b$	1345,00 mm	
Achsabstand	$a$	439,03 mm	
Achsabstand min. Grenzwert	$a_{\min}$	208,08 mm	
Achsabstand max. Grenzwert	$a_{\max}$	594,52 mm	
Umschlingungswinkel	$\beta$	3,14 rad	
Verstellweg x (für spannen des Riemens)	$x$	10,76 mm	gilt für $L_b \geq 700\text{mm}$
Verstellweg y (für zwangloses auflegen des Riemens)	$y$	11,44 mm	
Höhenfaktor	$h_f$	3,00 mm	bei PK-Riemen
Riemengeschwindigkeit	$v$	21,7 m/s	$v_{\max}$ bei 8PK-Riemen $\rightarrow 50\text{m/s}$
Biegefrequenz	$f_B$	32,04 s-1	
Scheibenanzahl	$k$	2	
Erforderliche Rippenanzahl	$z_{\text{erf}}$	6,47	
Gewählte Rippenanzahl	$z$	8,00	
Umfangskraft	$F_u$	579,36 N	
Vorspannfaktor	$k_1$	1,9	
Fliehkraftfaktor	$k_2$	0,021	
Vorspannkraft	$F_v$	1258,97 N	
Statische Trumkraft/Rippe	$F$	78,69 N	
Prüfkraft/Rippe	$F$	15,00 N	
Prüfkraft gesamt	$F_e$	120,00 N	
Vorspannungskennwert	$t_e \cdot 100/L_f$	5,6	
Freie Trumlänge	$L_f$	439,03 mm	
Eindrucktiefe	$t_e$	24,59 mm	

<sup>29</sup> (Optibelt, 2016)





Abmessungen für Riemenberechnung; Quelle: (Optibelt, 2016)



Abmessungen und Kräfte für Riemenvorspannung, Quelle: (Optibelt, 2016)

## Anhang E: Daten Gelenkwellenauslegung

	Wert	Einheit	Bemerkung
max. Drehzahl	2733,0	min <sup>-1</sup>	mit HP-1333-E-05; $i_{ges}=6,00$
max. Moment	3430,85	Nm	
Gelenkwellenlänge bei Normallage	1763,76	mm	Bei FH=464,5mm
max. Gelenkwellenlänge	1787,70	mm	Bei FH=371mm
min. Gelenkwellenlänge	1711,41	mm	Bei FH=606mm
Längenänderung im Schubstück	76,30	mm	
Beugungswinkel Normallage xy-Ebene am Retarder	3,00	°	Räumliche Z-Anordnung
Beugungswinkel Normallage xy-Ebene an Achse	3,00	°	Räumliche Z-Anordnung
Beugungswinkel Normallage yz-Ebene am Retarder	9,72	°	Räumliche Z-Anordnung
Beugungswinkel Normallage yz-Ebene an Achse	9,72	°	Räumliche Z-Anordnung
Räumlicher Beugungswinkel Normallage am Retarder	10,16	°	Räumliche Z-Anordnung
Räumlicher Beugungswinkel Normallage an Achse	10,16	°	Räumliche Z-Anordnung

## Anhang F: Stückliste Hinterachseinbau

### Legende für Stückliste

Legende
Bauteil bereits durch Meiller MHPS 43/3 vorhanden
Bauteil der von MAN bezogen wird mit MAN-Sachnummer
Eigenkonstruktion eines Bauteils
Zukaufteil der nicht von MAN bezogen wird

In folgender Stückliste sind alle Bauteile gelistet, die für den Einbau der Hinterachse benötigt werden. Da viele Bauteile bereits am Meiller Auflieger vorhanden sind oder teilweise neu angefertigt werden müssen, ist die Stückliste mit einem Farbcode hinterlegt wodurch man schnell ermitteln kann, woher der Bauteil bezogen werden muss. Die Bedeutung der einzelnen Farben kann in der Legende nachgeschlagen werden.

### Stückliste Hinterachseinbau

Position	Stückzahl	Bauteil	Info
1	2	Lenkerfeder	BPW 05.082.13.90.2
2	2	Achslappen	Eigenkonstruktion
4	2	Achsplatte	Eigenkonstruktion
5	2	Federplatte	81.41335-0118
6	2	Spurplatte	Eigenkonstruktion
7	2	Zetrierbolzen_LFzAL	Eigenkonstruktion
8	4	Federbügel M20x2-81x360	06.46113-3360
9	8	Federbügelmutter M20x2	81.90685-0484
10	8	Scheibe für Federbügelmutter	81.90685-0484
11	4	Formblech M24	BPW 03.164.35.03.0

12	2	Federbolzen M24	BPW 03.340.14.20.0
13	2	Scheibe für Federbolzen	BPW 03.005.31.38.0
14	2	Kulissenscheibe	BPW 03.281.44.25.0
15	4	Einschweißbuchse	BPW 03.113.03.10.0
16	2	Buchse	BPW 02.0314.24.00
17	2	Sicherungsmutter für Federbolzen M24	BPW 03.260.14.13.0
18	4	Befestigungsschraube (Luftfederbalg) M16x65	BPW 02.5070.95.00
19	2	Luftfederbalg BPW 36	BPW 05.429.43.51.0
20	2	Stoßdämpfer	BPW 02.3702.92.00
21	4	Sicherungsmutter für Stoßdämpfer	BPW 02.5220.74.12
22	1	Achsquerträger	Eigenkonstruktion
23	2	Zentrierbolzen_ALzAchse	Eigenkonstruktion
24	2	Stoßdämpferschraube M24x2x210 - 10.9 (an Achslappen)	06.01494-7330
25	2	Stoßdämpferschraube M24x2x100 - 10.9 (an Querträger)	BPW 03.340.14.15.0
26	2	Distanzhülse für Stoßdämpfer	Eigenkonstruktion
27	16	Rippschraube für Querträger M16x40	06.02819-0058
28	16	Rippmutter Rahmenschraube M16x1,5	06.11251-2008
29	1	Hinterachse_HP-1333-E, $i_{ges}=6,00$	81.35000.8537
30	2	Felge 10-Loch Gianetti	81.45303-0253
31	20	Radmutter M22x1,5	81.45503-0066
32	2	Rahmenversteifung	Eigenkonstruktion

## Anhang G: Stückliste Retarderpaket

In den folgenden Stücklisten sind alle Bauteile gelistet, die für den Einbau des Retarders und den Aufbau des Kühlsystems benötigt werden. Die Bedeutung der einzelnen Farben kann in der Legende (Anhang F) nachgeschlagen werden.

### Stückliste Retarderpaket

Position	Stückzahl	Bauteil	Info
100	1	Voith VR120-3	81.55200-6140
101	1	Retarderhalterung	Eigenkonstruktion
102	4	Tragbock	81.41503-6240
103	1	Kühlmittelpumpe	Pos. 180 - 185
104	1	Riemenscheibenflansch	Eigenkonstruktion
105	1	Keilrippenriemenscheibe modifiziert 8Pk	51.06503-0384 (modifizeirt)
106	1	Riemenpannerrolle	51.95800-6099
107	1	Riemenpannerhülse	Eigenkonstruktion
108	1	Riemenpanner_Lagerstaubschutz	51.95800-6099
109	1	Riemenpanner_Seegerring	51.95800-6099
110	1	Riemenpanner_Block	Eigenkonstruktion
111	1	Riemenpanner_Lager	51.95800-6099
112	1	Riemenpanner_Spannblock	Eigenkonstruktion
113	1	Riemen	Optibelt PK 1345 87771
114	1	Lüfterrad DMR 770	51.06601-0284
115	1	Lüfterflansch	Eigenkonstruktion
116	1	VcX Kühlpaket (Ohne NT-Kühler)	81.06100-6824 (modifiziert)
117	2	Kühlertragbock	81.06225-0020

118	1	Kühlerschutzblech	Eigenkonstruktion
119	1	Kühler_Schutzgitter_Befestigung_oben	Eigenkonstruktion
120	1	Kühler_Schutzgitter_Befestigung_rechts	Eigenkonstruktion
121	1	Kühler_Schutzgitter_Befestigung_rechts2	Eigenkonstruktion
122	1	Kühler_Schutzgitter_Befestigung_links	Eigenkonstruktion
123	1	Kühler_Schutzgitter_Befestigung_links2	Eigenkonstruktion
124	1	Kühler_Schutzgitter_Befestigung_unten	Eigenkonstruktion
125	1	Kühlerstreckgitter_8x4_Stahl	Zukauf: SPH-Stahrprodukte.com
126	1	Lüfterdüse	81.06620-0182
127	1	Steckkupplung NORMAQUICK_PS3_NW6	81.98180-6047
128	1	Steckkupplung NORMAQUICK_PS3_NW16_90Grad	36.98180-0007
129	2	Kuehler_Rahmenhalterung	Eigenkonstruktion
130	1	Kuehlerhalter_rechts	81.06245-0080 (modifiziert)
131	2	Kuehler_Rahmenflansch_fPendelstuetze	Eigenkonstruktion
132	2	Winkelkopf_Hirschmann-FM10SM_CPW_Rechtsgewinde	Winkelkopf Hirschmann-FM10SM_CPW (Linksgewinde)
133	2	Winkelkopf_Hirschmann-FM10SM_CPW_Linksgewinde	Winkelkopf Hirschmann-FM10SM_CPW (Rechtsgewinde)
134	2	Kuehler_Gelenkstange	Eigenkonstruktion
135	1	Ausdehnungsbehälter_VcX-Kühlpaket	81.06102-3230
137	2	Ausdehnungsbehälter_Halterung	Eigenkonstruktion
138	2	Ausdehnungsbehälter_Versteifung	Eigenkonstruktion
139	1	Kühlerschlauch_Rony-Flex_Tigar-Flex50.550_Pumpe_zuRetarder	Rony-Flex 50.550
140	16	Kühler_Schlauchschelle_M7.751.30_Di59mm	M7.751.30 (MAN Part Solutions)
141	2	Kühlerschlauch_Uebergangsmuffe 60auf50	81.96301-0950
142	1	Kühlerschlauch_Rohrkupplung	Eigenkonstruktion
143	1	Kühlerschlauch_Schlauch_50	04.27405-9160
144	1	Kühlerschlauch_Schlauch2_50	04.27405-9160
145	1	Kühlerschlauch_Biegerohr	Eigenkonstruktion

146	1	Kühlerschlauch_Schlauchbogen_50	81.96305-0151
147	1	Kühlerschlauch_Biegerohr_2	Eigenkonstruktion
150	4	Kühlerschlauch_Rohrschelle_SIKLA_RatioS-M8-48-51	SIKLA_RatioS-M8-48-51
151	1	Kühlerschlauch_Rohrbogen2	Eigenkonstruktion
152	1	Kühlerschlauch_Schlauchbogen_60x45grad	81.96305-0140
153	1	Kühlerschlauch_Rohrkupplung2	Eigenkonstruktion
154	1	Kühlerschlauch_Schlauch3_50	04.27405-9160
155	1	Kühlerschlauch_Di22mm	04.27199-1222
156	1	Steckkupplung NORMAQUICK_PS3_NW16	36.98180-6031
157	1	Steckkupplung NORMAQUICK V3 NW6	36.98180-6033
158	1	Kühlerschlauch_Di8mm	04.27199-1008
159	1	ELSO-Elbe Gelenkwelle	ELSO-Elbe 0.117.110.0701
180	1	Pumpengehäuse	51.06500-6675 (modifiziert)
181	1	Pumpenteil	51.06330-5058
182	2	Alu Rohrbogen	06.64011-0110
183	2	Alu-Wulststutzen	Eigenkonstruktion
184	1	Pumpenkonsole	Eigenkonstruktion
185	1	Keilrippenriemenscheibe 8PK	51.06503-0384
190	1	Tragbockblech	Eigenkonstruktion

*Normteilstückliste für Retarderpaket*

Position	Stückzahl	Bauteil	Info
200	2	Unterlegscheibe M5 DIN 125	06.15013-0811
201	2	6KT-Mutter M5x0,8 DIN 934	06.11064-2111
202	5	6KT-Mutter M6x1 DIN 439	06.11272-6209
203	4	6KT-Mutter M8x1,25 DIN 6923	06.11229-0047
204	1	6KT-Mutter M8x1,25 DIN 934	06.11066-0114
205	24	6KT-Mutter M10x1,25 DIN 6923	06.11226-8204
206	25	6KT-Mutter M12x1,75 DIN 6923	06.11226-8206
207	4	6KT-Mutter M12x1,75 DIN 934	06.11064-2166
208	8	6KT-Mutter M12x1,75 DIN980	06.11269-0007
209	2	6KT-Schraube M5x16-8.8 DIN 6921	06.03215-8103
210	5	6KT-Schraube M6x12-8.8 DIN 6921	06.03215-8202
211	18	6KT-Schraube M6x16-8.8 DIN 6921	06.03215-8203
212	6	6KT-Schraube M8x12-8.8 DIN 6921	06.03215-8302
213	4	6KT-Schraube M8x14-8.8 DIN 933	06.01283-5139
214	6	6KT-Schraube M8x16-10.9 DIN 6921	06.03216-6303
215	4	6KT-Schraube M8x20-8.8 DIN 6921	06.03215-8304
216	4	6KT-Schraube M8x25-8.8 DIN 6921	06.03215-6305
217	2	6KT-Schraube M8x30-10.9 DIN 6921	06.03216-6306
218	5	6KT-Schraube M8x50-8.8 DIN 6921	06.03215-6310
219	1	6KT-Schraube M8x75-8.8 DIN 933	06.01283-5126
220	12	6KT-Schraube M10x25-10.9 DIN 6921	06.03216-8405
221	6	6KT-Schraube M10x35-10.9 DIN 6921	06.03215-6407
222	2	6KT-Schraube M10x100-10.9 DIN 6921	06.03216-8417
223	2	6KT-Schraube M10x180-10.9 DIN 6921	06.03216-8424



---

224	2	6KT-Schraube M12x25-10.9 DIN 6921	06.03216-8505
225	25	6KT-Schraube M12x30-10.9 DIN 6921	06.03215-6506
226	4	6KT-Schraube M12x35-10.9 DIN 933	06.01283-5318
227	8	6KT-Schraube M12x45-10.9 DIN 931	06.01014-9314
228	3	6KT-Schraube M12x80-10.9 DIN 6921	06.03216-8515
229	4	6KT-Schraube M12x90-10.9 DIN 6921	06.03216-8516
230	4	6KT-Schraube M14x30-10.9 DIN6921	06.03216-8606