

**NEANDER MOTORS AG, KIEL**

**Entwicklung eines neuartigen ölfreien  
Luftkompressors für Nutzfahrzeuge**

Abschluss über ein Entwicklungsprojekt  
Gefördert unter dem Az: 27100 von der  
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Helmut Betzmeir und Florian Tabbert

November 2011

**Projektkennblatt**  
der  
**Deutschen Bundesstiftung Umwelt**



Az	<b>27100</b>	Referat	<b>24/0</b>	Fördersumme	<b>330.000,00</b>
<b>Antragstitel</b>		<b>Entwicklung eines neuartigen ölfreien Luftkompressors für Nutzfahrzeuge</b>			
<b>Stichworte</b>					
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
<b>28 Monate</b>	<b>26.02.2009</b>	<b>30.06.2011</b>			
Zwischenberichte					
<b>Bewilligungsempfänger</b>		Neander Motors AG, 24143 Kiel		Tel	0431-7028222
				Fax	0431-7028235
				Projektleitung	
				Lutz W.Lester	
				Bearbeiter	
				Florian Tabbert	
<b>Kooperationspartner</b>					

### ***Zielsetzung und Anlass des Vorhabens***

Heutige Luftkompressoren für den Einsatz in LKW und Bussen (z.B. für die Bremse oder Fahrzeugfederung) benötigen eine Ölschmierung des Kolbenlaufs, die eine umfangreiche Umweltverschmutzung verursacht, die der Öffentlichkeit bis heute kaum bekannt ist und zu hohen Betriebskosten führt.

Zielsetzung ist die Entwicklung des weltweit ersten, trocken laufenden Bremskompressors – auf Basis der Kurbelwellentechnologie der Neander Motors AG – der zum einen den heutzutage üblichen „Ölauswurf“ in die Umwelt verhindert und gleichzeitig die notwendige Entsorgung von ölkontaminierten Filtern und Lufttrocknerkartuschen beendet.

### ***Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden***

Für die Lebensdauer des Neander-Kompressors sind einerseits der Trockenlauf von Kolben mit Kolbenringen und andererseits die auftretenden Betriebstemperaturen der verwendeten Wälzlager und der Lagerfette von hoher Bedeutung. Daher fanden detaillierte Untersuchungen statt, um Kolben- und Zylindermaterialien mit geeigneten Trockenlaufeigenschaften und außerdem Wälzlager und temperaturbeständige Lagerfette mit akzeptablem Verschleißverhalten zu ermitteln.

Aus diesen Untersuchungen wurde ersichtlich, dass eine funktionsfähige Abdichtung der Lagerungen ebenfalls einen entscheidenden Punkt bezüglich der Lebensdauer der Lagerungen darstellt. Zugunsten einer späteren Serienfertigung wurden keine kostenintensiven Speziallager oder Lagerprototypen verwendet.

Die ersten Kompressoren wurden mit einem Kompositkolben betrieben, welcher aus einem Aluminiumunterteil mit einem verschraubbaren Stahlkolbenboden bestand. Auf Grund der geringeren Wärmeleitfähigkeit des Stahls sollte dadurch ein Teil der Verdichtungstemperatur von der Kolbenbolzenlagerung ferngehalten werden. Dieses Kolbenkonzept konnte sich in späteren Versuchen gegen alternative Kolbenformen und Materialien durchsetzen.

Als Gleitpartner für die Laufbuchse wurde PTFE-gewählt. Die ersten Laufbuchsen wurden aus Grauguss gefertigt, da dieser Werkstoff über eine geeignete Festigkeit bei akzeptabler Gleitfähigkeit verfügt. Auf Grund der sehr schlechten Wärmeleitfähigkeit der Gusslaufbuchsen wurden diese in weiterführenden Versuchen durch Nikasil-beschichtete Aluminiumlaufbuchsen ersetzt. Diese bieten eine hohe Wärmeleitfähigkeit bei gutem Verschleißverhalten und ausreichender Festigkeit. Durch eine Verringerung der Wandstärke konnte die Wärmeabfuhr durch die Laufbuchse weiter verbessert werden.

Da die erhöhte Baubreite und die höhere erforderliche Leistung des Kompressors auf Grund der doppelten Kurbelwelle zu den größten Herausforderungen für die spätere Verbaubarkeit aus Sicht der Industrie zählen, wurden Untersuchungen zur Reduzierung der Baubreite, sowie zur Leistungsreduzierung vorgenommen. Mittels eines entsprechenden Versuchsaufbaus wurde die Leistungsregelung des Kompressors durch Absperrung der Ansaugleitung realisiert und im Versuch getestet. Die Ergebnisse entsprachen dabei allerdings noch nicht dem gewünschten Wert.

Bezüglich der Baubreite wurde ein „B-Kompressor“ konstruiert, bei welchem die Bauraum- und Massereduzierung im Vordergrund stand.

### ***Durchführung von Versuchen***

Zu untersuchende Komponenten wurden in mehreren Kurzzeitversuchen getestet, um eine generelle Tauglichkeit dieser Teile zu ermitteln. Bauteile, die schadensfrei aus diesen Versuchen hervorgingen, wurden in darauffolgenden Langzeitversuchen verwendet. Das von der Industrie vorgegebene Ziel war dabei, eine Laufzeit von 3000 Stunden auf einem Kompressor-Prüfstand zu erreichen. Im Falle einer Beschädigung wurde das betroffene Bauteil untersucht und optimiert. Durch dieses Vorgehen konnte ein Kompressor bis zu 2400 Stunden betrieben werden.

Nach dem Versuchsabbruch auf Grund eines Kurbelwellenschadens wurde der Testkompressor demontiert und die kritischen Bauteile wurden von Zulieferern hinsichtlich ihrer Eignung für eine theoretische Versuchsfortsetzung von 3000 Stunden untersucht.

Die bei Neander erarbeiteten Versuchsergebnisse wurden von der Industrie nachvollzogen und bestätigt.

### ***Ergebnisse und Diskussion***

Durch die bisherige Entwicklung ist es gelungen, einen einstufigen Bremsluftkompressor im Trockenlauf zu entwickeln, welcher in der Lage ist, die Anforderungen der Industrie zu erfüllen.

Die Untersuchungen der Kompressorkomponenten aus dem 2400-stündigen Langzeitversuch erwiesen die mögliche Weiterverwendung der Teile bis zu einer Laufzeit von mindestens 3000 Stunden.

Als größte verbleibende Herausforderung für einen Serieneinsatz in Nutzfahrzeugen wird nach wie vor seitens der Industrie die größere Bauabmessung im Bereich des Kurbelgehäuses angesehen. Diesem Problem wurde zunächst theoretisch durch die Konstruktion eines neuen Kompressormodells mit verringerter Baubreite entgegengewirkt. Dieser Kompressor hält die von der Industrie vorgegebene Baubreite von maximal 220 mm ein und könnte somit in Nutzfahrzeugen betrieben werden. Durch die mit der Bauraumreduzierung einhergehende Massereduzierung ist auch eine Verringerung der erforderlichen Leerlaufleistung möglich. Dieses muss aber noch durch Versuche bewiesen werden.

Eine relevante Leistungseinsparung durch das Absperrn des Einlasskanals konnte noch nicht bewiesen werden. Als Ursache hierfür wird das Blow-By-Verhalten des Kompressors vermutet. Auch durch Kolbenringe mit einer Vorspannung konnte keine Verbesserung erzielt werden. In zukünftigen Versuchen, bzw. im Rahmen einer Weiterentwicklung, müssten Maßnahmen zur Blow-By-Reduzierung getroffen werden. Dieses könnte durch eine stärkere Vorspannung der Kolbenringe oder durch neue Kolbenringmaterialien und/oder neue Kolbenringformen erreicht werden.

## Inhaltsverzeichnis

1	Zusammenfassung .....	7
2	Einleitung.....	8
3	Hauptteil .....	10
3.1	Gate 1.....	10
3.1.1	Lastenheft .....	10
3.1.2	Entwicklung.....	11
3.1.3	Fertigung .....	16
3.1.4	Funktionserprobung.....	18
3.1.5	Beheben von Schwachstellen.....	18
3.2	Laufzeitverlängerung.....	19
3.2.1	Externe Systemerprobung.....	19
3.2.1.1	Funktionserprobung.....	19
3.2.1.2	Beheben von Schwachstellen.....	20
3.2.2	Interne Systemerprobung.....	21
3.2.2.1	Funktionserprobung.....	21
3.2.2.2	Beheben von Schwachstellen.....	27
3.2.3	Temperatursenkung .....	29
3.2.3.1	Konzept .....	29
3.2.3.2	Entwicklung.....	29
3.2.3.3	Fertigung .....	31
3.2.3.4	Funktionserprobung.....	31
3.2.3.5	Beheben von Schwachstellen.....	34
3.2.4	Designoptimierung.....	35
3.2.4.1	Konzept .....	35
3.2.4.2	Entwicklung.....	36
3.2.4.3	Fertigung .....	40
3.2.4.4	Funktionserprobung.....	41
3.2.4.5	Beheben von Schwachstellen.....	44
3.3	Diskussion der Ergebnisse im Hinblick auf die ursprüngliche Zielsetzung .....	44
3.4	Ökologische, technologische und ökonomische Betrachtung der Vorhabensergebnisse.....	46
3.5	Darlegung der Maßnahmen zur Verbreitung der .....	49
	Vorhabensergebnisse.....	49
4	Fazit .....	51
5	Literaturverzeichnis.....	52
6	Anlagen .....	52

## **Verzeichnis Abbildungen, Tabellen, Diagramme**

### **Abbildungen**

Abbildung 1 Prinzip Doppelte Kurbelwelle .....	8
Abbildung 2 Versuchsverlauf .....	21
Abbildung 3 Messstellen Kompressor .....	22
Abbildung 4 Kolbenring .....	24
Abbildung 5 KB-Lager nach 2380 Std. ....	25
Abbildung 6 Schnitt Kurbelwelle .....	26
Abbildung 7 Kolbenringmodell .....	27
Abbildung 8 Dichtring mit Formschluss .....	27
Abbildung 9 Reparierte Kurbelwelle .....	28
Abbildung 10 Laufbuchse; alte Variante .....	29
Abbildung 11 Laufbuchse; neue Variante .....	30
Abbildung 12 Kolbenvarianten .....	34
Abbildung 13 Kunststoffkolbenboden .....	34
Abbildung 14 Optimierter Aluminiumkolben .....	35
Abbildung 15 Komponenten Trockenlaufgetriebe .....	36
Abbildung 16 Aluminiumpleuel .....	37
Abbildung 17 Gewichtsoptimiertes Stahlpleuel .....	37
Abbildung 18 Kolbenbolzenlagerung .....	38
Abbildung 19 Altes und neues Kompressormodell .....	40

### **Tabellen**

Tabelle 1 Temperaturvergleich Laufbuchsen .....	24
Tabelle 2 Temperaturvergleich Kolben .....	33
Tabelle 3 Temperaturen Kolbenvarianten .....	33
Tabelle 4 Masse Kolbenvarianten .....	36
Tabelle 5 Bilanz des ökologischen Einsparpotenzials für Deutschland .....	46
Tabelle 6 Bilanz des ökonomischen Einsparpotenzials pro LKW .....	47
Tabelle 7 Kosten / Jahr & Investitionsanteil .....	49

## Diagramme

Diagramm 1 Vergleich Fördermenge .....	19
Diagramm 2 Vergleich Leistungsaufnahme .....	20
Diagramm 3 Kolbenringverschleiß [g] .....	23
Diagramm 4 Kolbenringverschleiß [mm] .....	23
Diagramm 5 Daten; Alte Laufbuchse .....	31
Diagramm 6 Daten; Neue Laufbuchse .....	32
Diagramm 7 Testlauf mit 15 Minuten Zyklusdauer .....	41
Diagramm 8 Leistung 15min Zyklus .....	42
Diagramm 9 Zahnflankenspiel .....	43

## Verzeichnis von Abkürzungen und Bezeichnungen

Bezeichnung	Erklärung	Seite
Nikasil	Galvanisch aufgetragene Nickelbeschichtung für stark belastete Maschinenkomponenten	25, 32, 34
Polyamid	Thermoplastischer Kunststoff mit einer hohen Festigkeit, Steifigkeit und Zähigkeit	37
PTFE	Polytetrafluorethylen im technischen Gebrauch	16ff, 19, 25, 32, 46
Liner	Laufbüchse im Zylinderblock:	16,19
Kapselung	Lagerabdichtung; setzt Lager mit Innen- und Außenring voraus	14,26
HRC	Rockwell-Härte; Maßeinheit für die Härte technischer Werkstoffe	19
FEM	Finite-Elemente-Methode Numerisches Verfahren zur Simulation von Festkörpern	35

# 1 Zusammenfassung

Untersucht wird die Machbarkeit eines trockenlaufenden Kolbenverdichters für Nutzfahrzeuge auf Basis der „Doppelkurbelwellen“-Technologie von Neander-Motors.

Nach den ersten Testläufen der entwickelten Versuchskompressoren wurde deutlich, dass das Hauptaugenmerk auf die Wälzlagerungen zu richten ist. Aufgrund hoher Temperaturen und dynamischer Belastungen kam es immer wieder zu einem Fettverlust und einem unzulässigen Verschleiß an den Lagern, sodass diese Versuche nach maximal 500 Stunden eingestellt werden mussten.

Durch die Auswertung der Versuchsergebnisse und die entsprechenden Änderungen der Kompressor-Konstruktion konnte die Laufzeit des Versuchskompressors auf 2400 Stunden gesteigert werden. Der Versuchsabbruch bei dieser Laufzeit war die Folge eines Kurbelwellenbruches, dem ebenfalls konstruktiv entgegengewirkt wurde.

Eine Analyse der übrigen Kompressor-Bestandteile ergab deren mögliche Weiterverwendbarkeit bis zu der von der Industrie geforderten Laufzeit von mindestens 3000 Stunden.

Da sich gezeigt hat, dass die Betriebstemperaturen einen großen Einfluss auf die Lagerungen, insbesondere der Lagerfette, ausüben, wurden Versuche zur Machbarkeit der Temperatursenkung an den entsprechenden Lagerstellen durchgeführt. Durch entsprechende Maßnahmen konnte die Betriebstemperatur an den thermisch am höchsten belasteten Kolbenbolzenlagern von ca. 125°C auf ca. 105°C gesenkt werden. Diese Temperaturabsenkung kann die Lebensdauer des verwendeten Fettes bereits verdoppeln (1).

Neben der Lebensdauererhöhung der Bauteile war die Vorbereitung auf eine Serienfertigung Bestandteil der Untersuchung. Diverse Bauteile wurden daher so entwickelt, dass sie gusstechnisch herzustellen sind. Außerdem wurde ein neues Kompressormodell konstruiert, welches bei gleicher Leistung einen geringeren Bauraum einnimmt, um zusätzliche Einsatzfelder für dieses Kompressorkonzept zu schaffen.

## 2 Einleitung

Die derzeitige Technologie für Nutzfahrzeuge sieht ölgeschmierte Bremsluftkompressoren vor. Durch diese Technik entstehen hohe ökologische und wirtschaftliche Nachteile, die bei trockenlaufenden Kompressoren nicht auftreten würden:

- Ölauswurf durch ungefilterte Bremsluftsysteme in Nutzfahrzeugen (ca. 135.000 Liter/Jahr bei den in Deutschland angemeldeten LKW und Bussen)
- Verunreinigung der Trockenkartusche durch austretendes Öl und dadurch Verringerung der Lebensdauer
- Mehrkosten durch Entsorgung von ca. 915.000 kontaminierten Trockenkartuschen mit einem Restanteil von 229.000 Liter Öl pro Jahr
- Erhöhter Aufwand für Wartung, Reparatur und Komponentenaustausch in Höhe von ca. 183€ pro LKW/Jahr

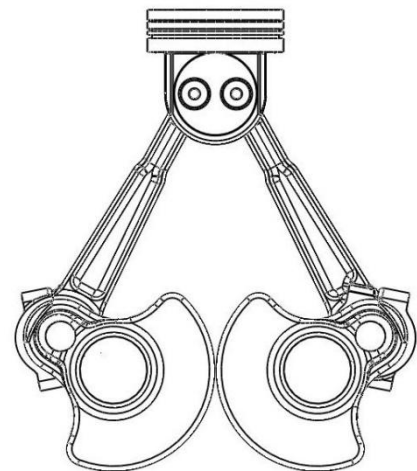
Konventionelle Trockenlaufkompressoren können in Nutzfahrzeugen jedoch nicht eingesetzt werden, da die Vorrichtungen zur Ermöglichung des Trockenlaufs (z.B. Kreuzkopf) einen zu großen Bauraum erfordern.

Um einen Trockenlaufkolbenkompressor in Nutzfahrzeugen dennoch zu ermöglichen, wurde ein Kompressorkonzept entwickelt, welches bei niedriger Bauweise den Trockenlauf zulässt.

Als Basis für die Entwicklung dient das Prinzip der doppelten Kurbelwelle.

Das Konzept beinhaltet folgende Komponenten:

- trockenlaufender Kolben mit Zylinder
- Synchrongetriebe mit 2 Zahnrädern im Ölbad
- Zylinderkopf mit je einem selbstständigen Ansaug- und Auslassventil
- trockenlaufender Kurbeltrieb mit 2 Kurbelwellen und 2 Pleuelstangen



**Abbildung 1 Prinzip Doppelte Kurbelwelle**



Das Grundprinzip des Neander-Kolbenkompressors ist mit dem Prinzip von konventionellen Kolbenkompressoren vergleichbar.

Mittels eines Kurbeltriebes wird die eingehende rotatorische Bewegung in eine translatorische Bewegung umgewandelt (Kolbenhub). Durch diese Bewegung ist der Kolben in der Lage, Umgebungsluft anzusaugen, bzw. zu verdichten.

Bei herkömmlichen Kompressoren treten dabei, bedingt durch die Schräglage der Pleuelstange, erhebliche Seitenkräfte auf, welche von der Laufbuchse aufgenommen werden müssen. Diese Seitenkräfte machen eine Ölschmierung erforderlich, da es bei einem Trockenlauf schnell zu hoher Reibung und zu einem "Fressen" von Kolben und Laufbuchse kommen kann.

Im Neander-Kompressor heben sich die Seitenkräfte durch die synchron laufenden Kurbelwellen auf, wodurch sich der Kolben in der Laufbuchse seitenkraftfrei bewegen kann. Dadurch ist es möglich, einen einstufigen Trockenlaufkompressor zu entwickeln, welcher auch bei höheren Drücken einsetzbar ist.

Außerdem ist es durch die doppelte Kurbelwelle möglich, die auftretenden Massenkräfte und Massenmomente 1. Ordnung vollständig auszugleichen, wodurch ein vibrationsarmer Kompressorlauf gewährleistet ist.

Mit dem Einsatz dieser Technologie können im Nutzfahrzeugbau Betriebskosten signifikant verringert und neue Umwelt-Standards gesetzt werden:

- Eine Ölemission wird beim Betrieb des Fahrzeugs komplett vermieden.
- Die Lebensdauer der Drucklufttrocknerkartusche verdoppelt sich; die damit verbundene Ölentsorgung entfällt komplett.
- Der ölbedingte Aufwand für Wartung, Reparatur und Ersatz des Druckluftsystems entfällt.

## 3 Hauptteil

### 3.1 Gate 1

#### 3.1.1 Lastenheft

Die Aufgabenstellung bestand darin, einen trocken laufenden Bremskolbenkompressor zu entwickeln, der den Anforderungen der Nutzfahrzeugindustrie entspricht und der die Leistungsanforderungen der Industrie erfüllt. Dabei wird unterschieden zwischen Lastenheftanforderungen, deren Erfüllung unverzichtbar ist, und weichen Anforderungen, die den Einsatz von Bauteilen existierender Kompressoren und den Vergleich von vorhandenen Versuchsaufzeichnungen ermöglichen.

#### Lastenheft-Basisanforderungen (komplett siehe Anlage A2):

Max. Förderdruck:	12,5 bar Überdruck
Fördermenge:	ca. 300 Liter/min
Bauweise:	Einzylinder/einstufig
Fördermedium:	absolut ölfreie Druckluft
Umgebungstemperatur:	-40 bis +50°C
Lebensdauer:	3000 Stunden (1000 Stunden 1. Teilschritt)
Lastzyklus:	30 sec. gegen 12,5 bar, 30 sec. Gegen Atmosphäre
Max. Drehzahl:	2000 U/min, jedoch funktionssicher ab 800 U/min

#### Weiche Anforderungen

Zylinderkopf:	Serienbauteil
Hub:	45 mm
Bohrung:	90 mm
Gewicht/Abmessungen:	so leicht und kompakt wie möglich
Bauform:	geschlossenes Gehäuse
Leistungsdurchtrieb:	6 kW

### 3.1.2 Entwicklung

#### **Versuchsmuster/Erprobungsmuster**

Zu Beginn der Entwicklung wurde ein schnell zu realisierendes Versuchsmuster gebaut. Dieser Kompressor ist in Ausführung und Form nicht repräsentierbar für die Serienausführung und diente für den System-Nachweis. Nachdem dieser Nachweis erbracht wurde, begann die Konstruktion des Erprobungsmusters. Dieses Muster lässt Rückschlüsse auf die Serienausführung zu und ist für einen Testlauf in Nutzfahrzeugen geeignet. Die Entwicklungsergebnisse wurden in verschiedenen Kompressorversionen festgehalten, welche in Anhang A3 beschrieben sind.

#### **Kurbelgehäuse**

Das Kurbelgehäuse besteht aus 2 Schalen mit einer vertikalen Teilung. Die Teilung wurde so gewählt, dass die Trennfuge nicht durch Triebwerkskräfte belastet wird und der Achsabstand beider Kurbelwellen nicht durch die Montage beeinflusst wird. Die Auflagefläche des Zylinderbuchsenhalters wird nach der Verbindung zweier Gehäusehälften plangefräst. Somit sind diese Hälften einander zugehörig und können nicht mehr untereinander getauscht werden. Die Gehäusehälften bestehen aus Aluminium, werden zurzeit aus dem Vollen gefertigt und sind in der Serie als Gussteil anzufertigen.

Das Kurbelgehäuse weist eine Anzahl von Entlüftungsbohrungen auf um einerseits einen Luftaustausch zu ermöglichen (Kühlung) und andererseits einen Druckaufbau durch einen „blow-by“-Effekt an den Kolbenringen zu verhindern.

An der rückwärtigen Seite des Kurbelgehäuses ist im Bereich der Pleuelstangen eine Inspektionsöffnung angebracht. Diese dient dazu, den Zustand der Pleuelbolzenlagerung zu sehen und Temperaturmessungen in der Lagerzone am Pleuel vorzunehmen. Das Kurbelgehäuse hat eine ausreichende Eigensteifigkeit, sodass sowohl eine Fußmontage als auch eine Flanschmontage des Kompressors möglich ist. Die beiden Gehäusehälften müssen keine Öldichtheit aufweisen und sind deshalb ohne Dichtung zusammengeschraubt. Passstifte sorgen dafür, dass eine korrekte Zuordnung auch nach wiederholter Montage jederzeit möglich ist.

## **Kurbelwellen**

Beide Kurbelwellen sind bis auf den längeren Antriebszapfen an der treibenden Kurbelwelle baugleich. Eine wesentliche Schlüsselfunktion an der Kurbelwelle nimmt die Fügepassung zwischen Hubzapfen und Kurbelwange am kurzen Kurbelwellenteil ein. Diese Passung wurde so ausgelegt, dass die auftretenden Biegekräfte und ein Drehmoment von ca. 60 Nm aufgenommen werden.

## **Massenausgleich**

Der Doppelkurbelwellen-Kompressor ermöglicht es, durch entsprechende Dimensionierung, die Massenkräfte I. Ordnung vollständig auszugleichen. Dabei werden sowohl die rotierenden als auch die oszillierenden Massenkräfte erfasst. Da einheitliche Kurbelwellen eingesetzt werden, wurde bei der Dimensionierung der Gegengewichte ein einheitlicher Konfigurationsstand gewählt. Wenn durch eine Bauteiländerung am Kurbeltrieb, wie während der Entwicklungsphase mehrfach erfolgt, Gewichtsunterschiede am Kurbeltrieb entstehen, wird zwangsläufig der Idealzustand der Auswuchtung verlassen. Dieses äußert sich in einer geringfügigen Störung der Laufkultur des Kompressors, stört die Funktion jedoch nicht.

## **Getriebe**

Das Kurbelwellenverbindungsgetriebe muss beide Kurbelwellen synchron mit gegenläufiger Drehrichtung in Bewegung setzen. Es besteht aus zwei Zahnrädern, je einer Flanschverbindung und einem öldichten Gehäuse mit Ölfüllung. Nach den Auslegungskriterien, wie Drehzahl, halbe Kompressorleistung und Lebensdauer, wurden Standard-Zahnräder mit gehärteten Zahnflanken gekauft. Bei der Montage ist auf die genaue Winkellage der Kurbelwellen zu achten, da eine Abweichung im Bruchteil eines einstelligen Winkelgrades zur Schrägstellung des Kolbens führen kann. Diese Schrägstellung kann bis zu einem gewissen Grad ausgeglichen werden, beeinflusst aber die Größe des Schadraumes und damit den volumetrischen Wirkungsgrad.

Das Funktionsmuster erhielt eine einstellbare Flanschverbindung, die eine genaue Zuordnung der Zahnräder und Wellen ermöglichte. Der Nachteil dieser Lösung war die aufwändige Herstellung der Langlöcher am Befestigungsflansch und die Tatsache, dass die Verbindung auf reinem Kraftschluss basierte.

Beim Versuchsmuster wurde ein anderes Vorgehen gewählt. Eine normale Flanschverbindung gepaart mit einem Zentrierstift auf einem möglichst großen Radius stellte die künftige Wellen-Naben-Verbindung dar. Alle Bauteile wurden auf einem digital gesteuerten Bohrwerk ohne besondere Genauigkeitsanforderung hergestellt. Die erreichte Genauigkeit erwies sich durch Testläufe als ausreichend. Das Kurbelwellenverbindungsgetriebe wird von einem öldichten Getriebedeckel umschlossen. Die Wellendurchgänge sind jeweils mit Radial-Wellenabdichtungen versehen. Es wurden zwei unterschiedliche Getriebedeckel hergestellt. Die Variante für die reine Abdichtfunktion wird durch eine zweite Variante ergänzt, geeignet für eine Flanschmontage des Kompressors. Der Deckel enthält in beiden Fällen eine Öleinfüllschraube, eine Ablassbohrung und ein Ölschauglas. Zur Anwendung kommt eine Füllung von ca. 150 ml Motor-Öl. Für den späteren Einsatz im Nutzfahrzeug ist der Anschluss an das motoreigene Schmiersystem vorgesehen.

### **Kolbenbolzenlager**

Diese Lagerstelle erfährt durch die Temperatureinwirkung und die hohen Betriebskräfte in den Kolbenendlagen eine hohe Belastung hinsichtlich der Schmierstofflebensdauer. Da hier nur ein sehr begrenzter Bauraum zur Verfügung steht, wurden die ersten Versuchskompressoren mit speziellen Nadellagern ausgestattet, welche über integrierte Dichtringe verfügten.

### **Kurbelwellenhauptlager**

Die Lagerung der Kurbelwellen erfolgt über je ein Wälzlager an den Wellenenden. Infolge des verfügbaren Bauraumes wurden diese Lager hinsichtlich dynamischer Tragzahl und Lebensdauer ausreichend bemessen. Beide Lager sind mit einer Fettfüllung versehen und durch eine Lagerkapselung geschlossen.

Die Lageranordnung wurde so gewählt, dass eine Bewegung der Kurbelwelle nach beiden Axialrichtungen durch formschlüssige Anlage verhindert wird. Sowohl Außenring als auch Innenring der Lager weisen einen Festsitz auf der Kurbelwelle bzw. in den Lagerdeckeln auf. Die Montage erfolgt durch thermisches Fügen.

### **Hubzapfenlager**

Das Funktionsmuster wurde mit zwei Kugellagern bestückt. Diese Lager wiesen eine Fettfüllung und integrierte Dichtringe auf. Diese Abdichtringe zeigten allerdings eine ungenügende Dichtwirkung. Außerdem war die Standardfettfüllung in Menge und Qualität unzureichend. Daher wurden spätere Versuchskompressoren auf Zylinderrollenlager mit separaten Dichtringen, großer Fettfüllung und verbesserter Fettqualität umgerüstet. Die axiale Festlegung erfolgt durch Wellensicherungsringe zu beiden Seiten des Rollenlagers.

### **Antriebswelle**

Die Antriebswelle wird über eine Elastomerkupplung mit der Motorwelle verbunden. Der Elastomerkranz der Kupplung ist in der Lage, Ungenauigkeiten bei der Ausrichtung von Kompressor und Motor bis zu einem gewissen Grad zu kompensieren, wodurch auf aufwendige Methoden zur Ausrichtung verzichtet werden kann. Die Kraftübertragung zwischen Kupplung und Wellen erfolgt auf der Motorseite durch eine Passfeder und einer zusätzlichen Konusverschraubung. Auf der Kompressorseite erfolgt sie rein kraftschlüssig über eine Klemmverbindung.

### **Laufbuchse**

Als Grundmaterial für die Laufbuchse standen Stahl, Guss und Aluminium zur Auswahl. Aufgrund seiner hohen Wärmeleitfähigkeit und seiner geringeren Masse ist Aluminium zu bevorzugen. Da Al jedoch über eine geringere Verschleiß-Festigkeit verfügt als Stahl oder Guss, muss eine Al-Laufbuchse mit einer Beschichtung versehen werden, um die notwendigen Verschleiß- und Gleiteigenschaften zu erreichen.

## **Arbeitsraumabdichtung**

Die Materialkombination PTFE-Kolbenringe mit Grauguss-Liner entspricht dem gegenwärtigen Stand der Technik. Die Lebensdauer dieser Ringe ist allerdings stark vom Ringdesign abhängig.

Erschwerend kommt hinzu, dass bei Nutzfahrzeug-Bremsluftkompressoren häufig eine einstufige Verdichtung zum Einsatz kommt (geschmierte Kompressoren). Dabei ist mit hohen Lufttemperaturen zu rechnen. Teilweise wurde in Randgebieten der Nutzfahrzeugindustrie der Verdichtungsenddruck bereits auf 15 bar erhöht. Damit ist die Grenze der PTFE-Anwendung nahezu erreicht. Der Einsatz von metallischen Kolbenringen hat bislang keine zufriedenstellenden Laufeigenschaften erwiesen.

Als alternative Abdichtungsmöglichkeit wurde die Machbarkeit einer Labyrinthdichtung untersucht. Der Vorteil der berührungslosen Dichtung fällt hier jedoch durch die Notwendigkeit einer PTFE-Beschichtung am Kolben weg. (Nutzwertanalyse Arbeitsraumabdichtung: siehe Anlage A5)

## **Kolben**

Der Kolben trennt den Verdichtungsraum vom Kurbelraum ab. Die mechanischen Kräfte sind, gemessen am Beispiel Verbrennungsmotor, als gering einzustufen. Aktuell wird ein Aluminiumkolben mit einem verschraubbaren Stahlkolbenboden verwendet. Diese Technik soll dazu dienen, die Verdichtungswärme im Arbeitsraum von der Kolbenbolzenlagerung fernzuhalten. Diese Technik kann in der Serie durch Verbundgusstechnik ersetzt werden.

Ebenso vorstellbar ist ein Vollstahlkolben, wie er bereits im Funktionsmuster Verwendung fand. In der Serie kann dabei ein Stahl-Feingussteil eine hohe Funktionsreife bei geringem Gewicht erzielen. Die optimale Lösung ist jedoch ein Aluminiumkolben. Dazu müsste jedoch die Lagertechnik am Kolbenbolzen soweit verbessert werden, dass trotz erhöhter Temperatureinwirkung die geforderte Lebensdauer erreicht wird, oder eine Lösung gefunden werden, welche die Wärmeabfuhr des Kolbens, oder die Isolierung der Lager durch entsprechende Konstruktionen verbessert.

Hierzu wurden entsprechende Kolbenvarianten entwickelt. Die Untersuchungsergebnisse zu den Kolben können aus Kapitel 3.2.3 entnommen werden.

Der Kolbenschaft nimmt im unteren Teil das Teflon-Führungsband und im darüber liegenden Teil zwei PTFE-Kolbenringe auf. Beide Kolbenbolzen werden axial durch je zwei Wellensicherungsringe gehalten. Zusätzlich wurde für die Versuchsmuster der Steg zwischen beiden Bolzenaufnahmebohrungen durchtrennt und mit einer Spannschraube versehen, wodurch die häufige Montage und Demontage des Kolbens während der Erprobungsphase erleichtert wird. Diese Maßnahme ist versuchsspezifisch und wird in der Serienfertigung durch ein Einpressen der Bolzen ersetzt.

### **Lagerpassungen**

Die Kurbelwellenhauptlager wurden ursprünglich am Außenring mit Übergangspassungen in den Al-Lagerschalen gehalten. Da Aluminium jedoch über einen höheren Ausdehnungskoeffizienten als Stahl verfügt, kam es bei höheren Betriebstemperaturen zu einem Lösen des Lagersitzes und somit zu einem abrasiven Verschleiß. Daher wurden die Al-Lagerschalen gegen Stahlschalen mit einer Übermaßpassung getauscht.

## **3.1.3 Fertigung**

### **Stückzahlermittlung**

Die erforderliche Stückzahl der Erprobungsmuster richtet sich nach der Anzahl der vorgesehenen Prüfstände und der geplanten Ersatzteilbevorratung. Da die Fertigung der Einzelteile meist mit einem hohen Rüstkostenanteil belastet wird, empfiehlt es sich, bei Erstbestellung eine ausreichende Stückzahl an Werkstücken für die Prüfstandkompressoren als auch für die Ersatzteilbevorratung in Auftrag zu geben. Während der geplanten Erprobung besteht dagegen die Gefahr, dass gewisse Teile sehr rasch technisch überholt werden und keiner weiteren Verwendung zugeführt werden können. Dies spricht eher dafür, die in Auftrag zu gebende Stückzahl gering zu halten. Ebenfalls muss bei diesen Überlegungen berücksichtigt werden, welche Teile fremd vergeben werden (lange Lieferzeiten) und was in der eigenen Werkstatt hergestellt werden kann und soll (kurze Lieferzeiten).



Eine Übersicht über den derzeitigen Lagerbestand kann der Anlage "Fertigung" entnommen werden.

Momentan werden bei Neander-Motors zwei Prüfstände betrieben und für Funktionsnachweise und Qualifikationstests verwendet. Die zurückliegenden Versuche haben gezeigt, dass eine Aussage über die Richtigkeit der BauteilAuswahl erst nach mindestens 250 Std. getroffen werden konnte. Die Versuchsvorhaben mussten dementsprechend angepasst werden.

Gleichzeitig wurde der Umfang des Versuchsaufbaus erheblich erweitert, um im Bereich Druck- und Temperaturmessungen fundierte Ergebnisse zu erhalten.

### **Eigenfertigung / Fremdfertigung**

Frästeile mit hoher Genauigkeit von kleiner bis mittlerer Größe können von Neander hergestellt werden. Das Kurbelgehäuse, Pleuel, Kolben und Zylinder und die Laufbuchse entstehen in Eigenfertigung. Lediglich die Endbearbeitung von genauen Bohrungen wird von einem Spezialisten ausgeführt.

Drehteile, die Kurbelwelle einschließlich der Pleuelmontage sowie die PTFE-Beschichtung am Kolben wurden bislang extern vergeben (siehe Anlage B1).

### **Montage**

Jede Kompressormontage wurde dokumentiert und anhand eines Protokolls aufgezeichnet. Die Montage erfolgte begleitend von einer Montageanleitung. Wesentliche Bestandteile dieser Anleitung waren:

- Montagereihenfolge
- Anzugsdrehmoment aller Schrauben
- Erwärmungstemperatur für diverse Fügeverbindungen

Alle Schraubenverbindungen wurden vom Ausführenden quittiert. Außerdem wurden die sichtbaren Schraubköpfe nach dem Festziehen markiert, um eine Lösung der Schrauben frühzeitig zu erkennen.

### 3.1.4 Funktionserprobung

#### Lagerpassungen

Mit den neuen Lagerschalen konnte ein Lösen der Lagersitze verhindert werden. In den Versuchen wurde jedoch die Bildung von Passungsrost (Reibkorrosion) festgestellt, welcher durch Vibrationen, oder durch Schlupf an den Passflächen verursacht werden kann (2).

#### Kolbenbolzenlager

Bei der Erprobung dieser Lagerung wurde eine mangelhafte Haltbarkeit der integrierten Dichtringe festgestellt. Außerdem kam es zum Schaden an den Lagern mit stark eingelaufenen Kolbenbolzen, was auf eine ungenügende Härte dieser Bolzenvariante schließen ließ.

#### Laufbuchse

In der Erprobung hat der Stahl-Liner ungenügende Gleiteigenschaften erwiesen, was durch einen hohen Verschleiß der PTFE-Kolbenringe ersichtlich wurde. Durch die Verwendung einer Gusslaufbuchse konnte dieser hohe Kolbenringverschleiß eliminiert werden. Die hohe Masse und der geringere Wärmeleitwert sind allerdings ein Nachteil dieser Variante.

Ein erstes Aluminiummodell mit einer Eloxalbeschichtung erwies sich als nicht geeignet, da bereits nach kurzer Zeit starke Verschleißspuren an der Lauffläche der Buchse sichtbar wurden.

### 3.1.5 Beheben von Schwachstellen

#### Lagerpassungen

Um die Bildung von Passungsrost an den Lagerungen zu vermeiden, werden diese zukünftig durch einen Metallkleber gesichert.

#### Kolbenbolzenlager

Durch den Einsatz von Kolbenbolzen mit einer Härte von mindestens 63 HRC konnte ein Einlaufen der Bolzenlaufflächen verhindert werden. Da die Dichtringe nicht die gewünschte Funktion erwiesen, wurde ein neues Lagerkonzept erstellt (siehe Kapitel 3.2.1.1).

## Laufbuchse

Aufgrund der Versuchsergebnisse wurde eine Stahl-Variante der Laufbuchse nicht weiter verfolgt. Die Guss-Laufbuchse hat ihre generelle Eignung erwiesen. Um die Machbarkeit einer Aluminiumlaufbuchse weiter zu untersuchen, wurden Versuche mit alternativen Beschichtungen durchgeführt (siehe Kapitel 3.2.2).

## 3.2 Laufzeitverlängerung

### 3.2.1 Externe Systemerprobung

Bei der Firma Wabco fand eine Kennfeldmessung des Kompressors statt. Hierbei wurden unter anderem die Fördermengen, die Leistungsaufnahme und der Liefergrad bei verschiedenen Drehzahlen und Drücken ermittelt. Außerdem wurden die gewonnenen Daten mit denen eines Wabco-Kompressors verglichen.

#### 3.2.1.1 Funktionserprobung

In Diagramm 1 ist ein Vergleich der ermittelten Fördermengen dargestellt. Anhand dieser Daten wird ersichtlich, dass der derzeitige Neander-Kompressor schlechtere Werte erzielt, als der Vergleichskompressor von Wabco. Der schlechtere Liefergrad lässt sich mit dem höheren Schadraum des Neander-Kompressors erklären. Durch den Schadraum kann ein Teil der verdichteten Luft nicht aus dem Arbeitsraum befördert werden. Im Ansaugtakt findet eine Rückexpansion dieser Druckluft statt. Das Ansaugen neuer Luft kann erst erfolgen, wenn im Arbeitsraum ein Unterdruck entsteht.

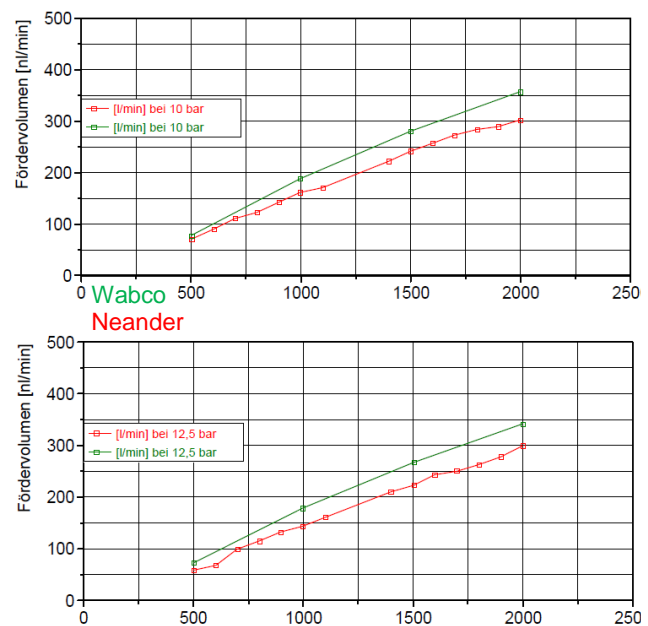


Diagramm 1 Vergleich Fördermenge

Ein Vergleich der Leistungsaufnahmen der Kompressoren kann Diagramm 2 entnommen werden. Im Drehzahlbereich zwischen 1000 und 1500 Umdrehungen pro Minute ist die Leistungsaufnahme beider Kompressoren annähernd gleich. Im oberen Drehzahlbereich ist beim Neander-Kompressor ein Anstieg der geforderten Leistung erkennbar. Verursacht wird diese durch die doppelte Kurbelwelle, welche einen erhöhten Luftwiderstand, erhöhte Lagerreibung und die Reibung der Zahnräder zur Folge hat.

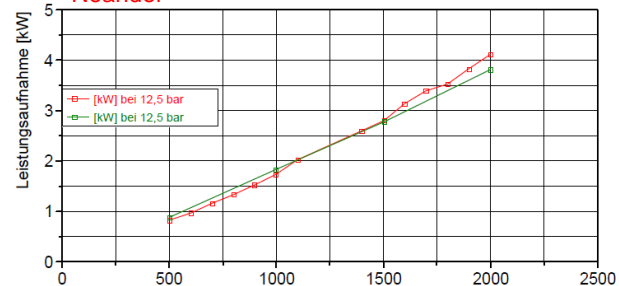
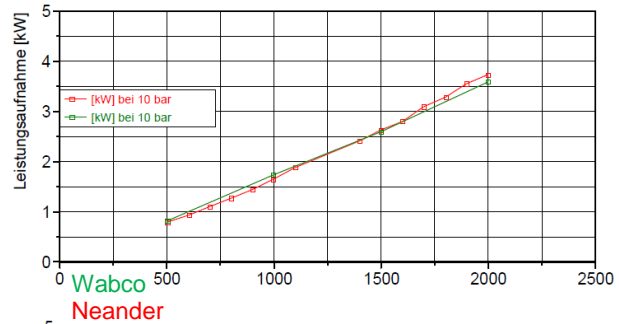


Diagramm 2 Vergleich Leistungsaufnahme

Bei 2000/min wurde eine geforderte Leistung von 4,1kW ermittelt, wobei die Leistung des Vergleichskompressors 3,8kW betrug (Kennfeldmessung: Anlage C2).

### 3.2.1.2 Beheben von Schwachstellen

Da momentan verstärkt Versuche zur Machbarkeit alternativer Kompressor-komponenten (z.B. Versuche mit Kunststoffen) durchgeführt werden, fand noch keine Optimierung des Schadraums statt. Teilweise wurde dieser sogar erhöht, um eine ausreichende Sicherheit im Test von Komponenten zu erhalten, deren Betriebsverhalten noch nicht erprobt wurde. Durch die spätere Schadraumoptimierung kann sich der Liefergrad des Kompressors verbessern lassen. In Bezug auf die erhöhte Schwungmasse der Kurbelwellen besteht nur wenig Raum für Verbesserungen, da eine Reduzierung der Masse gleichzeitig eine Reduzierung der Bauteilfestigkeit bedeutet. Eine geringe Verbesserung könnte sich hier durch die Gewichtsreduzierung der übrigen beweglichen Bauteile (z.B Aluminiumkolben) ergeben, da durch das so eingesparte Gewicht auch die Gewichte für den Massenausgleich an der Kurbelwelle reduziert werden können.

### 3.2.2 Interne Systemerprobung

Neben den Tests zur Optimierung einzelner Kompressorkomponenten wurde das gesamte Kompressorkonzept einem Langzeitversuch unterzogen. Hierbei sollte die Machbarkeit eines Kompressorlaufs von bis zu 3000 Stunden überprüft werden.

#### 3.2.2.1 Funktionserprobung

Im Testlauf wurde der Kompressor in zwei 30-sekündigen Zyklen betrieben. In Zyklus 1 fand der Druckaufbau bis zu einem Betriebsdruck von 12,5 bar statt. In Zyklus 2 arbeitete der Kompressor gegen Atmosphäre. Die Drehzahl des Motors betrug ca. 2100/min. (Beschreibung des Prüfstands: Siehe Anlage C3) In diesem Versuch wurde ein besonderes Augenmerk auf die Kolbenbolzenlagerung gelegt, da diese Lagerung thermisch und dynamisch besonders beansprucht wird. Häufige Lagerkontrollen wurden jedoch vermieden, da bei einem häufigen Aus- und Einbau der Kolbenbolzen Fremdstoffe in die Lagerung gelangen können. Eine Kontrolle der Kolbenringe und der Laufbuchse fand alle 250 Stunden statt. Bei einer Laufzeit von 2380 Stunden kam es zu einem Bruch am Hubzapfen der antreibenden Kurbelwelle.

Aufgrund dessen musste der Versuch beendet werden. Es folgte eine Analyse der Komponenten, um ihre theoretische Weiterverwendbarkeit bis zu einer Laufzeit von 3000 Stunden zu ermitteln (Messwerte zum Langzeitversuch: Siehe Anlage C6)

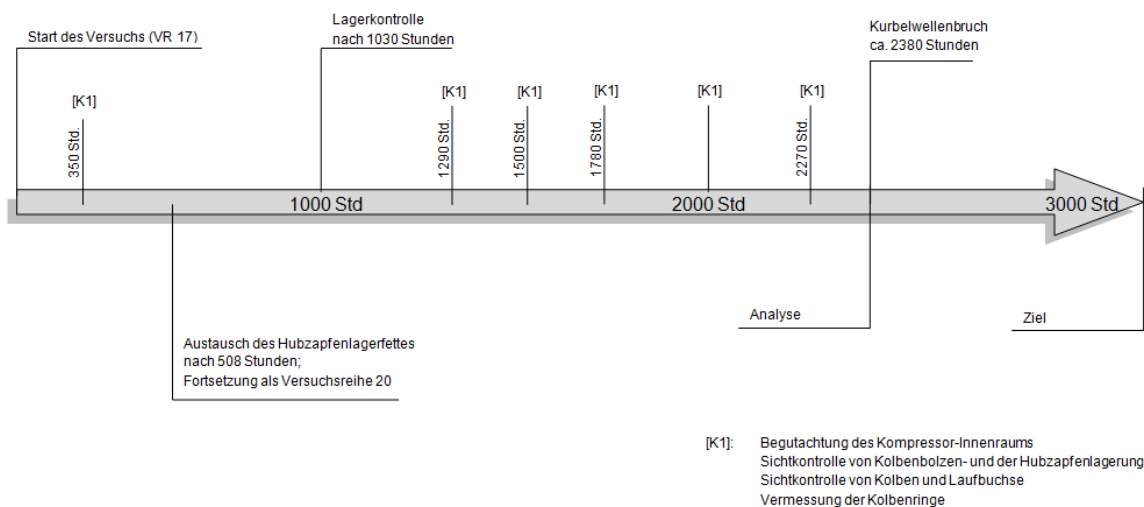


Abbildung 2 Versuchsverlauf

## Versuchsparameter & Temperaturen

Im Testlauf der Kompressoren wurden die relevanten Daten von entsprechenden Sensoren erfasst und an einen Datenlogger übermittelt. Durch die Übertragung der Loggerdaten zu einem PC wurden die Verläufe des

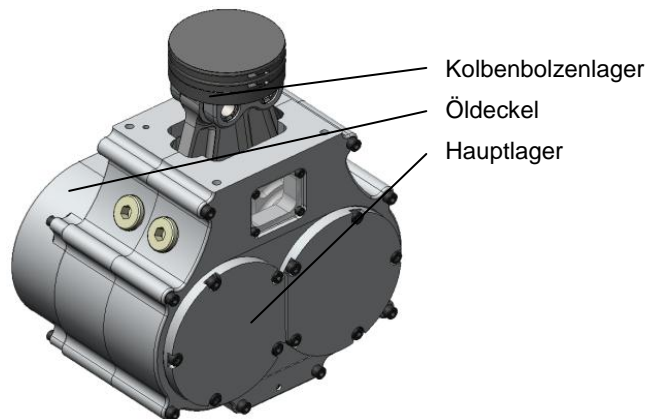


Abbildung 3 Messstellen Kompressor

Betriebsdrucks, der Drehzahl, der Kühlwassertemperatur, Druckluft- und der Ansauglufttemperatur ersichtlich. Zusätzlich hierzu erfolgte in Zwischenkontrollen eine manuelle Temperaturmessung an den Hauptlagern, am Öldeckel, in der Nähe der Kolbenbolzenlager und am Getriebe des Motors.

Folgende durchschnittliche Betriebstemperaturen wurden während des Versuches gemessen:

- Ansaugluft:	33,5 °C
- Druckluft:	139,9 °C
- Kühlwasser:	88,6 °C
- Hauptlager:	69,6 °C
- Kolbenbolzenlager:	110,1 °C
- Öldeckel:	71,3 °C
- Getriebe:	50,9 °C

## Kolbenringe

Die Vermessung der Kolbenringe ergab bis zum Versuchsende ein annähernd lineares Verschleißverhalten. Es wurde am oberen Kolbenring (schräger Stoß) ein Masseverlust von ca. 3,3 Gramm bei einer Verringerung der Ringstärke von ca. 0,87mm und am unteren Kolbenring (gasdichter Stoß) ein Masseverlust von ca. 3,6 Gramm bei einer Verringerung der Ringstärke von ca. 0,92mm ermittelt.

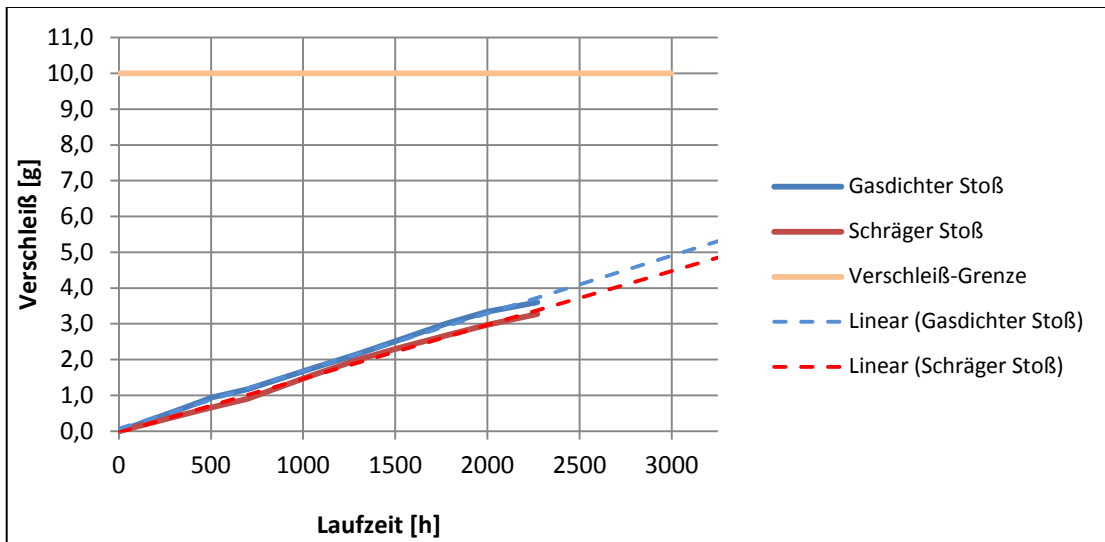


Diagramm 3 Kolbenringverschleiß [g]

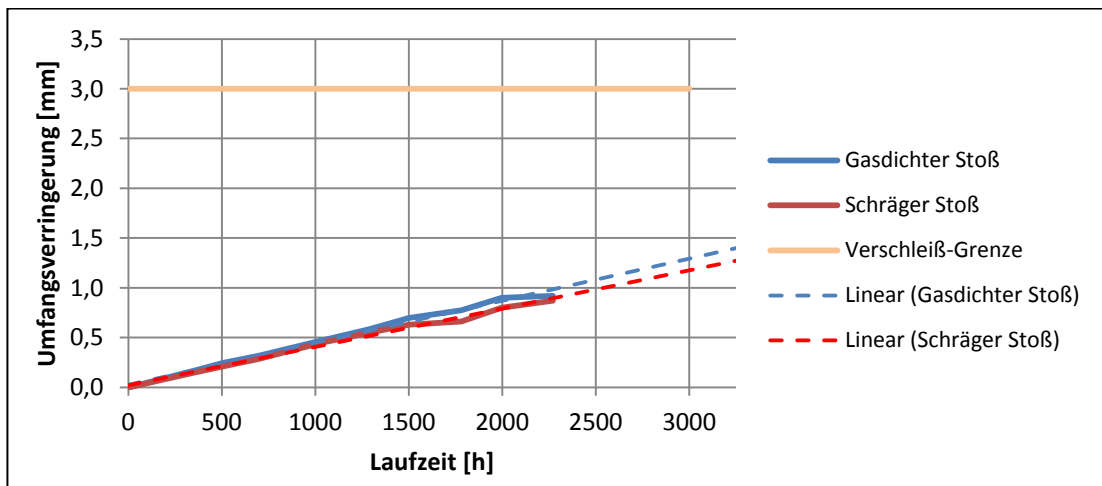


Diagramm 4 Kolbenringverschleiß [mm]

Die Verschleißgrenze wurde bei einem Masseverlust von 10 Gramm und einer Verringerung der Ringstärke von 3mm festgelegt und wurde hier etwa zu einem Drittel erreicht.

Die im Versuch aufgenommenen Messwerte sind in den Diagrammen 8 und 9 veranschaulicht. Eine Ansicht der angezeigten Verschleißprognose in den Diagrammen macht deutlich, dass die festgelegten Verschleißgrenzen nach einer Laufzeit von 3000 Stunden etwa zur Hälfte erreicht sein werden.

Somit haben die Kolbenringe eine theoretische Lebensdauer von ca. 6000 Stunden. Am Stoß des gasdichten Kolbenringes wurde eine Verformung festgestellt (Abbildung 4).

Bei der Montage in einer Messhülse mit 90mm Durchmesser wurde festgestellt, dass der Stoß des Kolbenringes über keine Überlappung mehr verfügte.

Dadurch konnte sich der Ring radial verspannen, wodurch die Verformung des Ringes eintrat. Bei einer weiteren



Abbildung 4 Kolbenring

Untersuchung wurde festgestellt, dass dieser Zustand bei einer Verringerung der Wandstärke von ca. 0,5mm stattfindet. Der gasdichte Kolbenring ist somit als nicht langzeittauglich anzusehen.

### Kolben

Die PTFE-Beschichtung des Kolbens wies nach ca. 25 Stunden Laufspuren auf. Diese nahmen allerdings während der restlichen Laufzeit nicht zu. Nach ca. 2380 Stunden bot sich an der Beschichtung ein gleichförmiges Laufbild, welches frei von Kratzern oder Riefen war. Eine Verringerung der Beschichtungsstärke konnte nicht festgestellt werden.

### Laufbuchse

Die Aluminiumlaufbuchse mit Nikasilbeschichtung wurde in diesem Versuch erstmals getestet. Die Verwendung dieser Laufbuchse mit einer PTFE-Beschichtung als Gleitpartner erwies sich als geeignet. Die Nikasilbeschichtung hielt den auftretenden Belastungen stand. Hinweise auf Verschleiß wurden nicht festgestellt.

Eine Untersuchung bei dem für die Beschichtung verantwortlichen Unternehmen wurde festgestellt, dass sich die Rauheit der Lauffläche im Bereich des Neuzustands befand. Im Vergleich mit den bisher verwendeten Graugusslaufbuchsen wurde außerdem eine Absenkung der Temperatur an den Kolbenbolzenlagern festgestellt (Tabelle 1), was durch eine bessere Wärmeabfuhr der Laufbuchse aufgrund der höheren Wärmeleitfähigkeit von Aluminium erklärt wird.

	Temperaturen [°C]		
	Druckluft	Kühlwasser	KB-Lager
Grauguss	152	85	115
Aluminium	145	89	106

Tabelle 1 Temperaturvergleich Laufbuchsen



## Lager

Die Kontrollen der Kolbenbolzenlagerung fanden nach einer Laufzeit von 19 Stunden, von 1030 Stunden und zu Versuchsende statt. Nach 19 Stunden wurde ein Ausrücken der Radialwellendichtringe festgestellt. Nach einer erneuten Positionierung der Ringe wurde dieses Verhalten nicht mehr festgestellt.



Nach einer Laufzeit von 508 Stunden wurde der Testlauf unterbrochen, da im **Abbildung 5 KB-Lager nach 2380 Std.**

Hubzapfenlagerfett eine zunehmende Absonderung des Ölteils von den übrigen Fettbestandteilen festgestellt wurde. Dieses verursachte einen starken Ölaustritt an den Radialwellendichtringen der Lagerung.

Der Versuch wurde daraufhin unterbrochen, um die Hubzapfenlager mit einem temperaturfesteren Fett ausstatten zu können. Das neue Fett hielt den Betriebsbedingungen bis zum Versuchsende stand. Ein Fettverlust über die Dichtringe blieb jedoch nicht aus, sodass die Fettmenge im Lager nach Versuchsende vergleichsweise gering war.

Nach 1030 Stunden wurde ein leichter Fettaustritt an der Dichtringen festgestellt. Am Versuchsende wurde eine Fettablagerung festgestellt, die sich über das obere Pleuelauge erstreckte. Ein Fettmangel in der Lagerung ergab sich dadurch nicht. Eine Sichtkontrolle der Lager ergab keine offensichtlichen Beschädigungen.

Die Hauptlager befanden sich zu diesem Zeitpunkt äußerlich in einem guten Zustand. Nach der Demontage der Kapselungen war eine ausreichende Fettmenge in den Lagern zu erkennen. Hinweise auf Schäden gab es nicht.

Eine abschließende Untersuchung der Lager erfolgte durch einen externen Lagerspezialisten. Laut dessen Aussage befanden sich alle Lager in einem guten Zustand. An der Kolbenbolzenlagerung und an den Hauptlagern konnte keine Beschädigung festgestellt werden. Die Laufflächen der Hubzapfenlager wiesen eine leichte Mattierung auf. Die Funktionsfähigkeit war jedoch nicht beeinflusst.

Mittels der Untersuchungsergebnisse wurde festgestellt, dass eine Lebensdauer von mindestens 3000 Stunden mit den verwendeten Lagern gewährleistet ist.

## Fett

Proben der verwendeten Lagerfette wurde zu Analysezwecken zum Hersteller geschickt. Fast alle getesteten Fette bewiesen die theoretische Weiterverwendbarkeit. Lediglich das in den Kolbenbolzen eingebrachte Fett wurde als nicht mehr verwendbar angesehen, da eine starke Erhöhung der dynamischen Viskosität vorliegt. Der schlechte Zustand des Fettreservoirs ist auf eine fehlende Umwälzung des Fettes zurückzuführen. Dadurch wird eine Separierung der Fettbestandteile begünstigt. Ein Austausch des Fettes zwischen Lager und Kolbenbolzen ist daher zu bezweifeln.

Laut Aussage der zuständigen Firma hätten sich die Fette nach der absolvierten Laufzeit unter den genannten Betriebsbedingungen in einem besseren Zustand befinden müssen.

Die Fettauswahl sollte aber nicht verändert werden. Stattdessen werden nun Möglichkeiten gesucht, die Lagermontage und die Befettung der Lager zu verbessern, da dieses die Lebensdauer der Fette erheblich erhöhen kann.

## Kurbelwelle

Nach einer Laufzeit von 2380 Stunden kam es zu einem Bruch in der antreibenden Kurbelwelle.

In einer Untersuchung des Schadens wurde ein Dauerbruch festgestellt. Die Betrachtung der Kurbelwellengeometrie ergab im Bereich der Fettzulaufbohrung eine durch

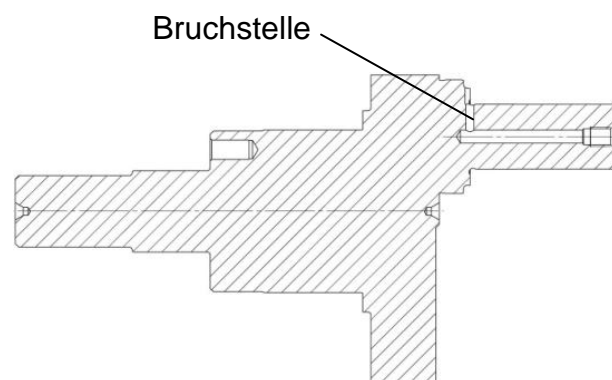


Abbildung 6 Schnitt Kurbelwelle

Kerbwirkungen kritisch beaufschlagte Zone. Dieser Umstand ist der Positionierung der Bohrung zuzuschreiben, welche den Hubzapfenquerschnitt im Bereich der höchsten Biegespannung schwächt (Abbildung 6).

### 3.2.2.2 Beheben von Schwachstellen

#### Kolbenringe

Um die Langzeittauglichkeit der Kolbenringe mit gasdichtem Stoß zu gewährleisten, müssen Änderungen im Ring-Design vorgenommen werden. Eine Verlängerung der Stoßüberlappung stellt dabei die einfachste Methode dar, um die Ringfunktion dauerhaft zu gewährleisten.



Alternativ besteht die Möglichkeit, zwei Dichtringe mit schrägem Stoß zu verwenden. Ob dieses Vorgehen zu einem Leistungsverlust des Kompressors führt, muss untersucht werden.

Abbildung 7 Kolbenringmodell

#### Lager

In den Lagerungen stellt der Sitz der Radialwellendichtringe eine Schwachstelle dar. Durch die hohe thermische Ausdehnung der Aluminium-Pleuelstangen und die hohe dynamische Belastung im Kompressorbetrieb kommt es häufig zu einem Ausrücken der Dichtringe. Ein Druckaufbau im Lagerinneren durch die Befettung kann ebenfalls zu diesem Verhalten beitragen.

Abhilfe können hierbei formschlüssig montierte Dichtringe schaffen (Abbildung 8). Ein Prototyp dieser Ringe wurde als Dichtelement in der Kolbenbolzenlagerung in einem Testlauf von 300 Stunden erfolgreich getestet. Eine Langzeiterprobung wird zurzeit vorbereitet und entsprechende Ringe zur Abdichtung der Hubzapfenlager befinden sich in der Entwicklung.

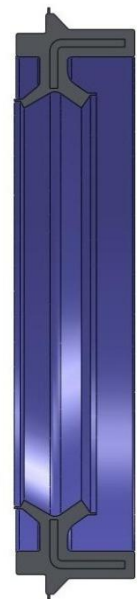


Abbildung 8  
Dichtring mit  
Formschluss

#### Fett

Laut Aussage der zuständigen Firma hätten sich die Fette nach der absolvierten Laufzeit unter den genannten Betriebsbedingungen in einem besseren Zustand befinden müssen.

Die Fettauswahl sollte aber nicht verändert werden. Stattdessen werden nun Möglichkeiten gesucht, die Lagermontage und die Befettung der Lager zu verbessern da dieses die Lebensdauer der Fette erheblich erhöhen kann.

Bezüglich des Kolbenbolzenlagerfettes muss in Zukunft eine rückstandsfreie Reinigung der Lager vor der Befettung der Lager beachtet werden. Bereits kleine Mengen eines Fremdöls, oder Rostschutzmittels können verhindern, dass das Fett einen Schmierfilm um die Wälzkörper bilden kann.

Dieses kann zu einer erhöhten Reibung und zu erhöhter thermischer Belastung führen, welches sich negativ auf die Lebensdauer des Fettes auswirkt. Außerdem kann eine übermäßige Lagerbefettung ebenfalls die Lebensdauer beeinträchtigen. Bei Lagern mit hohen Drehzahlen kann schon eine 30-prozentige Fettfüllung ausreichend sein.

Auch in der Hubzapfenlagerung sollte eine übermäßige Befettung vermieden werden. Zur Verbesserung der derzeitigen Schmiermethoden werden Lagerdaten an den Fett-Lieferanten geschickt, um die optimalen Fettmengen zu ermitteln. Außerdem sollen befettete Muster-Lager auf eventuelle Rückstände von Fremdstoffen untersucht werden.

### **Kurbelwelle**

Nach dem Bruch wurde eine Möglichkeit entwickelt, die Kurbelwellen zu reparieren und die Konstruktion sinnvoll zu ändern. Diese Konstruktionsänderung sieht einen separaten Hubzapfen vor. An der Stelle des integrierten Hubzapfens wurde eine Bohrung eingebracht. In dieser Bohrung kann nun der Hubzapfen eingepresst werden. Da die Montage zukünftig bei Neander-Motors durchgeführt wird, können die Hubzapfenlager während dessen befettet werden. Eine Zulaufbohrung zur nachträglichen Befettung ist daher nicht mehr nötig.

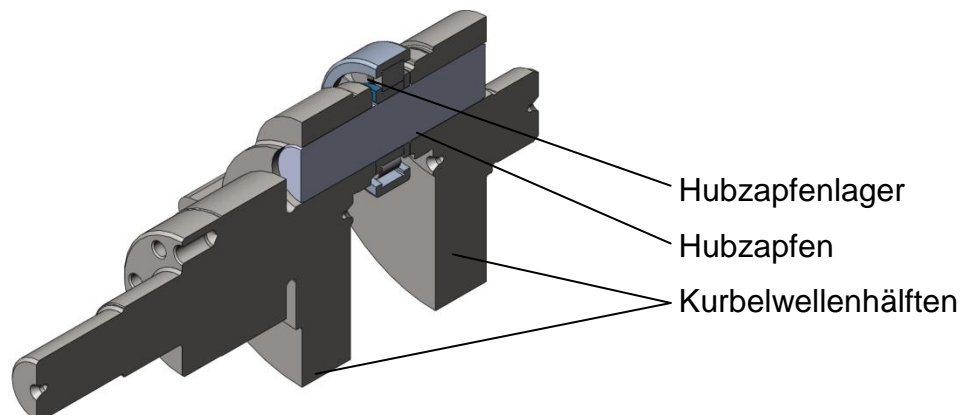


Abbildung 9 Reparierte Kurbelwelle

### 3.2.3 Temperatursenkung

Da in einem Trockenlaufkolbenkompressor die Kühlwirkung des Schmieröles entfällt, ist der korrekte Umgang mit den Betriebstemperaturen von großer Bedeutung.

#### 3.2.3.1 Konzept

Bei der Betrachtung der Temperaturproblematik wurde ersichtlich, dass die Wälzlager des Kompressors, inklusive der verwendeten Lagerfette, als kritische Bauteile angesehen werden müssen. Die Kolbenbolzenlagerung muss durch ihre Nähe zum Arbeitsraum besonders berücksichtigt werden. Durch eine Untersuchung zur Machbarkeit der Senkung der Betriebstemperaturen wurden zwei Lösungswege ermittelt.

Zum einen können die Temperaturen durch eine verbesserte Wärmeabfuhr am Arbeitsraum gesenkt werden. Dieses lässt sich mit einer Veränderung der Laufbuchsengeometrie realisieren. Zum anderen können Versuche unternommen werden, die Lagerung thermisch vom Arbeitsraum abzuschirmen. Dieses kann durch die Verwendung von Werkstoffen mit niedrigen Wärmeleitkoeffizienten erreicht werden.

#### 3.2.3.2 Entwicklung

##### Zylinder

Zur Verbesserung der Wärmeabfuhr der Laufbuchse wurden an dieser konstruktive Änderungen vorgenommen. Dabei wurde die Wandstärke reduziert und die Breite des um die Laufbuchse herumlaufenden Kühlkanals um 10mm erhöht.

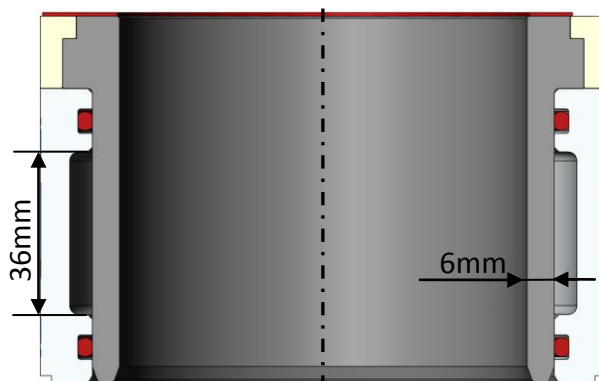


Abbildung 10 Laufbuchse; alte Variante

Eine Verbesserung der Wärmeabfuhr durch die angegebenen Maßänderungen wird mit folgender Formel begründet:

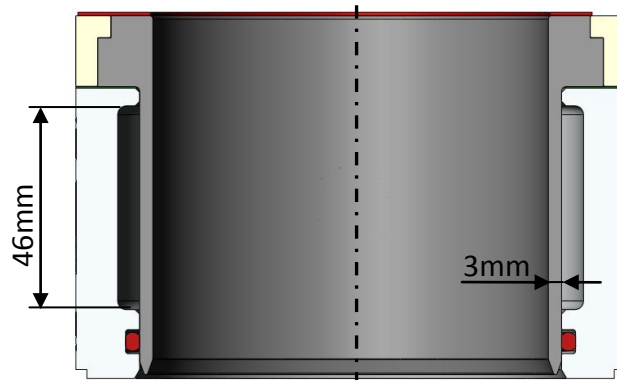


Abbildung 11 Laufbuchse; neue Variante

$$Q = \frac{\lambda A t \Delta T}{l} \quad (3, \text{Seite 322})$$

- Q: transportierte Wärmemenge
- A: Querschnittsfläche des Leiters
- t: Dauer der Wärmeabfuhr
- $\Delta T$ : Temperaturdifferenz
- l: Länge des Wärmeleiters
- $\lambda$ : Wärmeleitfähigkeit des Materials

Die Vergrößerung des Kühlkanals wirkt sich dabei auf die Querschnittsfläche aus und die Wandstärke der Laufbuchse kann mit der Länge des Wärmeleiters gleichgesetzt werden. Anhand dieser Formel lässt sich nun erkennen, dass mit der Vergrößerung der Querschnittsfläche und mit der Verringerung der Wandstärke eine Erhöhung der transportierten Wärmemenge erreicht werden kann.

### Kunststoffkolbenboden

Um die Lagerungen möglichst effizient vom Arbeitsraum zu isolieren, wurde ein Kolben mit einem Kunststoffkolbenboden konstruiert. Technische Kunststoffe sind für diese Zwecke sehr geeignet, da sie über sehr geringe Wärmeleitkoeffizienten verfügen. Zur Veranschaulichung des angewandten Prinzips kann die Formel zur Berechnung der transportierten Wärmemenge verwendet werden, wobei hier lediglich der Wert  $\lambda$  verändert wird.

## Aluminiumkolben

Um die Machbarkeit einer Temperatursenkung an den Lagerstellen unter Verwendung von reinen Aluminiumkolben zu untersuchen, wurde ein Kolben mit Kühlrippen entworfen und ein zweites Modell konstruiert, welches im Inneren Bohrungen zur Luftzirkulation verfügt.

Um außerdem ein Aluminium-Basismodell zu testen, wurde ein Aluminiumkolbenboden gefertigt, welcher dieselbe Geometrie wie der bisher verwendete Stahlkolbenboden aufweist.

### 3.2.3.3 Fertigung

Die Grundstruktur der Laubuchse wurde bei Neander-Motors als Frästeil gefertigt. Anschließend wurde sie von der Firma Mahle-König mit einer Nikasilbeschichtung versehen, um eine akzeptable Verschleißfestigkeit der Lauffläche zu erreichen. Zur Optimierung der Geometrie und der Rauheit der Lauffläche wurde sie im Anschluss gehont. Die Kolbenkomponenten aus Aluminium wurden ebenfalls bei Neander-Motors fräsend gefertigt. Das Aufbringen der PTFE-Beschichtungen erfolgte bei der Firma Elring-Klinger.

Die Kolbenböden aus Kunststoff wurden komplett von der Firma Wolf gefertigt, da diese über ein umfassendes Know-how im Bereich der kunststoffgerechten Fertigung verfügen.

### 3.2.3.4 Funktionserprobung

#### Laubuchse

Um Referenzdaten zur neuen Laubuchse zu ermitteln, wurde zunächst ein Testlauf mit der alten Variante vorgenommen. Im Test der alten Laubuchsenvariante wurden folgende durchschnittliche Temperaturen ermittelt:

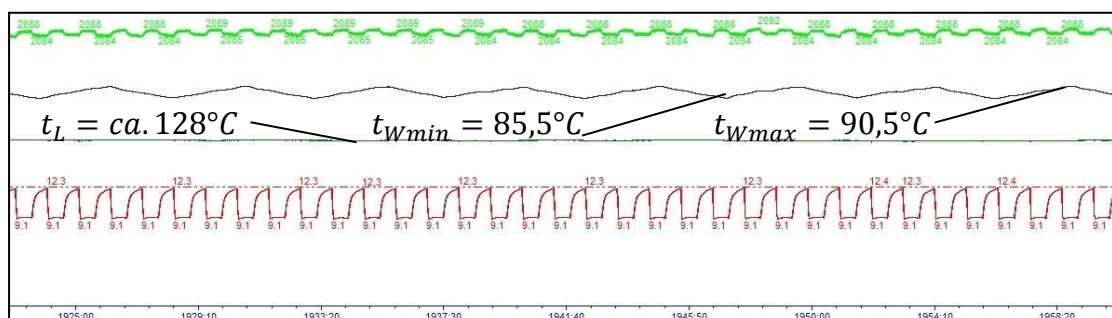


Diagramm 5 Daten; Alte Laubuchse

Der anschließende Testlauf mit der neuen Laufbuchse ergab folgende Werte:

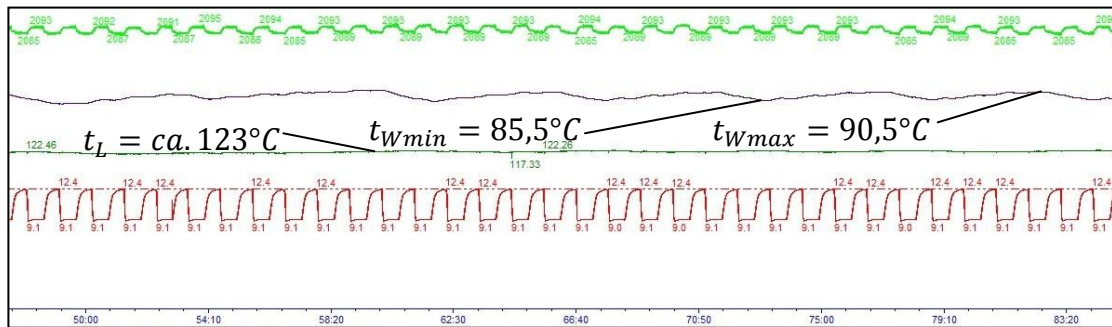


Diagramm 6 Daten; Neue Laufbuchse

Diese Messdaten machen deutlich, dass mit der neuen Laufbuchsenvariante, im Vergleich zur alten Laufbuchse eine Temperatursenkung der Druckluft von ca. 5°C erreicht wurde. Diese Veränderung beeinflusste auch die Temperaturen an den übrigen Messstellen des Kompressors.

Die Temperatur am Öldeckel konnte von 84,3°C auf 80,5°C gesenkt werden. Die Hauptlager wurden, ausgehend von der Referenztemperatur von 79,5°C, um 6°C gesenkt und am Getriebe des Motors wurde eine Temperatur von 63,5°C gemessen. Mit einer Referenztemperatur von 66,5°C ergibt sich daraus eine Temperatursenkung von 3°C. An den Pleuelstangen konnte noch keine Temperaturveränderung festgestellt werden, da die aufgenommenen Werte einer Schwankung unterliegen. Bei Versuchen mit der alten Laufbuchse wurden Werte zwischen 109°C und 114°C ermittelt.

Eine Messung nach dem Testlauf der neuen Variante ergab eine Pleueltemperatur von 112°C. Die Schwankungen können Messungenauigkeiten zugeschrieben werden, die sich aus der derzeitigen Messmethode ergeben. Um genaue Werte zu erhalten, muss die Messmethode noch verfeinert werden.

Die neue Laufbuchse ermöglicht es, die Betriebstemperaturen auf einfache Weise zu senken. Eine Temperatursenkung von ca. 5°C kann dabei schon eine Verlängerung der Fettlebensdauer von ca. 33% bewirken (1). In Verbindung mit einer Isolierung der Lagerungen, z.B. durch die Verwendungen eines Kunststoffkolbens, lassen sich die Temperaturen eventuell zusätzlich absenken.



Mit dieser Laufbuchsenvariante konnten im Testlauf gute Ergebnisse erzielt werden. Daher wird sie ins bestehende Kompressorkonzept übernommen.

### Kunststoffkolbenboden

Die Tests der Kolbenvarianten wurden in einer Nikasil-beschichteten Aluminiumlaufbuchse mit 6mm Wandstärke durchgeführt.

Zu Beginn des Versuches wurden zunächst Kurzzeitversuche durchgeführt, um eventuelle Schäden frühzeitig zu erkennen. Nachdem kein Schaden festgestellt wurde, wurden mehrstündige Versuche durchgeführt.

Als ausschlaggebender Messwert wurde die Betriebstemperatur an der Kolbenbolzenlagerung festgelegt. Zur weiteren Veranschaulichung wurden die Temperaturen an den Hauptlagern und am Öldeckel ebenfalls aufgenommen.

Folgende Werte wurden dabei ermittelt:

Messstelle	Temperaturen [°C]		
	Stahlkolbenboden	Kunststoffkolbenboden	Temperaturunterschied
Kolbenbolzenlager	112,7	106	-6,7
Hauptlager	80,3	76	-4,3
Öldeckel	85	80	-5

**Tabelle 2 Temperaturvergleich Kolben**

Die gemessenen Temperaturen weisen auf eine Verringerung der Betriebstemperaturen von ca. 5°C hin.

### Aluminiumkolben

In einem Versuch wurde ermittelt, in welchem Maß sich die Lagertemperaturen durch verschiedene Kolbenvarianten beeinflussen lassen. Jeder Kolben wurde einem mehrstündigem Lauf unterzogen, um sicherzustellen, dass die Temperatur am Kolbenbolzenlager ihren Maximalwert erreicht.

Anhand der Ergebnisse lässt sich erkennen, dass die Kolbenvariante mit Bohrungen eine sehr hohe Lagertemperatur bewirkt.

Eine Luftzirkulation im Kolbeninneren, welche eine Abkühlung des

	Kolbenvariante	Kolbenbolzen-lagertemperatur [°C]
1.	Aluminiumkolben mit Bohrungen	124
2.	Aluminiumkolben mit Kühlrippen	119
3.	Kolben mit Aluminiumboden	116
4.	Kolben mit Stahlboden	112

**Tabelle 3 Temperaturen Kolbenvarianten**

Kolbens bewirkt, findet demnach nicht, oder nur in sehr geringem Maß statt.

Der Kolben mit Kühlrippen konnte eine bessere Kühlwirkung erzielen und die Temperatur an der Kolbenbolzenlagerung um 5°C senken.

Der Kolben mit einem Aluminiumkolbenboden bewirkte eine Temperatur an der Lagerung von 116°C. Die Absenkung um 3°C im Vergleich zur Kühlrippenvariante weist auf eine hohe isolierende Wirkung der Hohlkammer in dem Kolben hin. Mit der Verwendung eines Kolbenbodens aus Stahl konnte die Lagertemperatur nochmals um 4°C gesenkt werden.

### 3.2.3.5 Beheben von Schwachstellen

#### Kunststoffkolbenboden

Trotz einer FEM-Analyse seitens des Herstellers kam es in einem vorangegangenen Versuch eines Kunststoffkolbenbodens schon nach ca. einer Stunde zu einem Bruch am oberen Kolbenbodensteg. Nach der Untersuchung dieses

Schadens wurde eine zu hohe Biegespannung am Kolbenbodensteg in Verbindung mit einer Kerbwirkung als Schadensursache festgelegt. In einer anschließenden Konstruktionsänderung wurde die Stärke des Kolbenbodensteges (a) erhöht.

Außerdem wurde am Übergang vom Kolbenbodensteg zum restlichen Kolbenbodenkörper ein Radius hinzugefügt (b), um eine Kerbwirkung zu vermeiden. Der so geänderte Kolbenboden wurde bereits über 500 Stunden getestet. Hinweise auf eine Beschädigung ergaben sich bislang nicht. Weitere Langzeitversuche werden zeigen, ob bei dem derzeitigen Modell bereits eine ausreichende Stabilität vorliegt, oder ob es weiterer konstruktiver Änderungen bedarf.

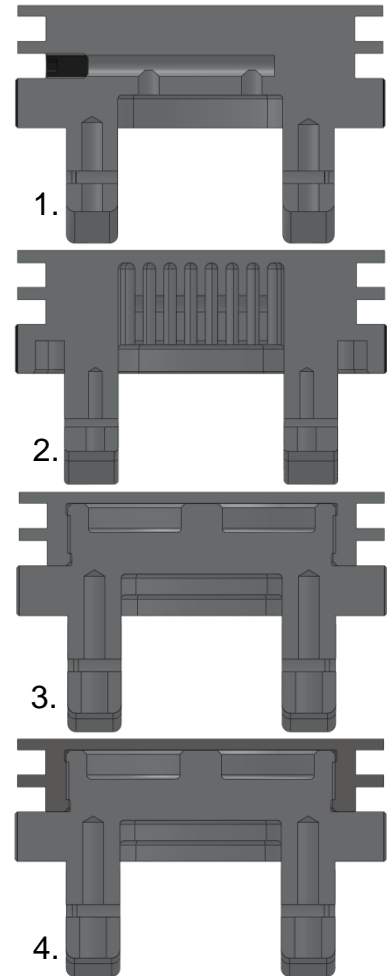


Abbildung 12 Kolbenvarianten

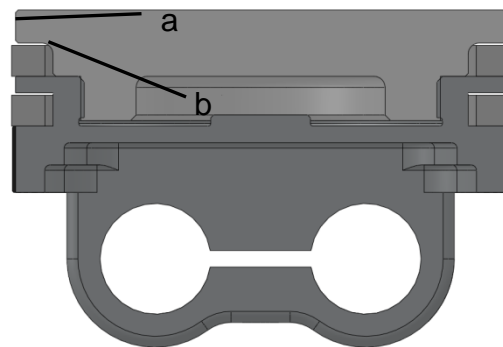


Abbildung 13 Kunststoffkolbenboden

Zusätzlich zur Geometrieänderung des Kolbenbodens besteht die mögliche Auswahl alternativer Kunststoffe.

### Aluminiumkolben

Die Testläufe haben erwiesen, dass der Kolben mit Bohrungen eine unzureichende Temperatursenkung bewirkt. Dieses Konzept wird daher nicht weiter verfolgt. Die Kühlrippen des zweiten Kolbenmodells konnten eine bessere Kühlwirkung erzielen.

Mit den verschraubbaren Kolbenböden wurden, aufgrund der Hohlkammer, allerdings die besten Ergebnisse erzielt.

Ein entsprechendes Kolbenmodell aus Aluminium-Guss ist demnach bezüglich der Produktion und der Kühlwirkung zu bevorzugen. Eine zusätzliche Temperatursenkung könnte sich durch eine Reduzierung des Querschnittes der

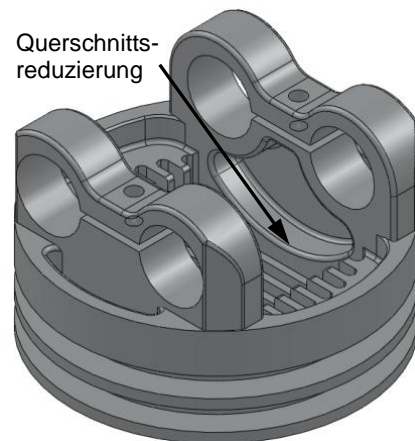


Abbildung 14 Optimierter Aluminiumkolben

Kolbenbolzenaufnahme erreichen lassen (Abbildung 14). Diese Maßnahme wird zurzeit bezüglich ihrer Eignung zur Temperatursenkung und der Kolbenfestigkeit untersucht.

## 3.2.4 Designoptimierung

### 3.2.4.1 Konzept

In der Designoptimierung wurden Möglichkeiten zur Erhöhung der Lebensdauer der Lagerungen, insbesondere der Kolbenbolzenlagerung, untersucht. Außerdem fand durch die Konstruktion eines B-Musters mit reduzierter Baubreite, sowie durch die Vereinfachung der Konstruktion und die Verwendung kostengünstiger Werkstoffe, eine Annäherung an die Serienreife statt. Mit der Untersuchung einer trockenlaufspezifischen Leistungsregelung wurde zudem eine Möglichkeit untersucht, um die Wirtschaftlichkeit des Trockenlaufkompressors gegenüber ölgeschmierten Maschinen zu erhöhen. Weiterhin wurde mittels eines trockenlaufenden Kompressortriebes die Möglichkeit der vollständigen Ölfreiheit getestet.

### 3.2.4.2 Entwicklung

#### Kolben

Im Vergleich mit einem Kompositkolben mit Stahlkolbenboden wurde eine Massereduzierung von 50% angestrebt.

	Kolbenvariante	Masse [g]
1.	Aluminiumkolben mit Bohrungen	435,4
2.	Aluminiumkolben mit Kühlrippen	353,0
3.	Kolben mit Aluminiumboden	402,1
4.	Kolben mit Stahlboden	604,3

Tabelle 4 Masse Kolbenvarianten

In Tabelle 4 ist zu erkennen, dass mit der Kolbenvariante mit Kühlrippen eine Masseeinsparung von ca. 42% erreicht wurde. Aufgrund der schlechten Ergebnisse dieses Kolbens in der Wärmeabfuhr ist hier jedoch die Kolbenvariante mit Aluminiumkolbenboden zu bevorzugen. Mit dieser Variante lässt sich eine Masseeinsparung von ca. 33% erreichen. Eine detaillierte Beschreibung der Laufeigenschaften der Kolbenvarianten kann aus Kapitel: "3.2.3 Temperatursenkung" entnommen werden.

#### Trockenlaufgetriebe

Um die Machbarkeit eines gänzlich ölfreien Kompressors zu untersuchen, wurde in Zusammenarbeit mit einem Kunststoffspezialisten ein trockenlaufendes Getriebe, bestehend aus einem Stahlzahnrad und einem Kunststoffzahnrad, konstruiert. Das Kunststoffzahnrad ist mit einer Stahlnabe versehen, in dessen Umfangsfläche eine Rändelung eingebracht wurde. Der Kunststoff wird auf die Rändelung gegossen und anschließend, im ausgehärteten Zustand, weiterbearbeitet. Bei dem verwendeten Kunststoff handelt es sich um ein hochfestes Polyamid.

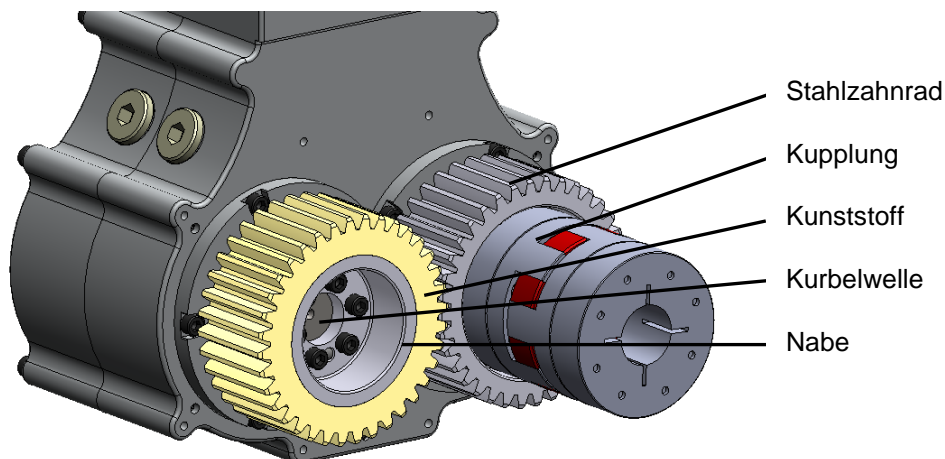


Abbildung 15 Komponenten Trockenlaufgetriebe

## Pleuelstangen

Im Funktionsmuster wurden Pleuelstangen aus Stahl verwendet. Dieses stellt eine unproblematische Bauweise dar, vor allem was den Festsitz der Pleuelbolzenlager und der Pleuelzapfenlager betrifft.

Da jedoch die hohe Masse des Stahlpleuels sowohl im Bauteil als auch im Pleuelwellengegengewicht auftritt, wurde die Machbarkeit von Pleuelstangen aus Aluminium untersucht.

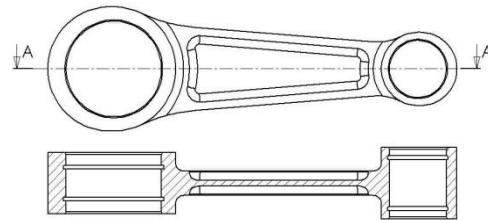


Abbildung 16 Aluminiumpleuel

Die derzeitigen Aluminiumpleuelstangen (Abbildung 16) haben eine Masse von 224 Gramm. Ein entsprechendes Stahlpleuel würde diese Masse fast um das Dreifache erhöhen. Um der erhöhten Masse entgegenzuwirken,

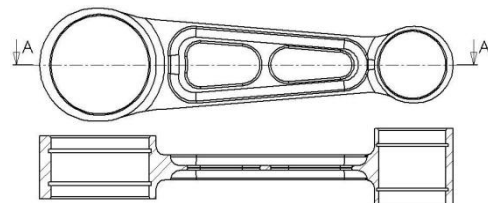


Abbildung 17 Gewichtsoptimiertes Stahlpleuel

wurde ein gewichtsoptimiertes Stahlpleuel konstruiert (Abbildung 17). Mit einer Masse von 389 Gramm ist dieses jedoch immer noch deutlich schwerer, als die Al-Variante.

Beide Lageraugen am Pleuel sind geschlossen und zur Aufnahme von Wälzlagern und deren Abdichtelementen geeignet. Bei Pleuelstangen aus Aluminium muss der Lagersitz besonders berücksichtigt werden.

Bei der Verwendung einer reinen Übermaßpassung kann es bei hohen Betriebstemperaturen zu einem Schlupf in der Lagerpassung kommen. Daher müssen die Lager axial gesichert werden.

## Kolbenbolzenlager

Diese Lagerstelle erfährt durch die Temperatureinwirkung und die hohen Betriebskräfte in den Pleuelbolzenlagern eine hohe Belastung hinsichtlich der Schmierstofflebensdauer. Ausgehend vom Versuchsmuster wurden hier die meisten konstruktiven Änderungen vorgenommen. Ebenfalls wurden Versuche unternommen, die Pleuelbolzenlager als trockenlaufende Gleitlager auszuführen.

Hierbei wurde bei allen Gleitpaarungen ein unzulässiges Verschleißverhalten festgestellt. Die Gleitlagerversuche wurden daraufhin eingestellt. Um die Verwendung von Wälzlagern bei einer stabilen Lagerbefüllung zu gewährleisten, wurde die folgende Lagervariante entwickelt:

Als Lager werden ein bzw. zwei Nadellager mit massivem Außenring eingebaut. Für die Lagerabdichtung werden separate Radialwellendichtringe verwendet. Sowohl bei der Lagerauswahl als auch bei der Dichtringbestückung wurden mindestens zwei geeignete Lösungsvarianten ausgesucht und getestet.

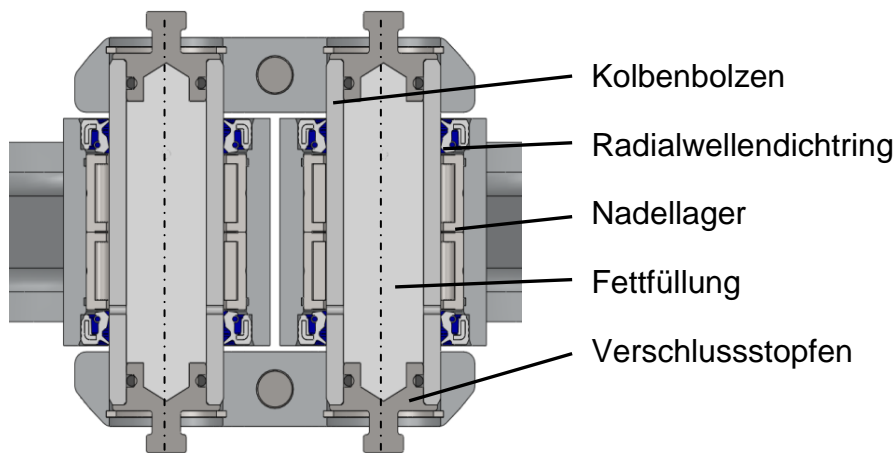


Abbildung 18 Kolbenbolzenlagerung

Die axiale Festlegung der Lager erfolgt über beidseitig angebrachte Wellensicherungsringe bzw. alternativ Madenschrauben und eine umlaufende Nut um den Lageraußenring.

Auch an dieser Stelle soll nach positivem Abschluss der Dauerversuche Spielraum bei der Seriengestaltung gegeben werden. Um bei dieser Lagerungsvariante einem eventuellen Fettverlust ausgleichen zu können, wurde im Kolbenbolzen ein zusätzliches Fettreservoir angelegt, welches über Zulaufbohrungen mit dem Lagern verbunden ist.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass alle Wälzlager eine rechnerische Lagerlebensdauer besitzen, die die geforderte Lebensdauer mit einer Sicherheitsreserve erreichen lässt. Aber auch auf diesem Gebiet stellen die realen Einsatzbedingungen Hindernisse dar, deren Einfluss nur experimentell zu erfassen ist. (Lagertabelle: siehe Anlage A4)

## **Leistungsregelung**

Zwecks einer möglichen Leistungseinsparung des Kompressors im Nutzfahrzeugbetrieb soll die Machbarkeit einer Leistungsregelung durch Begrenzung der Fördermenge geprüft werden. Diese Regelung sieht eine vollständige Absperrung der Ansaugleitung vor, wodurch der Kompressor nicht mehr in der Lage ist, die Umgebungsluft anzusaugen und zu verdichten.

Diese Maßnahme soll in Phasen der „Null-Förderung“ eine Senkung der benötigten Antriebsleistung und der Betriebstemperaturen ermöglichen, ohne eine Unterbrechung des Kompressorlaufs herbeizuführen.

Die Absperrung der Ansaugleitung ist nur in ölfreien Kompressoren möglich, da bei ölgeschmierten Maschinen durch den entstehenden Unterdruck Öl in den Druckraum gezogen wird.

Daher ist bei ölgeschmierten Kompressoren die Verwendung einer Kupplung erforderlich, um eine Leistungseinsparung zu bewirken, was einen Anstieg der Produktionskosten von 100% zur Folge hat. Als mindestens zu erreichende Leistungseinsparung wurde 50% festgelegt.

## **Bauraumreduzierung & B-Muster**

Um einen höheren Einsatzbereich für den Bremskompressor zu erzielen und den Einbau in Nutzfahrzeugen zu erleichtern, wurde ein Kompressormodell mit reduzierter Baubreite konstruiert. Die Zielvorgabe durch die Industrie (Wabco) ist: max. 60% (Breite 220mm) über den aktuellen ölgeschmierten Kompressoren.

Der derzeitige Stand des Neander-Kompressors liegt bei 80% (Breite 250mm). Bei der Konstruktionsänderung des Kompressors wurde zusätzlich darauf geachtet, dass die einzelnen Komponenten kostengünstiger produziert werden können, bzw. sich an eine Serienproduktion angenähert werden kann.

Bezüglich des Kurbelwellengehäuses, der Lagerschalen und der Zahnräder wurde auf eine Masseverringering geachtet. Zur Reduzierung der Baubreite wurden Maßänderungen am Kurbeltrieb vorgenommen. Der Kurbelradius wurde von 23mm auf 20mm geändert. Der Achsabstand der Kurbelwellen wurde ausgehend von 108mm um 4mm verkürzt. Durch diese Änderungen ergab sich eine Verringerung des Kolbenhubs und somit des Hubraums.

Dieses wurde mit einer Erhöhung des Kolbendurchmessers auf 95mm kompensiert. Aufgrund des veränderteren Kurbeltriebs musste der Durchmesser des Lagersitzes der großen Hauptlager um 10mm verringert werden. Infolge dessen fand eine neue Lagerauswahl statt.

In der Konstruktion wurden Erkenntnisse aus den bisherigen Testläufen berücksichtigt. Unter anderem wurde eine Laufbuchse mit 3mm Wandstärke mit in das Modell aufgenommen und die Breite der unteren Pleuelaugen wurde erhöht, um mehr Raum für das Lagerfett zu schaffen.

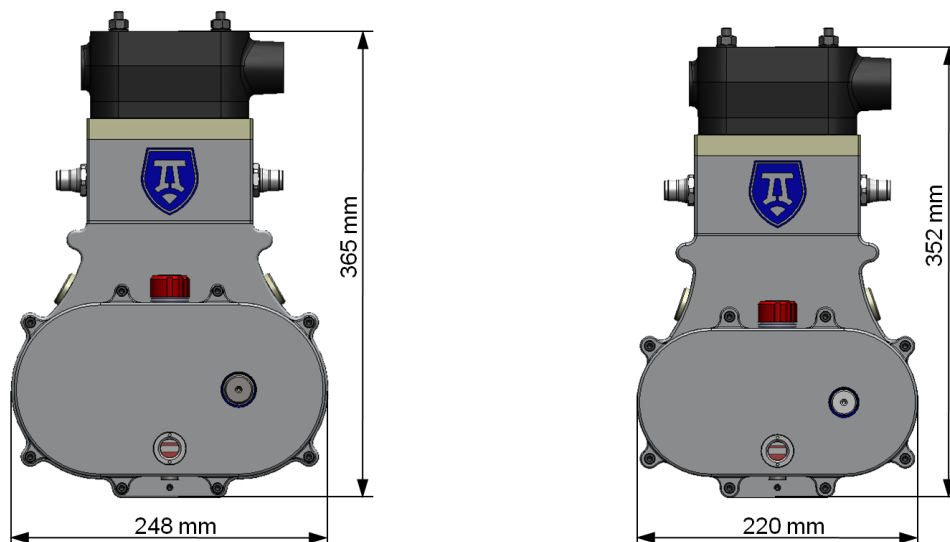


Abbildung 19 Altes und neues Kompressormodell

Das angestrebte Ziel, die Breite des Kompressors von 250mm auf 220mm zu verringern, wurde erreicht. Die Annäherung an die Serienfertigung ist aufgrund der Änderungen und durch die Gewichtseinsparung erfüllt worden.

Verglichen mit dem Industriestandard (Wabco: 14 kg), lag der Bremskompressor vor den Änderungen 120,6%, nach den Änderungen 74,7% über dem Standard. Somit sind die Einsparung von 6,43 kg (20,8%) und die Reduzierung der Breite auf 220mm, ein Schritt in die richtige Richtung (Bericht: siehe Anlage A4).

### 3.2.4.3 Fertigung

Bei der Montage der neu erstellten Kolbenbolzenlagerung war ein sauberes und genaues Arbeiten von allergrößter Bedeutung. Hierfür wurde ein separates Montageprotokoll erstellt, um die Reproduzierbarkeit der Montageschritte bei einer späteren Serienfertigung sicherzustellen.



Das Kunststoffgetriebe wurde mit Hilfe einer Spezialfirma für Kunststofftechnik entwickelt, welche auch mit der Herstellung beauftragt wurde. Das zugehörige Stahlzahnrad wurde ebenfalls von dieser Firma geliefert. Damit entfiel die Abstimmung über Zahnflankenspiel und Oberflächenbeschaffenheit.

### 3.2.4.4 Funktionserprobung

#### Pleuelstangen

Die Pleuelstangen wurden in diversen Versuchen, auch in einem Langzeitversuch von ca. 2400 Stunden, getestet. Dabei wurden keine Anzeichen für eine kritische Beanspruchung dieses Bauteils festgestellt. Aufgrund seiner geringeren Masse und der besseren Bearbeitbarkeit wird die Verwendung der Aluminiumpleuelstangen weiterverfolgt.

#### Leistungsregelung

Der Versuch wurde mit einer Drosselklappe durchgeführt, welche sich mittels eines Druckluftzylinders schließen lässt und wurde mit einer maximalen Zyklusdauer von 15 Minuten durchgeführt, da sich die Temperaturen bei geschlossener Drosselklappe nach besagten 15 Minuten nicht mehr veränderten. Die Druckluftzufuhr erfolgte über ein elektronisch gesteuertes Ventil. Zur Ermittlung der erforderlichen Leistung wurde ein Zangenamperemeter verwendet.

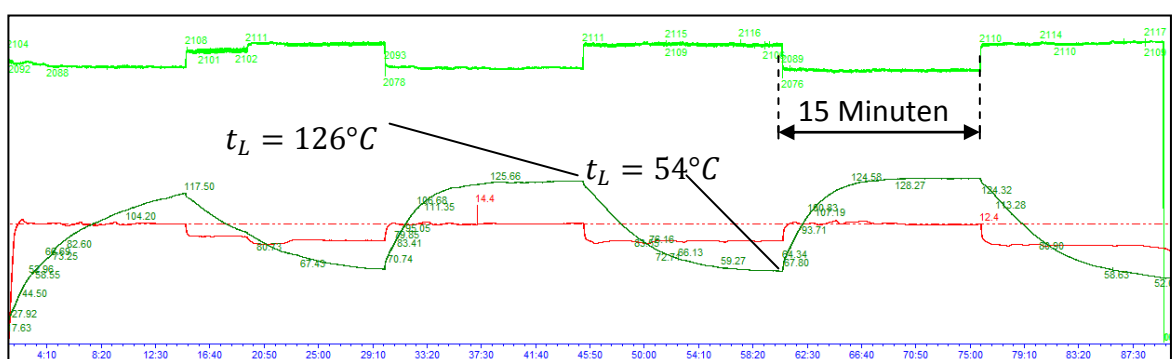


Diagramm 7 Testlauf mit 15 Minuten Zyklusdauer

Es wurde im Druckzyklus eine maximale Drucklufttemperatur von 126°C und im Absperrzyklus eine minimale Drucklufttemperatur von 54°C ermittelt, wodurch sich eine Temperatursenkung von 72°C ergibt.

Durch die niedrige Temperatur im Absperrzyklus kann die Lebensdauer der Lagerungen, insbesondere des Lagerfettes deutlich erhöht werden (siehe Kapitel 3.2.3.4).

Mit einer Maximalleistung von ca. 5,1 kW und einer Minimalleistung von ca. 3,3 kW wurde im Versuch eine Leistungseinsparung von ca. 33% erreicht. In einem anschließenden Testlauf mit geschlossener Drosselklappe und demontierter Druckluftleitung wurde ein erheblicher Luftausstoß am Druckstutzen des

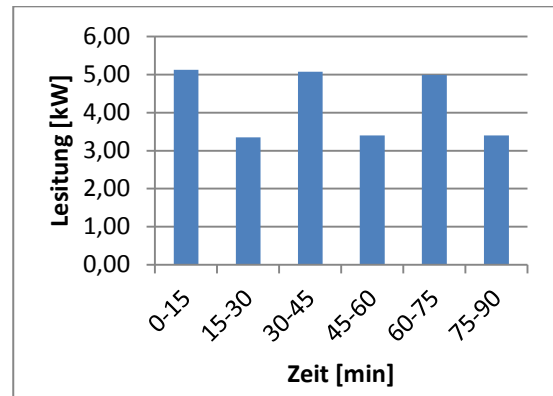


Diagramm 8 Leistung 15min Zyklus

Zylinderskopfes festgestellt. Dieses kann bedeuten, dass an den Kolbenringen des Kompressors ein starker Blow-By-Effekt auftritt. Eine Erfassung des Volumenstroms der weiterhin austretenden Luft war mit den verfügbaren Messmitteln nicht möglich. (Weitere Ergebnisse: siehe Anlage C4)

### Trockenlaufgetriebe

Der Versuch wurde mit einem Testlauf ohne Druck begonnen, um einer schnellen Zerstörung des Getriebes und damit ungenügenden Versuchsergebnissen vorzubeugen.

Dieser Testlauf wurde in kurzen Abständen unterbrochen, um das Zahnflankenspiel der Zahnräder zu überprüfen und eventuelle Einlaufspuren an den Zähnen festzustellen.

Da kein Verschleiß, oder eine Beschädigung festgestellt werden konnten, wurden weitere länger dauernde Versuche mit höheren Drücken durchgeführt. Dabei wurden die Betriebstemperaturen der getriebenen Kurbelwelle, der Nabe des Kunststoffzahnrades, des Kunststoffes, sowie des Stahlzahnrades und der Kupplung gemessen. Nach dem Erreichen des Betriebsdrucks von 12,5 bar wurde dieser nicht weiter erhöht. Gegen Ende eines ersten einstündigen Testlaufs bei 10 bar pendelten sich die Betriebstemperaturen ein. Bei der anschließenden Temperaturmessung wies der Kunststoff eine um ca. 30°C geringere Temperatur auf, als das Stahlzahnrad.

Bei den anschließenden mehrstündigen Testläufen mit 12,5 bar Betriebsdruck wurden folgende durchschnittliche Betriebstemperaturen gemessen:

- Stahlzahnrad: 92,5°C
- Kunststoff: 59,5°C
- Nabe: 95,0°C
- Kurbelwelle: 97,5°C
- Kupplung: 84,5°C

Auch hier wurde die hohe Temperaturdifferenz zwischen Stahl und Kunststoff festgestellt. Dieses Verhalten wird durch den niedrigen Wärmeleitkoeffizienten des Kunststoffes verursacht. Da Stahl über einen höheren Koeffizienten verfügt, wird ein großer Teil der entstehenden Wärme vom Stahlzahnrad aufgenommen. In den ersten 30 Stunden des Versuchs wurde keine Veränderung des Zahnflankenspiels festgestellt. Nach ca. 40 Stunden stieg dieses jedoch rapide an, sodass der Versuch nach ca. 55 Stunden bei einem Spiel von ca. 0,4mm eingestellt werden musste.

Mit hoher Wahrscheinlichkeit kam es im Testlauf zu einem mikroskopischen Verschleiß an den Zahnflanken und somit zu einer Formänderung der Zähne. Dadurch war ein Abwälzen der Zähne nicht mehr gegeben, wodurch

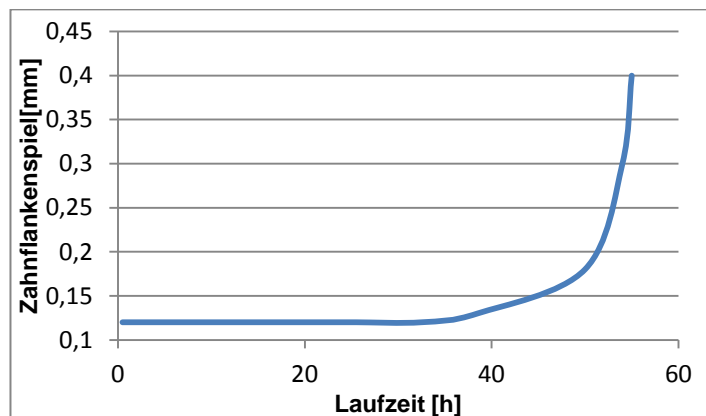


Diagramm 9 Zahnflankenspiel

sich die Reibung und somit der Verschleiß weiter erhöhte. Dieses erklärt die exponentielle Erhöhung des Zahnflankenspiels (Tabelle Trockenlaufgetriebe: siehe Anlage C5).

### 3.2.4.5 Beheben von Schwachstellen

#### **Trockenlaufgetriebe**

Das Problem der Zahnräder von Doppelkurbelwellenmaschinen stellt die „Zahnzupaarung“, also das stetige Abwälzen derselben Zahnpaare dar. Dadurch kann eine Grübchenbildung in den Zahnflanken stark beschleunigt werden. Eine Veränderung der Verzahnungsqualität, die Verbreiterung der Zahnräder, oder eine andere Werkstoffauswahl könnte hier zu einer Verbesserung der Verschleißeigenschaften führen.

#### **Leistungsregelung**

Mit der Absperrung der Ansaugleitung lässt sich durchaus eine Leistungseinsparung erzielen. Diese fällt allerdings geringer aus, als zuvor angenommen. Das Hauptproblem stellt dabei die Neigung des Kompressors zum Blow-By dar. Da dieses schon im normalen Betrieb von der Firma Wabco festgestellt wurde, ist eine erhebliche Verstärkung dieses Effektes im Absperrzyklus sehr wahrscheinlich. Eine Verbesserung der Dichtwirkung der Kolbenringe könnte demnach zu einer deutlich erhöhten Leistungseinsparung führen. Dieses ließe sich durch Kolbenringe mit einer Vorspannung realisieren. Um erste Ergebnisse zur Verbesserung der Leistungseinsparung durch vorgespannte Kolbenringe zu erhalten, wurde mittels eines gebogenen Messingbandes, welches hinter den Kolbenringen angebracht wurde, eine Vorspannung erzeugt. In einem Testlauf konnte mit dieser Variante allerdings keine Verbesserung der Leistungseinsparung festgestellt werden. Es wurde keine weiteren Tests vorgenommen.

### **3.3 Diskussion der Ergebnisse im Hinblick auf die ursprüngliche Zielsetzung**

#### **Lebensdauernachweis von ca. 15.000 Betriebsstunden (entspricht 3.000 Stunden Testlauf)**

Auch wenn die anvisierte Testlaufdauer von 3.000 Stunden noch nicht experimentell abgeschlossen werden konnte, lassen die erreichte Laufzeit von 2388 Stunden und die anschließenden Analysen der verwendeten Teile eine zu erwartende Lebensdauer von mindestens 15.000 Betriebsstunden zu. (Siehe Kapitel 3.2.2)

### **Funktionsfähigkeit der Lager**

Die Lagerungen haben ihre Funktion über die gesamte Laufzeit des Langzeitversuches aufrechterhalten und wiesen in der Analyse keine Beschädigungen auf. (Siehe Kapitel 3.2.2)

Ein Fettaustritt an den Lagern konnte jedoch noch nicht gänzlich verhindert werden.

### **Kolbenringe, Kolbenführungsband**

Das Kolbenführungsband konnte die Anforderungen erfüllen. Nach dem Abschluss des Langzeitversuchs wurde keine Verringerung der Beschichtungsstärke festgestellt werden. Die Kolbenringe haben die vorgegebene Verschleißgrenze eingehalten. Die aktuelle Kolbenringgeometrie ist jedoch als noch nicht formstabil anzusehen. (Siehe Kapitel 3.2.2)

### **Leistungsregelung**

Die Leistungsregelung durch das Absperren des Einlasskanals konnte kein Zufriedenstellendes Ergebnis liefern. (Siehe Kapitel 3.2.4)

### **Verwendung von Standard-Zylinderköpfen**

Bisher wurden Zylinderköpfe aus der Serienproduktion von Haldex und von Wabco verwendet. Es traten keine Probleme auf.

### **Entwicklung und Untersuchung alternativer Kolbenringe auf metallischer Basis, mit dem Ziel, einen Verdichtungsenddruck von 18 Bar zu erreichen**

Bislang lag die Konzentration auf der Weiterentwicklung der PTFE-Kolbenringe, da diese für den Einsatz im Neander-Bremskompressor ausreichend sind. Eine funktionsfähige Abdichtungsvariante mit metallischen Kolbenringen wurde deshalb noch nicht ermittelt.

### 3.4 Ökologische, technologische und ökonomische Betrachtung der Vorhabensergebnisse

Das wesentliche Argument zur Entwicklung des ölfreien Neander-Kolbenkompressors mit Einsatz im Nutzfahrzeug war im ökologischen und ökonomischen Fortschritt gegenüber der bestehenden Technologie begründet. Dabei wird zwischen zwei Aspekten unterschieden, die jedoch beide auf der Technologie der ölfreien Erzeugung von Druckluft basieren:

- Vermeidung von Ölemission während eines Bremsvorganges und während des Kompressorleerlaufbetriebes
- Wirtschaftliche Leistungsregelung um einerseits den Investitionsbedarf zu senken und andererseits die Leistungsaufnahme des Kompressors im Leerlaufbetrieb, und somit die Treibstoffbedarf zu senken

#### Betrachtung des ökologischen und ökonomischen Einsparpotenzials durch ölfreien Betrieb von Bremskompressoren in Nutzfahrzeugen

##### Ölauswurf

Aus vorangegangenen Studien kann der Ölauswurf mit 5 mg pro m<sup>3</sup> geförderter Bremsluft angenommen werden, dies entspricht 225 g / Lkw im Jahr. Bezogen auf alle in Deutschland zugelassenen LKWs ergeben sich 134.000 Liter im Jahr. Hinzu kommen Austausch und die Entsorgung von 915.000 Öl-Rückhalte-Kartuschen mit einem Restanteil von 229.000 Liter Öl. Dieser Aufwand fällt jährlich für alle in Deutschland zugelassenen LKWs an.

	Status pro LKW und Jahr	Einspar-Potenzial Neander bei 15% MA*	Einspar-Potenzial Neander bei 20% MA*
Ölauswurf (Liter)	134.517	20.178	26.903
Treibstoff (Liter)	317.459.530	47.618.930	63.491.906
Kartuschen (Stk.)	915.000	68.625	91.500
Kartuschenöl (Liter)	229.000	34.350	45.800

\* MA=Marktanteil

**Tabelle 5 Bilanz des ökologischen Einsparpotenzials für Deutschland**

Zusätzlich kommen durch die Öleinwirkung in das pneumatische Druckluft- und Unterstützungssystem im Nutzfahrzeug 183 Euro/Jahr und Fahrzeug Reparaturaufwand.

	Einheit	Einzelpreis	Summe der Einsparung pro LKW und Jahr	Summe der Einsparung im Lebenszyklus*
Wartung inkl. Material**	1	183,00 €	183 €	2.745 €
Treibstoff	590 L	1,20 €	708 €	10.620 €
Summe			891 €	13.365 €

\* 15 Jahre

**Tabelle 6 Bilanz des ökonomischen Einsparpotenzials pro LKW**

\*\* Ohne Berücksichtigung zusätzlich notwendiger Reparaturen des Bremssystems (keine Durchschnittsangaben erhältlich).

Unter Berücksichtigung der einmaligen Produktions-Mehrkosten von rd. 40 € pro Kompressor für die doppelte Kurbelwelle ermöglicht die Neander-Technologie im Saldo eine jährliche Einsparung von 891 € pro LKW und Jahr, resp. 13.365 € auf den Lebenszyklus eines LKWs (15 Jahre) berechnet.

Detaillierte Berechnungen zu den genannten Werten: Siehe Anlage A1

### **Leistungsregelung am Kompressorantrieb für Nutzfahrzeuge**

In einer rechnerischen Untersuchung wurden Varianten des abschaltbaren Kompressorantriebes mit der Ansaugluft-Regelung des Neander-Trockenlauf-Kompressors verglichen. Dabei wurden Wirkungsgradabschätzungen ebenso vorgenommen wie Einsatzzeiten und Systemkosten.

#### **Untersuchte Varianten:**

#### **Geschmierter Standard-Kompressor mit An- und Abschaltmöglichkeit durch eine Lamellenkupplung**

Dabei kommt in der Leerphase der Kompressor zum Stillstand und wird bei Bedarf zugeschaltet. Die Kupplung wird mit 5% Leistungsverlust durch Anfahrbeschleunigung und Reibwiderstand berücksichtigt.

### **Geschmierter Standard-Kompressor mit an- und abschaltbarem Elektro-Antrieb.**

Diese Art des Antriebes ist sinnvoll, wenn ausreichende Stromversorgung z. B. durch Hybridantrieb verfügbar ist. Muss jedoch der Strom erst durch einen erweiterten Generator hergestellt werden, verschlechtert sich die gesamte Energiebilanz und der Investitionsbedarf nimmt zu.

Die Kombination des E-Antriebes und eines Trockenlauf-Kompressors stellt für den Fernfahrer aus heutiger Sicht in Kombination mit einem Hybrid-Antrieb eine aussichtsreiche Zukunftslösung dar.

### **Neander-Doppelkurbelwellenkompressors als Trockenläufer**

Dieser Kompressor kann durch den ölfreien Betrieb im Arbeitsraum an seiner Saugleitung im Zuge der Leistungsregelung abgeschlossen werden.

Damit wird keine Kompressorarbeit abgerufen und der Kompressor arbeitet ohne Leistungsaufnahme im Leerbetrieb. Berücksichtigt wurden lediglich Reibungsverluste von Lager und Kolbenringe.

### **Nutzungsprofil**

Da bekanntermaßen nicht von einem einzigen Nutzfahrzeug ausgegangen werden kann, wurden in der Studie 2 verschiedene Nutzungsprofile betrachtet. Der Fernverkehr wird mit einer Jahreslaufleistung von 150.000 km zugrunde gelegt. Darüber hinaus wird diesem Nutzungsprofil eine 30 % ED des Kompressors zugedacht. Der Verteilerverkehr wird mit einer Jahresfahrleistung von 100.000 km und einer Kompressor ED von 90% zugrunde gelegt.

### **Ergebnis**

Zum Ergebnis wurden die Energiekosten mit Treibstoffpreisen 1,2 € / Liter berücksichtigt. Die unterschiedlichen Wirkungsgrade bzw. Verlustleistungen wurden, soweit bekannt, in die Berechnung mit einbezogen.



	Verteilerverkehr	Fernverkehr
Neander Kompressor mit Ansaugluftventil	1461 €	639 €
Standard Kompressor mit Kupplung *	1576 €	659 €
Standard Kompressor mit E-Antrieb*	1896 €	799 €

\*Kompressorbetrieb mit Ölausscheidung

**Tabelle 7 Kosten / Jahr & Investitionsanteil**

Die Neander-Technologie hat sich funktional im Hinblick auf die Erzeugung der ölfreien Druckluft bestätigt, so dass die o.g. Erwartungen erfüllt werden können. Somit wird aus heutiger Sicht die wesentliche Zielsetzung als erfüllt angesehen.

### **Erprobung**

Die Erprobung der Leistungsregelung ergab bislang lediglich eine Leistungseinsparung von ca. 33%. Zur Verbesserung dieses Systems muss weitere Entwicklungsarbeit getätigt werden. Eventuell könnte sich die bestehende L-Regelung dennoch als nützlich erweisen, da sich die wegfallende Kupplung positiv auf die Fertigungskosten auswirkt. Zu diesem Thema müssen weitere Gespräche mit der Industrie geführt werden, um Anwendungsfälle zu ermitteln, bei denen die Senkung der Fertigungskosten bei einer geringeren Leistungseinsparung von Vorteil ist.

## **3.5 Darlegung der Maßnahmen zur Verbreitung der Vorhabensergebnisse**

Aufgrund der im Bericht aufgezeigten Schwachstellen, welche noch zu beheben sind, und Entfernung zur Serienreife des Kompressors, wird dieser als noch nicht repräsentativ angesehen. Deshalb wurde das bestehende Konzept noch nicht der Öffentlichkeit zugänglich gemacht, um Fehlinterpretationen bezüglich der Einsatztauglichkeit zu vermeiden.

Während der Entwicklung wurde ein Kontakt zu drei Unternehmen hergestellt, welche auf dem Gebiet der Druckluftherzeugung tätig sind. Diese Unternehmen - Haldex, Voith und Wabco - unterstützten die Entwicklungsarbeiten insbesondere durch begleitende Testläufe auf deren Prüfständen. Folgende Tätigkeiten wurden mit Unterstützung dieser Unternehmen durchgeführt:

- Erstellen eines Lastenheftes für einen trocken laufenden Bremskolbenkompressor.
- Gemeinsame Erstellung einer Wertanalyse über das erreichbare Potenzial eines ölfreien Bremskompressors
- Ermittlung des Einsparungspotenzials eines leistungsgeregelten Bremskompressors mit fortschrittlicher Technologie auf der Basis von ölfreier Kompressortechnik.
- Hinweise auf Dimensionierung und Auslegung eines 1-Zylinder-Bremskolbenkompressors bei gleichzeitiger Überlassung einiger Zylinderköpfe.
- Durchführung von vergleichenden Leistungsmessungen mit dem Neander-Funktionsmuster auf werkseigenem Prüfstand.

Bestimmung der industriellen Vorgaben für die Langzeiterprobung des Kompressors:

- Lastzyklen über Vollast- und Leerlaufbetrieb
- Testdauer und Übertragbarkeit auf reale Einsatzbedingungen
- Messwerterfassung und Datenaufzeichnungen am Prüfstand
- Hinweise auf Einbausituation im Nutzfahrzeug

Eine Übergabe des Projekts an die Industrie zur Weiterentwicklung des Kompressors bis zur Serienreife ist bislang noch nicht erfolgt. Bei einer entsprechenden Unterstützung seitens der Industrie wird die Veröffentlichung der Vorhabensergebnisse stattfinden.

## 4 Fazit

Durch das Erreichen einer Laufzeit von 2400 Stunden und die anschließende Analyse der Kompressorbauteile wurde eine generelle Machbarkeit der geforderten Lebensdauer mit dem aktuellen Kompressorkonzept erwiesen.

Da der Lebensdauernachweis weitestgehend erbracht wurde, wird der Fokus zukünftig in der Ermittlung bisher nicht aufgenommener Versuchsergebnisse liegen:

- Blow-By-Messungen mit verschiedenen Kolbenringvarianten
- Kompressorwirkungsgrad
- Fördermenge
- Laufkultur, Geräuschentwicklung

Konstruktiv werden weiterhin Maßnahmen zur Annäherung an die Serienreife des Kompressors durchgeführt. Dieses betrifft die Reduzierung der Masse und der Baubreite, sowie seriengerechte Umgestaltung der Kompressor-komponenten. Dabei stellt das vorgestellte B-Muster einen ersten Schritt in diese Richtung dar. Die Massereduzierung kann sich dabei positiv auf die benötigte Leistung des Kompressors auswirken. Dieses muss aber durch entsprechende Versuche belegt werden.

## 5 Literaturverzeichnis

1. Bogen, O. (27. 06 2011). Klüber Lubrication München KG. (F. Tabbert, Interviewer)
2. Döbert, D. H. (kein Datum). *Korrosion*. Abgerufen am 2011. 07 21 von Korros: <http://www.korros.de/korrosion.html>
3. Kuchling, H. (2004). *Taschenbuch der Physik*. München: Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag.

## 6 Anlagen

### Anlage A Konstruktion

- A1 Berechnungen Öl- und Treibstoffverbrauch
- A2 Lastenheft
- A3 Kompressorversionen
- A4 Lagertabelle
- A5 Nutzwertanalyse Arbeitsraumabdichtung
- A6 Hauptabmessungen
- A7 Schnittansichten

### Anlage B Fertigung

- B1 Eigen-Fremdfertigung

### Anlage C Erprobung

- C1 Messergebnisse Haldex
- C2 Kennfeldmessung Wabco
- C3 Prüfstandaufbau
- C4 Daten Fördermengenregelung
- C5 Tabelle Trockenlaufgetriebe
- C6 Diagramme Langzeitversuch

## Berechnungen Öl- und Treibstoffverbrauch

Folgender Ölauswurf pro LKW/Jahr wurde ermittelt:

- Ölauswurf pro m<sup>3</sup>: 0,5 mg (Bei einer Fördermenge von 300 l/min)
- Ölauswurf/h :  $0,3\text{m}^3 \times 60\text{min} \times 0,005\text{g} = 0,09 \text{ g/h}$ .
- Jahresbetrieb: 250 Tage; 10h/Tag = 2.500h
- Ölauswurf/Jahr:  $2.500\text{h} \times 0,09\text{g} = 225\text{g/LKW}$

Bezogen auf alle in Deutschland zugelassenen LKWs ergeben sich dabei folgende Werte:

- Bestand an LKWs und Bussen ab 6t in D (Quelle KBA,2008):538.067
- Ölauswurf gesamt:  $0,225\text{g} \times 538.067 = 121.065\text{kg} = 134.517\text{L}$

Die ökologische Konsequenz läßt sich folgendermaßen ermitteln:

(Quellen: Haldex, Wabco):

Treibstoffverbrauch pro Kompressor und Stunde:

- Treibstoffverbrauch Motor: 250 g/KWh
- Benötigte Energie T Vollast: 6kW
- Benötigte Energie T Leerlauf: 1kW
- -> T Vollast:  $6\text{kW} \times 250 \text{ g/KWh} = 1,5 \text{ kg/h}$
- -> T Leerlauf:  $1\text{kW} \times 250 \text{ g/KWh} = 0,25 \text{ kg/h}$

Treibstoffverbrauch pro Kompressor und Jahr

- Laufzeit pro Jahr: 2.500 Stunden
- Vollast-Anteil: 15%, Leerlauf-Anteil: 85%
- -> TVollast:  $1,5\text{kg/h} \times 2.500 \text{ Std.} \times 0,15 = 563 \text{ kg} (= 625 \text{ L})$
- -> T Leerlauf:  $0,25\text{kg/h} \times 2.500 \text{ Std.} \times 0,85 = 531 \text{ kg} (= 590 \text{ L})$

## Berechnung für den Bestand deutscher LKWs und Busse / Jahr

- Bestand an LKWs und Bussen ab 6t in D (Quelle: KBA, 2008): 538.067
- -> TVollast:  $563 \text{ kg} \times 538.067 = 302.932 \text{ t}$
- -> T Leerlauf:  $531 \text{ kg} \times 538.067 = 285.714 \text{ t}$

### Ergebnis:

Für den Leerlaufbetrieb jedes Nutzfahrzeug-Kompressors werden pro Jahr 590 L Treibstoff benötigt. Das ergibt für alle in Deutschland zugelassenen LKWs und Busse eine Gesamtsumme von 317.459.530 Liter Treibstoff.

# Lastenheft Versuchskompressor (1-Zylinder)

Helmut Betzmeir, Jan Poppe

27.10.2009

## Inhalt

- 1. Einführung**
- 2. Beschaffenheit**
  - 2.1. Kurbeltrieb
  - 2.2. Zylinder und Kolben
  - 2.3. Kurbelgehäuse
  - 2.4. Antrieb
  - 2.5. Zylinderkopf
  - 2.6. Getriebe
  - 2.7. Leistungswerte

# Lastenheft Versuchskompressor (1-Zylinder)

Helmut Betzmeir, Jan Poppe

27.10.2009

## 1. Einführung

Ausgehend von den bestehenden Versuchskompressoren und den damit gewonnenen Erkenntnissen sollen im Folgenden Anforderungen für einen neuen Versuchskompressor aufgeführt werden.

Dieser Versuchskompressor dient dazu, den Lebensdauernachweis für 3000 Betriebsstunden zu erbringen.

Strukturen und Beschaffenheit sind so zu gestalten, dass kein Betriebsrisiko erkennbar wird. Abmessungen und Gewichte müssen keinen Rückschluss auf spätere Seriengestaltung geben. Die Kurbelwelle soll in gebauter Ausführung beidseitig gelagert werden. Gekapselte Lager und Trockenlaufelemente am Kolben stellen, wie bereits dargestellt, den ölfreien Betrieb sicher. Zur Anwendung gelangt der Haldex-Zylinderkopf in gekühlter Ausführung für einen Zylinderdurchmesser von 90 mm.

Der Versuchskompressor wird auf einen Prüfstand mit integriertem Antriebsmotor aufgebaut. Der Antrieb erfolgt direkt über eine elastische Kupplung .

Die Beschaffenheit des Versuchskompressors ist so gestaltet, dass den Anforderungen eines Versuchsbetriebes entsprochen wird:

- rascher Zugang zu allen Teilen
- Vorrichtung zur synchronen Einstellung der Zahnräder
- rascher Wechsel von Bauteilen
- Verwendung von Normteilen oder im Handel erhältliche Bauteile (kein Muss)



# Lastenheft Versuchskompressor (1-Zylinder)

Helmut Betzmeir, Jan Poppe

27.10.2009

## 2. Beschaffenheit

### 2.1. Kurbeltrieb

Der Kurbeltrieb besteht aus 2 Kurbelwellen, die aus den Einzelteilen

- Kurbelwangen
- Hubzapfen
- Wellenstummel
- Pleuelstangen
- Pleuellager
- Hauptlager

bestehen.

Dabei ist es unerheblich, ob Kurbelwangen und Wellenstummel jeweils aus einem Teil oder mehrteilig zusammengefügt sind. Jede Kurbelwelle wird in mindestens 2 Hauptlagern gelagert. Die gesamte Lagereinbausituation wird mit dem Lagerhersteller abgestimmt.

Die Fügetechnik der Kurbelwelle muss hinsichtlich ausreichender Betriebsfestigkeit rechnerisch oder experimentell nachgewiesen werden.

Die Lagerauswahl wird gemeinsam mit dem Lagerlieferanten getroffen (Lieferzeiten beachten!).

Der Kurbeltrieb wird so ausgelegt, dass alle

- rotierenden Massen
- oszillierenden Massen

zu 100% ausgewuchtet werden. Somit sind lediglich Massenkräfte 2. Ordnung spürbar.

Wenn im ersten Lösungsansatz von einem Kolbenhub von ca. 50 mm und einer Pleuellänge von 150 mm ausgegangen wird, wird ein Pleuelstangenverhältnis von ca. 0,17 erreicht. Damit treten die freien Massenkräfte kaum in Erscheinung.

# Lastenheft Versuchskompressor (1-Zylinder)

Helmut Betzmeir, Jan Poppe

27.10.2009

## 2.2. Zylinder und Kolben

Der Zylinder besteht aus einem Alu-Mantelteil und einer Laufbüchse aus Stahl.

Die Abdichtung zwischen Büchse und Mantelteil erfolgt durch 2 O-Ringe mit unterschiedlichem Durchmesser (Einbauabmessung). Die O-Ringe werden jeweils in Nuten im Mantelteil aufgenommen.

Die Flanschbefestigung zwischen Zylindermantel und Kurbelgehäuse muss so ausgelegt werden, dass eine ausreichende Dauerfestigkeit, bei

Berücksichtigung eventuell vorhandener Kerbspannung, sichergestellt ist.

Die Montage des Zylinderkopfes wird mittels Flachdichtung vorgenommen und trägt dem Flanschbild des Zylinderkopfes Rechnung.

Der Zylinder erhält einen Kühlwassermantel konzentrisch um die Laufbüchse sowie einen Zu- und Abfluss mit mindestens 20 mm lichter Nennweite.

Der Kolben wird so ausgelegt, dass er toleranzbedingtes Kippen ausgleichen kann. Die Kolbenabdichtung erfolgt in einer Weise, die keine Schmierung erforderlich macht. Der Kolben wird in einem lebensdauer geschmierten und gekapselten Nadellager nach Empfehlung des Lagerlieferanten gelagert.

## 2.3. Kurbelgehäuse

Das Kurbelgehäuse wird in ausreichend massiver Bauweise aus Aluminium hergestellt. Die wesentlichen Anforderungen sind:

- genaue Aufnahme der KW-Lager
- ununterbrochene Dichtfläche zum Getriebe hin
- absoluter Griffschutz zu den rotierenden Kurbelwellen hin
- große Montageöffnungen (leicht zu öffnen) für den Zugang zum Kurbeltrieb
- Befestigungsbohrungen zur Montage an eine Fußplatte
- Ventilationsöffnungen um einen Luftaustausch mit der Umgebungsluft zu ermöglichen.
- Eventuell Plexiglasfenster zur optischen Kontrolle des Kurbeltriebs

## Lastenheft Versuchskompressor (1-Zylinder)

Helmut Betzmeir, Jan Poppe

27.10.2009

### 2.4. Antrieb

Der Antrieb erfolgt über eine elastische Kupplung direkt auf eine der beiden Kurbelwellen.

### 2.5. Zylinderkopf

Der Zylinderkopf wird von Firma Haldex ausgewählt und beigestellt. Zunächst wird davon ausgegangen, dass die Ausführung mit Teile-Nr. 400113-BJ zur Anwendung gelangt (Teile-Nr. eingegossen an Kopf-Oberseite).

Die Abstimmung dieses Bauteiles mit den Anforderungen des Versuchsbetriebes erfolgt durch Fa. Haldex.

### 2.6. Getriebe

Den genauen spielarmen Gegenlauf der Kurbelwellen stellt ein Stirnradgetriebe sicher.

Die Verbindung Getriebezahnräder mit den Kurbelwellen muss mindestens dem 10-fachen Nenndrehmoment des Kompressors entsprechen.

Darüber hinaus muss die synchrone Stellung der Kurbelwelle rasch und genau mittels Hilfsvorrichtung möglich sein.

Die Zahnräder dürfen kein größeres Zahnflankenspiel als max. 5/100 mm aufweisen.

Ein geschlossenes Ölbad stellt die Schmierung und Dämpfung der Zahnräder sicher. Der Ölstand wird mittels Schauglas von außen geprüft.

Die Entlüftung darf nicht zum Austritt von Spritzöl führen, eventuell Entlüftungsleitung verwenden.

## Lastenheft Versuchskompressor (1-Zylinder)

Helmut Betzmeir, Jan Poppe

27.10.2009

### 2.7. Leistungswerte

Der nominelle Hubraum beträgt ca. 300 ccm

Zylinderbohrung = 90 mm

Hub ~ 50 mm alternativ ~ 45 mm

Betriebsdrehzahl ca. 2000

Betriebsdruck 0 – 12,5 bar, 50%ED, 30 ± 2 sec Intervalle

Dauerbetriebstemperatur Kühlwasser 90 ± 5°C

intermittierender Druck in den genannten Größen

Lebensdauer: 3000 Stunden.

Zylinderzahl = 1

### 3. Rechnerischer Nachweis

Zu allen sensiblen Bauteilen wie Kurbelwelle Gehäuse, Zylinder, Pleuel, Schraubverbindungen.

## Kompressorversionen

- 5501 0000** Erste Konstruktion des Neander-Bremskompressors  
Ausgangsmodell für die Entwicklung bei Neander  
Zusammenstellung von Ingensis
- 5502 0000 Flanschversion**  
Nahezu identisch mit 5501 0000, jedoch Möglichkeit zur seitlichen  
Montage; Genötigt für Prüfstände von Entwicklungspartnern  
Zusammenstellung von Ingensis
- 5503 0000** “Back-Up“-Lösung für den Fall einer mangelnden Eignung der  
Aluminiumpleuelstangen. (Nicht weiterverfolgt, da Al-Pleuel  
ausreichend sind)
- 5504 0000** Optimierung der Kolbenbolzenlagerungen zur Erhöhung der bisher  
erreichten Laufzeit:  
- Fettvorrat in den Kolbenbolzen  
- Separate Dichtringe  
- Doppelte Lagerung
- 5505 0000** Ähnlich wie 5504 0000, jedoch mit formschlüssigen Domsel-Dichtringen
- 5506 0000 Aktueller Kompressorstand**  
Abgeleitet aus der Ur-Version  
Änderungen aus Ergebnisse der Versuche  
Änderungen  
Lagerschalen aus Stahl  
Zylindereinheit geändert  
Kurbelwellen geändert  
Lagerungen und Fette geändert
- 1500 0000 B-Kompressor**  
Verringerte Baubreite

# Lagertabelle

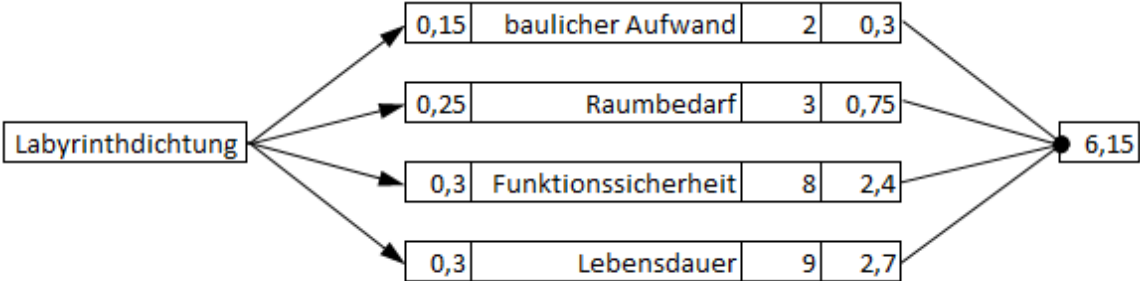
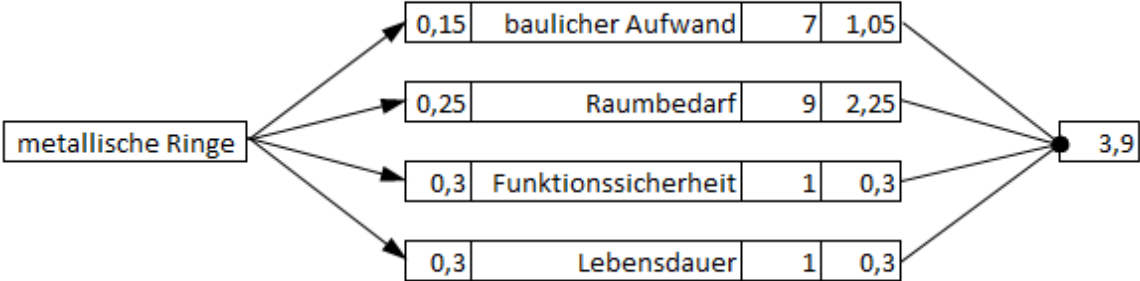
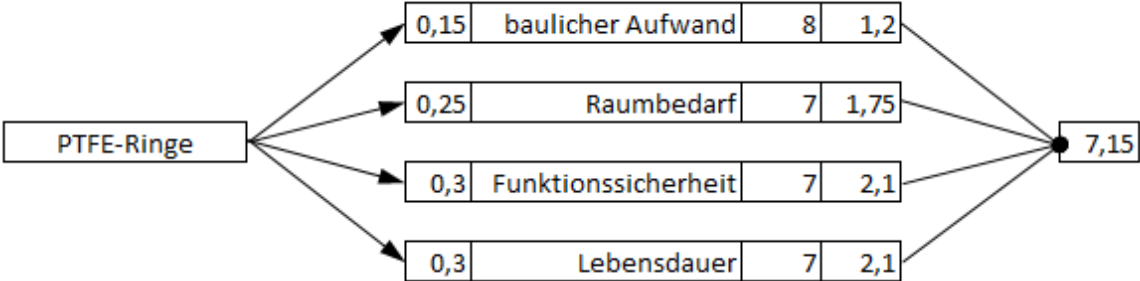
		Linkslauf					Rechtslauf				
Bezeichnung	Formelzeichen	Einheit	Hauptlager 1	Hauptlager 2	Unteres Pleuellager 2 x 6005-2RSR	Oberes Pleuellager HK2020-2RS	Hauptlager 1	Hauptlager 2	Unteres Pleuellager 2 x 6005-2RSR	Oberes Pleuellager HK2020-2RS	
<b>Lagersatz 1</b>											
Dynamische Tragzahl	C	N	36500	22400	14700	12700	36500	22400	14700	12700	
Statische Tragzahl	C0	N	24000	11400	11700	20100	24000	11400	11700	20100	
Nominelle Lebensdauer	Lh10	h	8955	2262	459	5381	9243	2336	480	5737	
Dynamische Tragsicherheit	SD	-	11,725	7,412	4,356	4,49	11,85	7,492	4,421	4,577	
Statisch Tragsicherheit	S0_min	-	6,074	3,109	2,667	4,84	5,812	3,018	2,423	4,745	
Maximale Kontaktpressung	ph_max	N/mm <sup>2</sup>	2129,3	2551,3	2925,2	2134,1	2160,2	2576,4	3018,8	2150,5	
<b>Lagersatz 2</b>											
Bezeichnung	Formelzeichen	Einheit	Hauptlager 1	Hauptlager 2	Unteres Pleuellager 2 x 6205-2RSR	Oberes Pleuellager HK2020-2RS	Hauptlager 1	Hauptlager 2	Unteres Pleuellager 2 x 6205-2RSR	Oberes Pleuellager HK2020-2RS	
Dynamische Tragzahl	C	N	36500	22400	21000	12700	36500	22400	21000	12700	
Statische Tragzahl	C0	N	24000	11400	15600	20100	24000	11400	15600	20100	
Nominelle Lebensdauer	Lh10	h	8955	2262	1329	5381	9243	2336	1396	5737	
Dynamische Tragsicherheit	SD	-	11,725	7,412	6,208	4,49	11,85	7,492	6,31	4,577	
Statisch Tragsicherheit	S0_min	-	6,074	3,109	3,277	4,84	5,812	3,018	3,245	4,745	
Maximale Kontaktpressung	ph_max	N/mm <sup>2</sup>	2129,3	2551,3	2526,3	2526,8	2160,2	2576,4	2535,1	2150,5	

		Linkslauf					Rechtslauf				
Bezeichnung	Formelzeichen	Einheit	Hauptlager 1	Hauptlager 2	Unteres Pleuellager 2 x 6305-2RSR	Oberes Pleuellager HK2020-2RS	Hauptlager 1	Hauptlager 2	Unteres Pleuellager 2 x 6305-2RSR	Oberes Pleuellager HK2020-2RS	
<b>Lagersatz 3</b>											
Dynamische Tragzahl	C	N	36500	22400	33500	12700	36500	22400	33500	12700	
Statische Tragzahl	C0	N	24000	11400	22800	20100	24000	11400	22800	20100	
Nominelle Lebensdauer	Lh10	h	8955	2262	5301	5381	9243	2336	5527	5737	
Dynamische Tragsicherheit	SD	-	11,725	7,412	9,845	4,49	11,85	7,492	9,983	4,577	
Statisch Tragsicherheit	S0_min	-	6,074	3,109	4,893	4,84	5,812	3,018	4,767	4,745	
Maximale Kontaktpressung	ph_max	N/mm <sup>2</sup>	2129,3	2551,3	2204,5	2134,1	2160,2	2576,4	2223,4	2150,5	

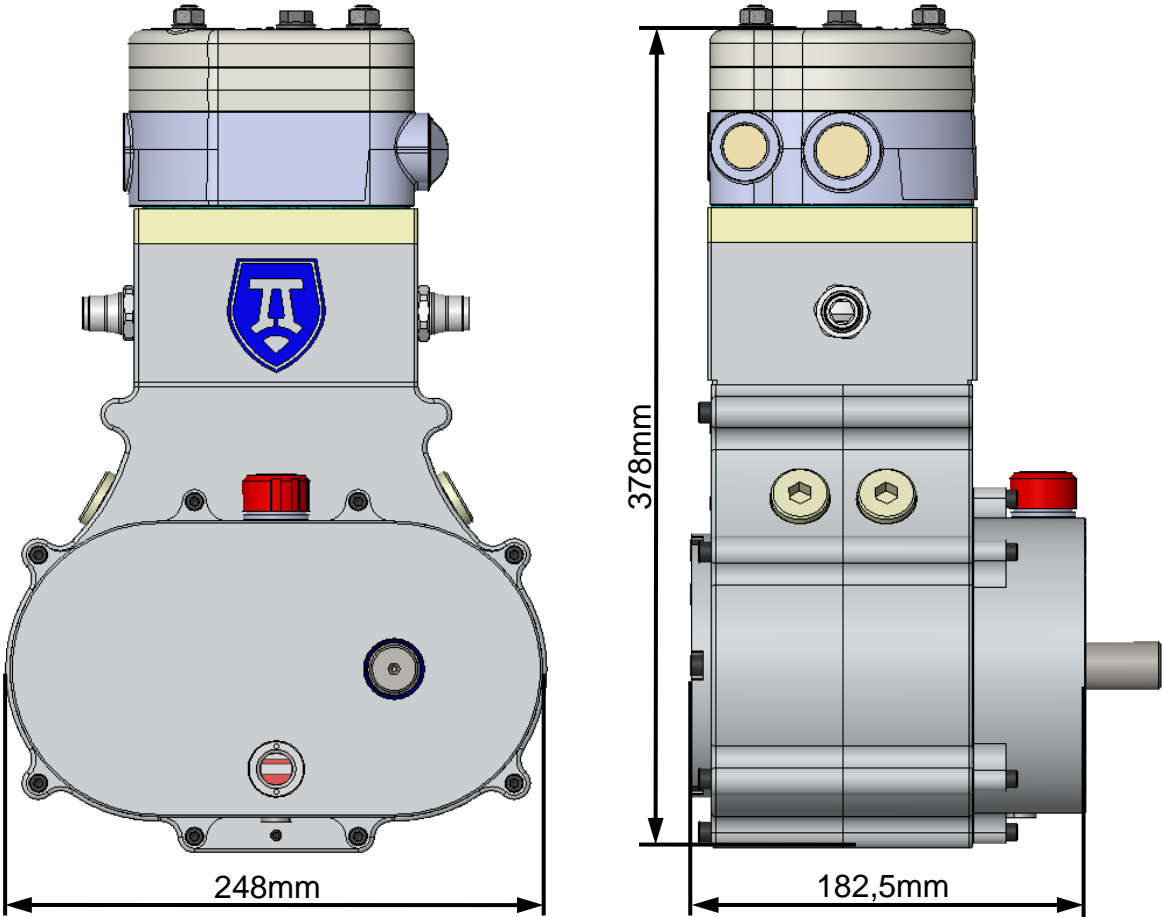
	InnenØ	AussenØ	Breite
6005-2RSR	25	47	12
6205-2RSR	25	52	15
6305-2RSR	25	62	17

Bei den Berechnungen ist der Schmierstoffeinfluss noch nicht berücksichtigt worden

# Nutzwertanalyse Arbeitsraumabdichtung

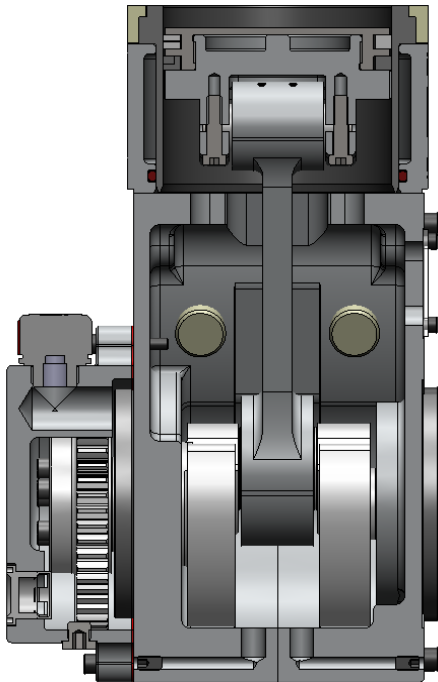
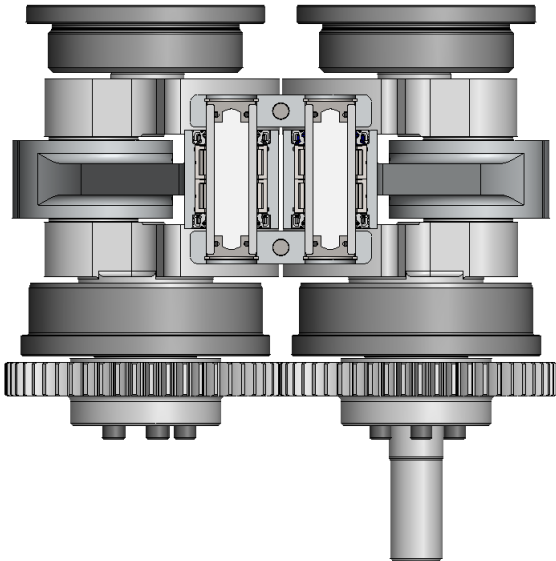
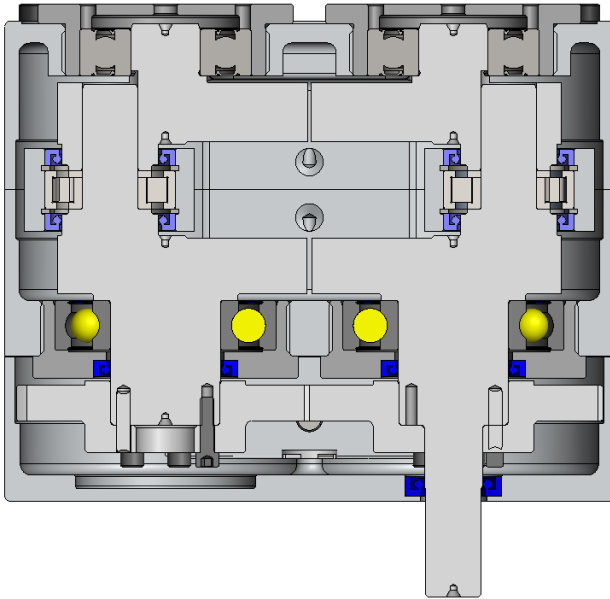
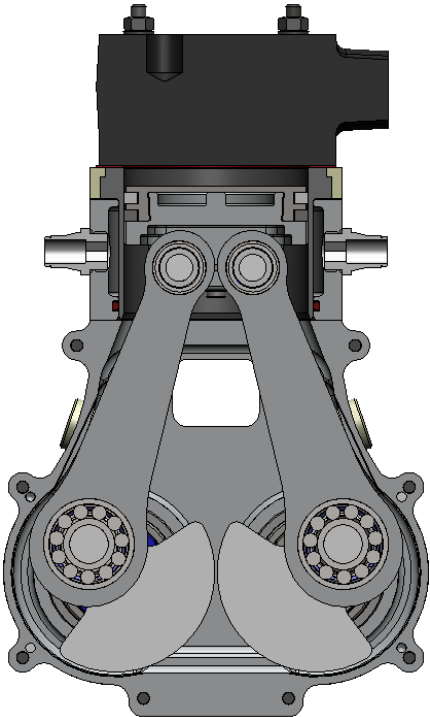


Hauptabmessungen (mit Zylinderkopf)





Schnittansichten



## Eigen-Fremdfertigung

<b>Kenn-Nr.</b>	<b>Benennung</b>	<b>Fertigung</b>
5501	0000_Kompressor-1Zyl-V2	
5501	0025_Pleuel-kpl	Eigen bis auf Lagersitz
5501	0026_KW-Gehaeuse_roh-1	Eigenfertigung
5501	0027_KW-Gehaeuse_roh-2	Eigenfertigung
5501	0028_KW-Gehaeuse-1	Eigenfertigung bis auf Lagersitz
5501	0029_KW-Gehaeuse-2	Eigenfertigung bis auf Lagersitz
5501	0030_KW-Gehaeuse	Eigenfertigung bis auf Lagersitz
5501	0031_Lagerbuchse-1	Fremdfertigung
5501	0032_Lagerbuchse-2	Fremdfertigung
5501	0033_Kurbelwelle-1	Fremdfertigung
5501	0034_Kurbelwelle-2	Fremdfertigung
5501	0035_Zahnrad-1	Fremdfertigung
5501	0036_Zahnrad-2	Fremdfertigung
5501	0037_Oeldeckel	Eigenfertigung
5501	0038_Zylindergehaeuse	Eigenfertigung
5501	0039_Zylinderbuchsenhalter	Eigenfertigung
5501	0040_Zylinderbuchse	Eigenfertigung bis auf Oberflächenbearbeitung
5501	0041_Zylinderkopfdichtung	Eigenfertigung
5501	0042_Blindeckel	Eigenfertigung
5501	0043_Dichtung	Eigenfertigung
5501	0044_Zylinderbuchse_GG	Eigenfertigung

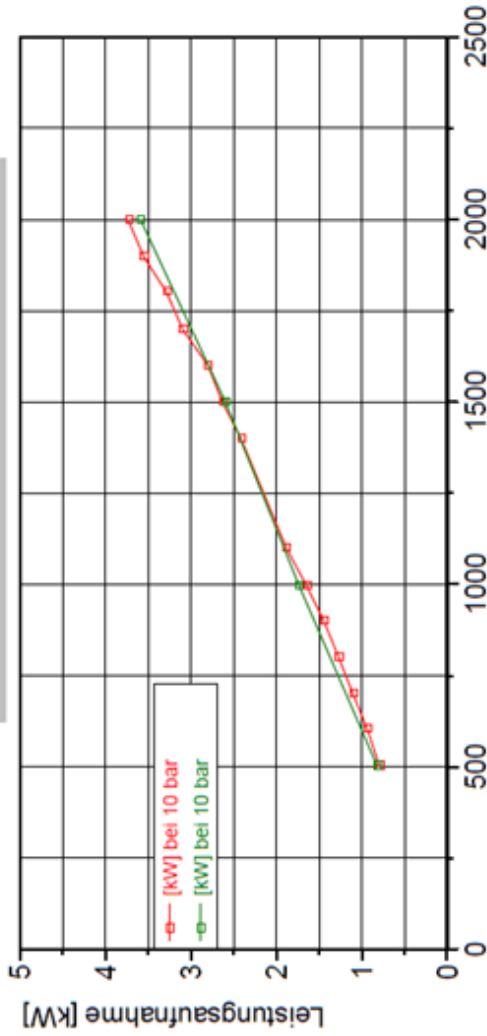
# Messergebnisse Haldex

292 Compressor		Neander C											
driving speed rpm	air delivery at 8,6 bar			air delivery at 8,6 bar			air delivery at 10,5 bar			air c			
	[l/min]	[scfm]	T <sub>discharge</sub> [°C]	[l/min]	[scfm]	T <sub>discharge</sub> [°C]	[l/min]	[scfm]	T <sub>discharge</sub> [°C]	[l/min]	[scfm]	T <sub>discharge</sub> [°C]	
600	88	3,10	/	/	/	128	/	/	128	/	/	/	
1200	177	6,25	170	6,00	167	158	/	/	158	/	/	/	
1800	246	8,70	300	10,59	188	189	250	8,83	189	170	8,83	170	
2400	309	10,90	355	12,54	200	191	320	11,30	191	278	11,30	278	
3000	317	11,20	310	10,95	198	198	285	10,06	198	230	10,06	230	

compressor											
delivery at 12,5 bar			air delivery at 13 bar			build-up time [s]					
[scfm]	T <sub>discharge</sub> [°C]	[l/min]	[scfm]	T <sub>discharge</sub> [°C]	[l/min]	[scfm]	T <sub>discharge</sub> [°C]	[l/min]	[scfm]	T <sub>discharge</sub> [°C]	[l/min]
/	125	/	/	128	/	/	128	/	59	59	4,9
/	158	/	/	155	/	/	155	/	47,6	47,6	3,9
6,00	189	157	5,54	180	157	5,54	180	37,7	37,7	37,7	3,0
9,82	191	270	9,53	190	270	9,53	190	29,5	29,5	29,5	2,4
8,12	183	200	7,06	180	200	7,06	180	29,5	29,5	29,5	2,4

Leistungsaufnahme Lastlauf

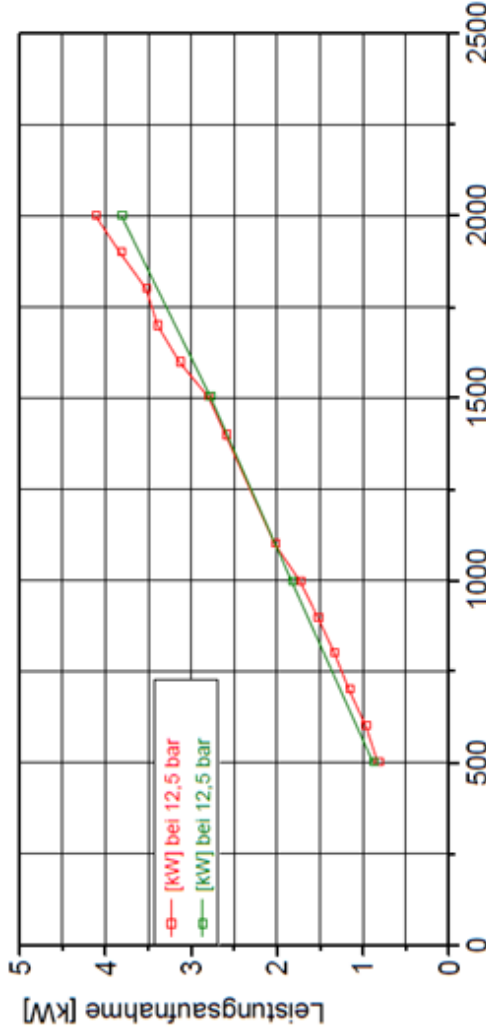
Diagramm 3 Vergleich



Kompressor-Nr.	Ölfrei Neander
Kompressorart	1 Zyl.-Kompressor
Kunde	WABCO
Kommoden-Nr.	K1111
Kommoden-Nr.	Kennfeld bis 2000U/min, 30lcm³
Kommentar	ohne Blow-By Messung; KG-Öffnungen offen

Druck bei 10 bar	Druck bei 10 bar	Druck bei 10 bar
501	0,8	0,8
604	0,9	1,7
609	1,1	2,6
799	1,3	3,6
899	1,4	
997	1,6	
1100	1,9	
1400	2,4	
1400	2,6	
1601	2,9	
1698	3,1	
1801	3,3	
1899	3,6	
1999	3,7	

Druck bei 12,5 bar	Druck bei 12,5 bar
501	0,8
601	1,0
609	1,2
799	1,5
897	1,7
1190	2,0
1398	2,6
1503	2,8
1598	3,1
1608	3,4
1801	3,6
1899	3,8
1999	4,1



Kompressor-Nr.	411 143 000 0
Kompressorart	1 Zyl.-Kompressor
Kunde	WABCO
Kommoden-Nr.	K1111
Kommentar	Altes Kennfeld; 293cm³

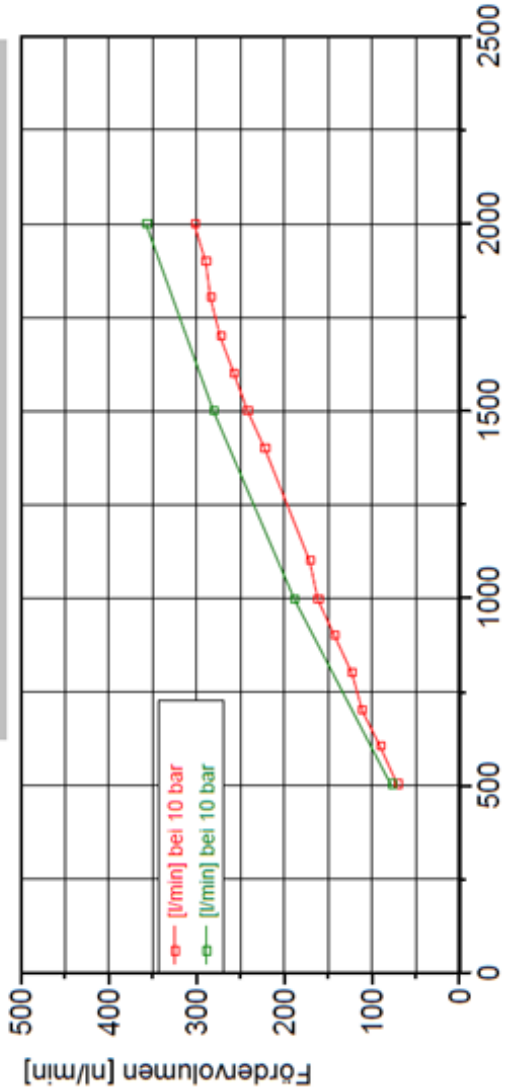
Druck bei 10 bar	Druck bei 10 bar	Druck bei 10 bar
501	0,8	0,8
601	1,0	1,7
609	1,2	2,6
799	1,5	3,6
897	1,7	
1190	2,0	
1398	2,6	
1503	2,8	
1598	3,1	
1608	3,4	
1801	3,6	
1899	3,8	
1999	4,1	

Druck bei 12,5 bar	Druck bei 12,5 bar
501	0,8
601	1,0
609	1,2
799	1,5
897	1,7
1190	2,0
1398	2,6
1503	2,8
1598	3,1
1608	3,4
1801	3,6
1899	3,8
1999	4,1

\\wdesipdroot\$\Tests\DataNoReqf5\10x\_OilFree\_ElectricalDriven\_ComprOilFree\_ComprNeander\_301102\_Tests\99\_Others\PTK1111\DiademData\Neander\_OilF\_01\_PT\_WDE\_K1111a\_0000.TDM  
 \\wdesipdroot\$\Tests\DataNoReqf5\10x\_OilFree\_ElectricalDriven\_ComprOilFree\_ComprNeander\_301102\_Tests\99\_Others\PTK1111\DiademData\Vergleich293ccm\4111430000\_01\_PT\_WDE\_K1111  
 NOVALUE

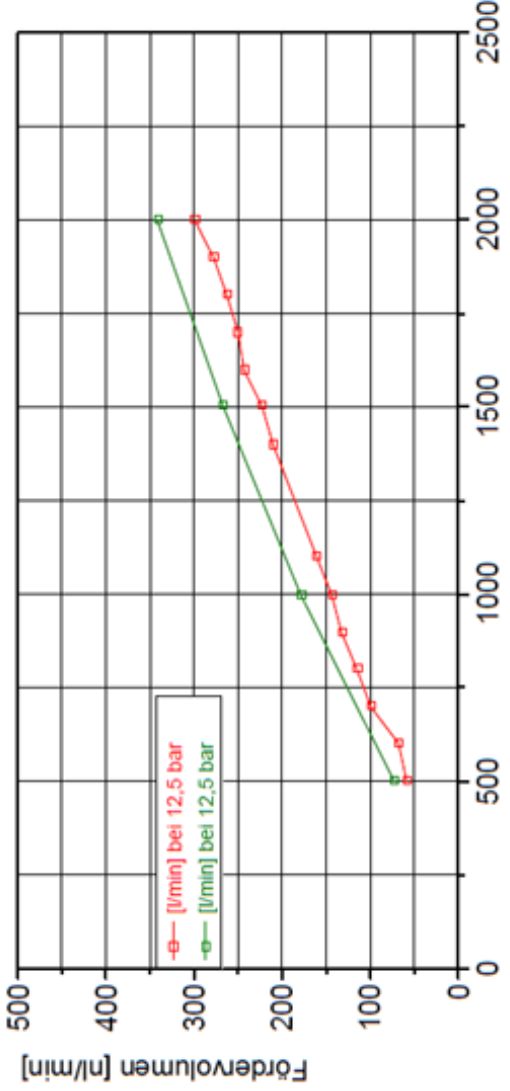
# Fördermenge bei 1013 mbar / 20°C

Diagramm 2 Vergleich



<b>Kompressor-Nr.</b>	<b>Ölfrei Neander</b>
<b>Kompressorart</b>	<b>1 Zyl.-Kompressor</b>
<b>Kunde</b>	<b>WABCO</b>
<b>Kommentare</b>	K11111
<b>Kennfeld</b>	Kennfeld bis 2000U/min; 30lcm³
<b>Kennfeldart</b>	ohne Blow-By Messung; KG-Öffnungen offen

Druck [bar]	Neander [l/min]	WABCO [l/min]
501	71	71
604	91	91
699	111	111
799	123	123
899	143	143
997	162	162
1100	171	171
1400	222	222
1500	242	242
1601	258	258
1698	273	273
1801	284	284
1899	290	290
1999	303	303



<b>Kompressor-Nr.</b>	<b>411 143 000 0</b>
<b>Kompressorart</b>	<b>1 Zyl.-Kompressor</b>
<b>Kunde</b>	<b>WABCO</b>
<b>Kommentare</b>	K11111
<b>Kennfeld</b>	Altes Kennfeld; 293cm³

Druck [bar]	Neander [l/min]	WABCO [l/min]
501	59	59
601	68	68
699	90	90
799	115	115
897	132	132
997	144	144
1100	161	161
1368	210	210
1503	223	223
1568	243	243
1668	251	251
1801	263	263
1899	278	278
1999	290	290

\\widesp\root\tests\DataNoReq\510x\_OilFree\_ElectricalDriven\_Compr\OilFree\_Compr\Neander\_301102\_Tests\99\_Others\PTK1111\DiademData\Neander\_OilF\_01\_PT\_WDE\_K1111a\_0000.TDM  
 \\widesp\root\tests\DataNoReq\510x\_OilFree\_ElectricalDriven\_Compr\OilFree\_Compr\Neander\_301102\_Tests\99\_Others\PTK1111\DiademData\Vergleich293ccm4111430000\_01\_PT\_WDE\_K1111  
 NOVALUE

## Prüfstandaufbau

Die Kompressorprototypen werden für einen Probelauf von zunächst 100 Stunden auf einen firmeneigenen Prüfstand montiert. Die Gesamt-Laufzeit der Probelaufe beträgt je 500 h. Als Antrieb wird ein Drehstrom-Asynchronmotor mit einer Leistung von 5,5 kW verwendet.

Die Motordrehzahl von  $2925 \text{ min}^{-1}$  wird durch ein Getriebe ( $i = 1,41$ ) auf  $2074 \text{ min}^{-1}$  übersetzt. Der Antriebszapfen des Kompressors wird über eine Elastomer-Kupplung mit dem Getriebe verbunden.

Im Probelauf wird Umgebungsluft durch einen Luftfilter in den Kompressor gesaugt und verdichtet. Hinter dem Luftfilter werden durch entsprechende Sensoren Volumenstrom, Druck und Temperatur der angesaugten Luft erfasst. Hinter dem Druckstutzen des Kompressors wird die Temperatur der verdichteten Luft aufgenommen. Danach wird die Luft passiv durch eine Rohrkühlung und aktiv durch einen Lüfterkühler heruntergekühlt.

Nach erneutem Erfassen von Druck und Temperatur gelangt die Luft in den Druckbehälter und wird mittels eines Überdruckventils auf 12,5 bar gehalten.

Elektronisch gesteuerte Wegeventile erlauben eine Unterbrechung der Förderung in den Druckbehälter bei gleichzeitigem Absenken des Behälterdrucks auf 9,5 bar.

Siehe hierzu Abschnitt „Zyklussteuerung“.

Die Temperaturen im Kühlwasserkreislauf werden am Kühlwasserein- und Austritt des Zylinderkopfs aufgenommen.



Abbildung 1: Prüfstand

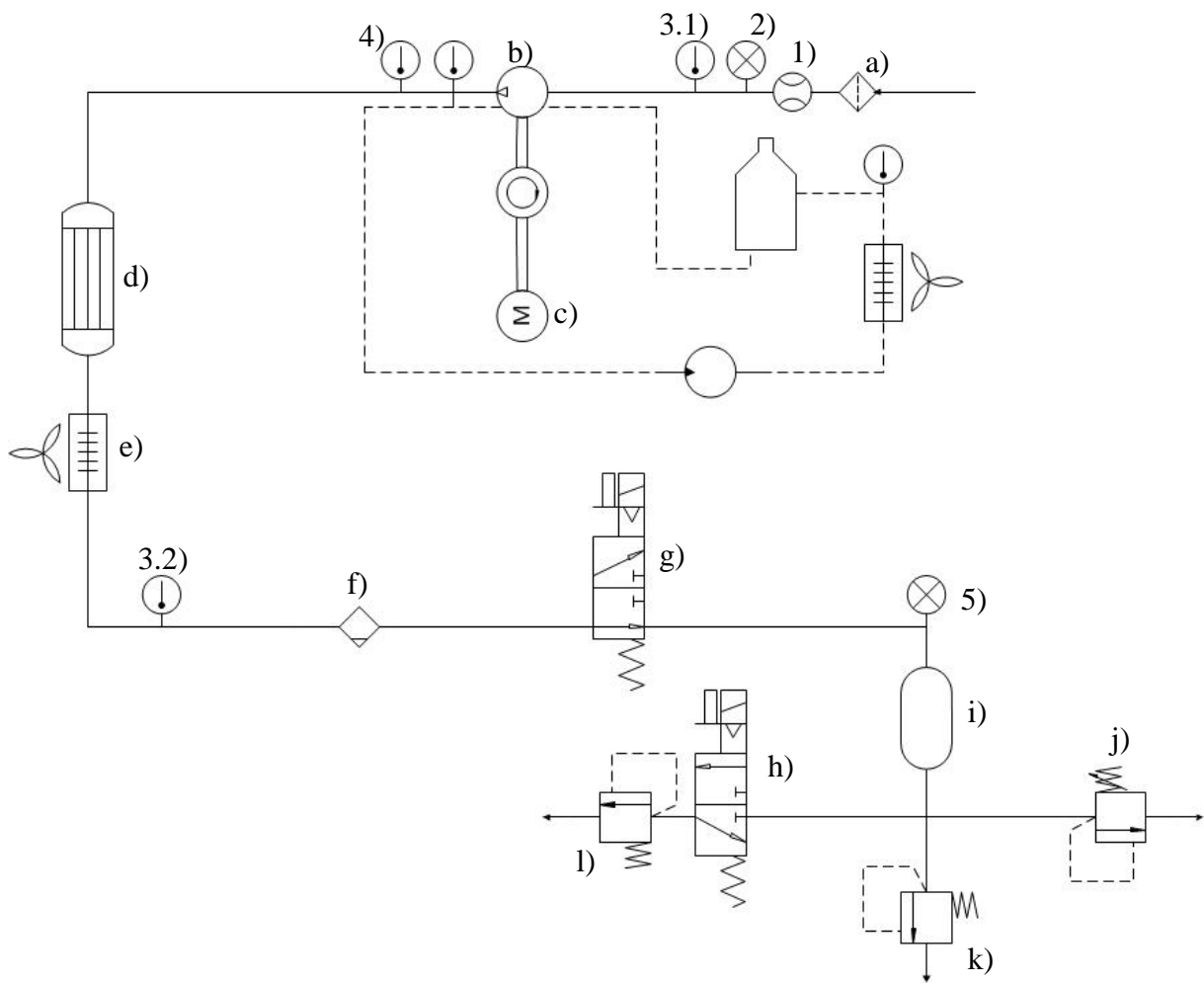


Diagramm 1: Schaltplan Prüfstand

- |    |                         |      |                               |
|----|-------------------------|------|-------------------------------|
| a) | Luftfilter              | 1)   | Volumenstromsensor            |
| b) | Kompressor              | 2)   | Sensor Ansaugdruck            |
| c) | Motor                   | 3.1) | } Temperatursensoren          |
| d) | Rohrkühler              | 3.2) |                               |
| e) | Lüfterkühler            | 4)   | Temperatursensor Druckstutzen |
| f) | Kondensatabscheider     | 5)   | Sensor Behälterdruck          |
| g) | 3/2-Wegeventil 1        |      |                               |
| h) | 3/2-Wegeventil 2        |      |                               |
| i) | Druckbehälter           |      |                               |
| j) | Überdruckventil 14,5bar |      |                               |
| k) | Überdruckventil 12,5bar |      |                               |
| l) | Überdruckventil 9,5bar  |      |                               |

## Zyklussteuerung

Der Betrieb des Prüfstands läuft in zwei Zyklen ab.

In Zyklus 1 läuft der Kompressor unter Volllast bei 12,5 bar Anlagendruck und in Zyklus 2 lastfrei, wobei der Behälterdruck auf 9,5 bar gesenkt wird. Die Zyklussteuerung erfolgt durch elektronisch angesteuerte 3/2-Wegeventile. Im Volllastzyklus wird das 3/2-Wegeventil 1 geöffnet und die verdichtete Luft strömt in den Druckbehälter.

Hinter dem Druckbehälter ist ein Überdruckventil angebracht, welches den Druck auf 12,5 bar begrenzt. Das 3/2-Wegeventil 2 ist geschlossen, wodurch der Weg zum Überdruckventil mit 9,5 bar Regeldruck versperrt ist.

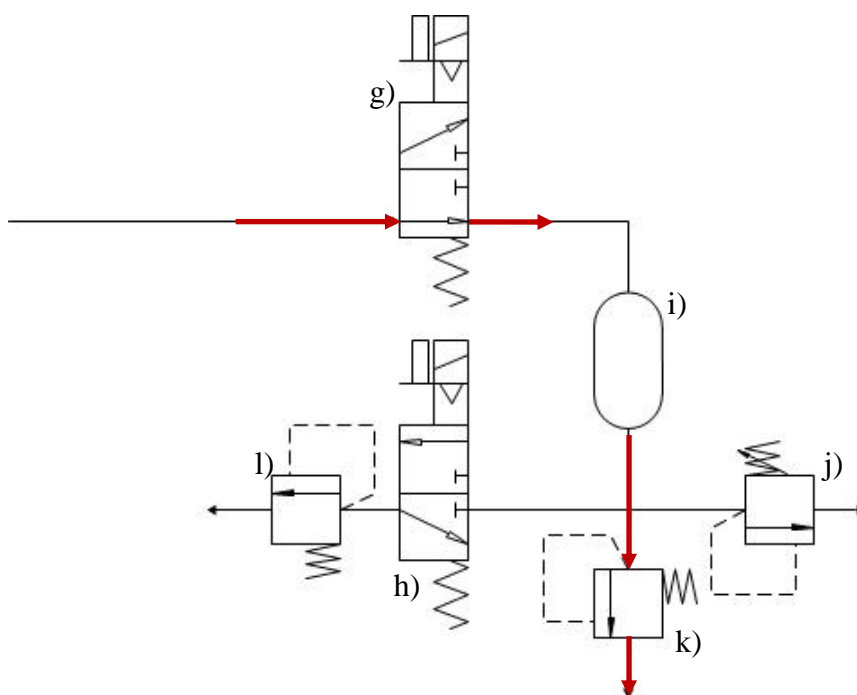


Diagramm 2: Zyklus 1

- g) 3/2-Wegeventil 1
- h) 3/2-Wegeventil 2
- i) Druckbehälter
- j) Überdruckventil (14,5 bar)
- k) Überdruckventil (12,5 bar)
- l) Überdruckventil (9,5 bar)



Im zweiten Zyklus werden die beiden Wegeventile umgeschaltet. Der Kompressor läuft nun lastfrei, da die Luft aus dem Druckrohr in die Umgebung geblasen wird. Das Überdruckventil l) regelt den Druck auf 9,5 bar.

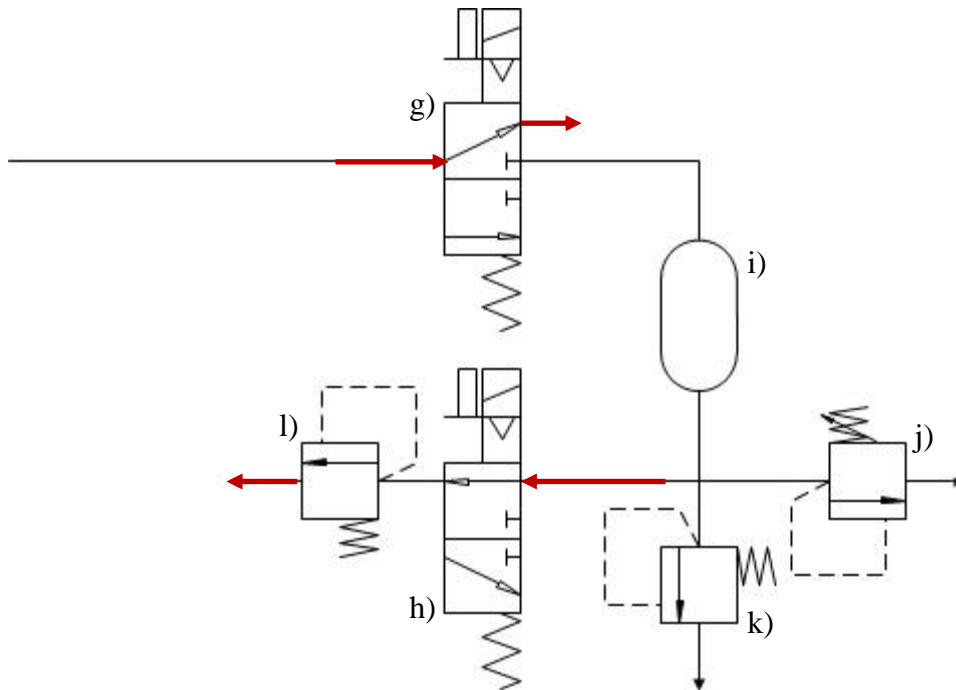


Diagramm 3: Zyklus 2

- g) 3/2-Wegeventil 1
- h) 3/2-Wegeventil 2
- i) Druckbehälter
- j) Überdruckventil (14,5 bar)
- k) Überdruckventil (12,5 bar)
- l) Überdruckventil (9,5 bar)

Zur Absicherung der Anlage ist hinter dem Druckbehälter ein Überdruckventil mit einem Öffnungsdruck von 14,5 bar angebracht.

## Technische Daten

Zylinderkopf:	Haldex 400113-B3	
Druckkessel:	Linnemann/Schnetzer Wabco 9504100040 Typ 111677 10Liter; p=15,5bar	
Luftkühler:	Parker-Hiross ANS000 p=16bar 230V; 50-60Hz 0,01kW	
Zyklussteuerung:	airtec MO-07-311-HNX	
Motor:	Siemens Getriebemotor E68-LA 132S2 50Hz 220-240/380-420V 5,5kW	i=1,41
	n1=2925 N2=2074 T2=25,3Nm	
Kupplung:	R+W Typ: ES2 300 AF 22-30	
Heissfilmanemometer(1):	E+E EE575-V2C1-K200	
Sensor für Ansaugdruck(2):	2D Datarecording SA-PA 05-905	
Temperatursensoren(3.1/3.2):	2D Datarecording SA-NTC M06-000	
T.-sensor am Druckstutzen(4):	2D Datarecording SA TK 01000	
Sensor für Behälterdruck(5):	2D Datarecording SA-PK025M10	
Drehzahlsensor:	2D Datarecording SA-STVI 05-000	

## Abstände und

Innendurchmesser Ansaugrohr:	38mm
Innendurchmesser Druckrohr:	12mm
Abstand Luftfilter – Kompressor:	ca. 18cm
Abstand Kompressor – Kühler:	ca. 145cm
Rohrlänge des Kühlers:	ca. 12m
Abstand Kühler – Lüfterkühler:	ca. 50cm
Abstand Lüfterkühler – Kondensatabscheider:	ca. 17cm
Abstand Wasserabscheider – Zyklussteuerung1:	ca. 80cm
Abstand Zyklussteuerung – Druckbehälter:	ca. 35cm
Abstand Druckbehälter – Ü.-druckventil 14,5 bar:	ca. 35cm
Abstand Druckbehälter – Ü.-druckventil 12,5 bar:	ca. 38cm
Abstand Druckbehälter – Zyklussteuerung2:	ca. 100cm

## Sensoren:

Volumenstromsensor(1):	ca. 7cm hinter dem Luftfilter
Sensor für Ansaugdruck(2):	ca. 10cm hinter dem Luftfilter
Temperatursensor(3.1):	ca. 13cm hinter dem Luftfilter
T.-sensor am Druckstutzen(4):	ca. 8cm hinter dem Kompressor
Temperatursensor(3.2):	Direkt hinter der Kühleinheit
Sensor für Behälterdruck(5):	Direkt vor dem Druckbehälter

## Messtellenplan Anlage

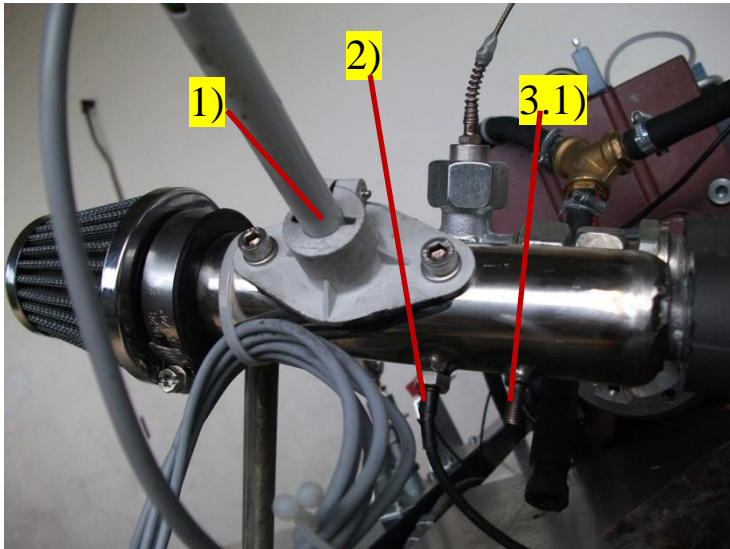


Abbildung 2: Messtellen Ansaugrohr

- 1) Volumenstrom
- 2) Ansaugdruck
- 3.1) Ansaugtemperatur

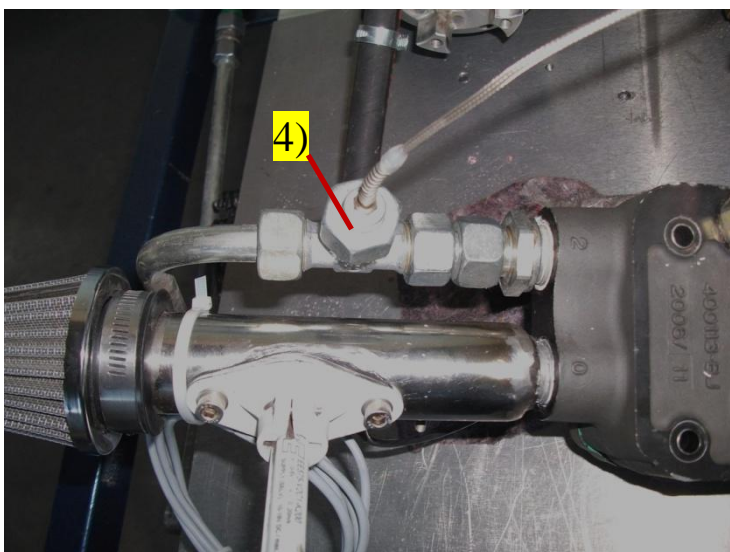


Abbildung 3: Messstelle Druckstutzen

- 4) Temperatursensor am Druckstutzen

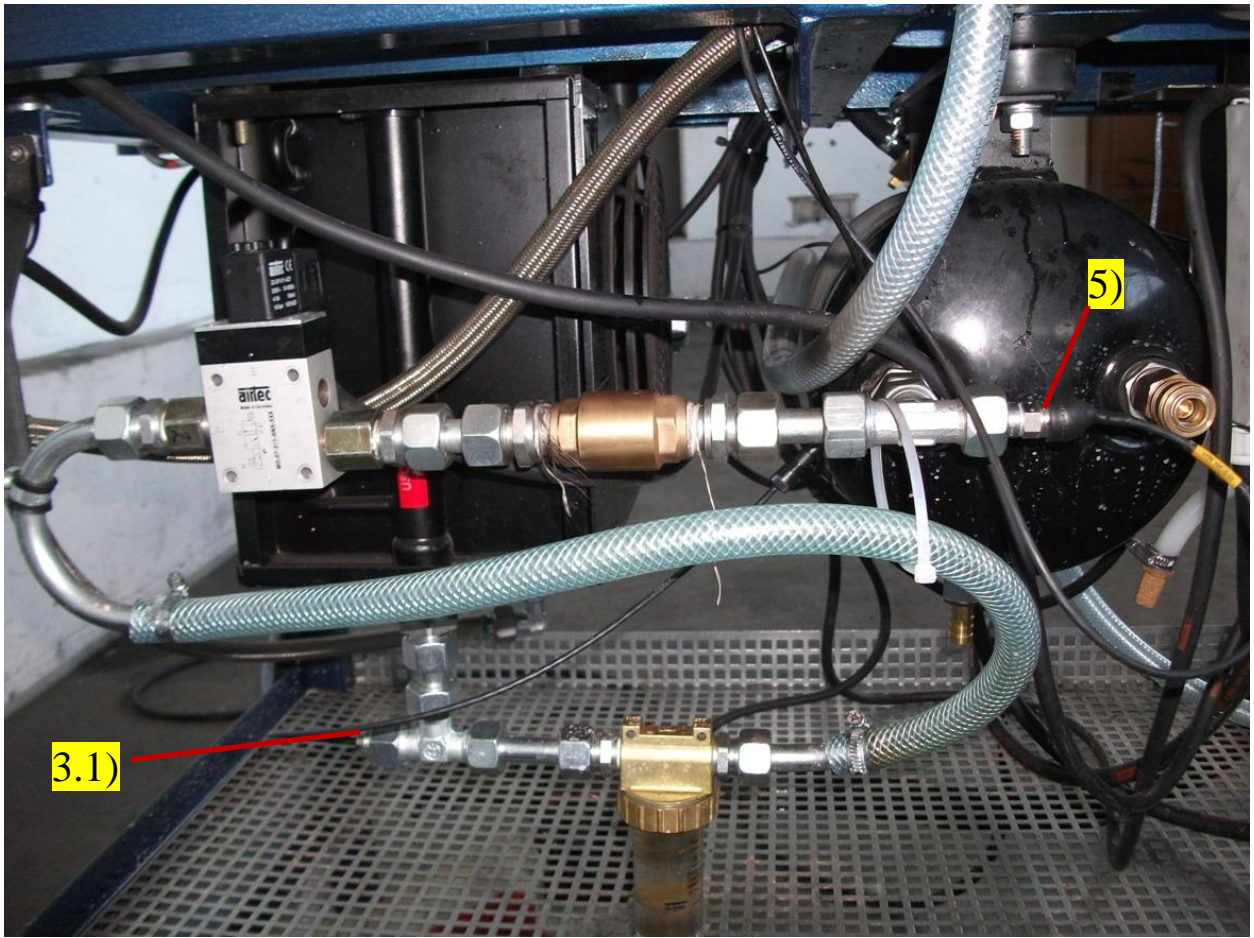


Abbildung 4: Messstellen vor dem Druckbehälter

- 3.1) Temperatursensor
- 5) Sensor für Behälterdruck

**Messstellenplan Bauteiltemperaturen**

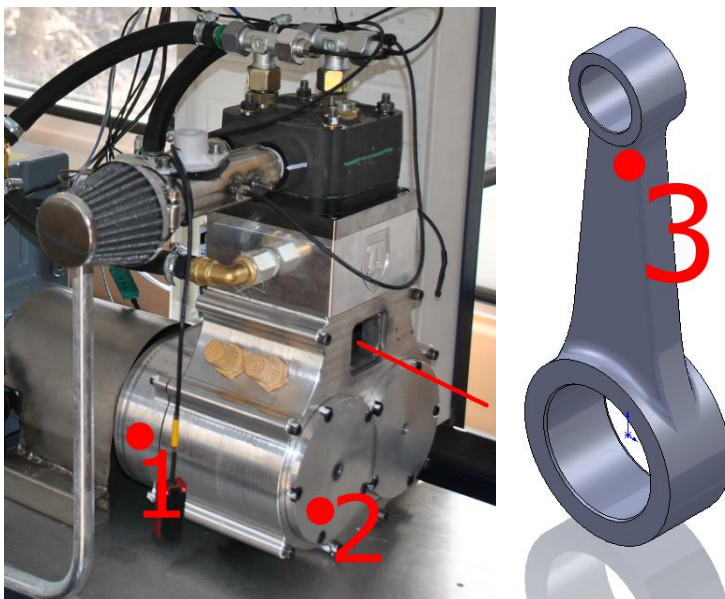
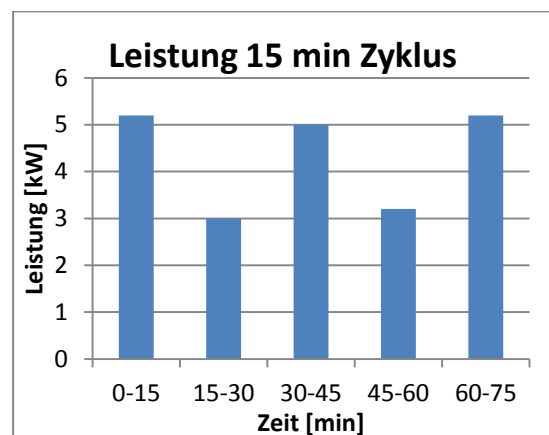
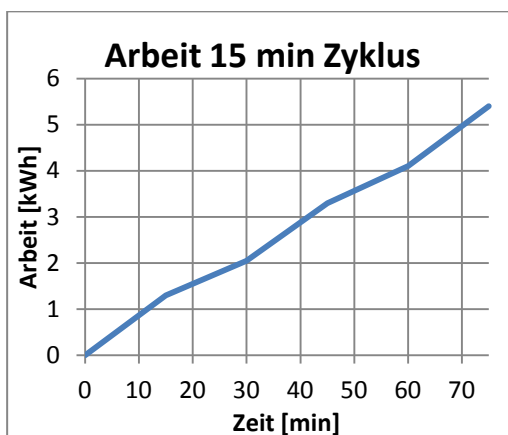
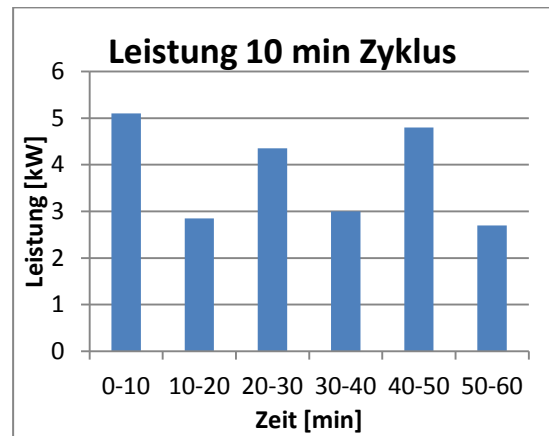
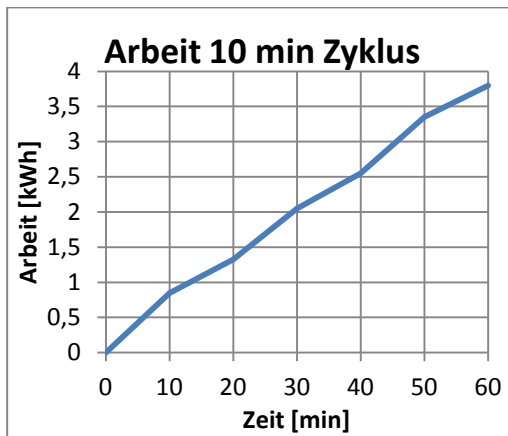
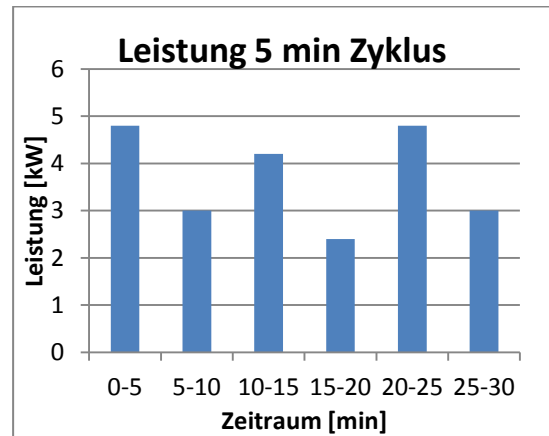
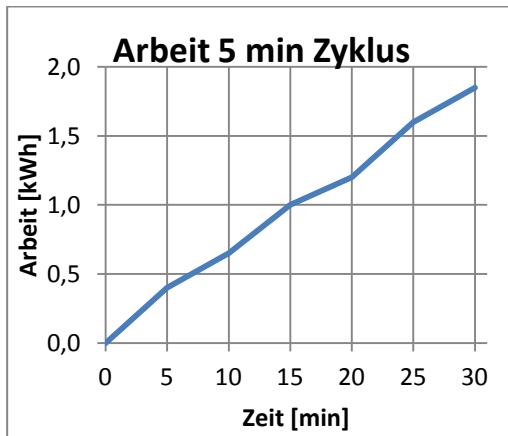


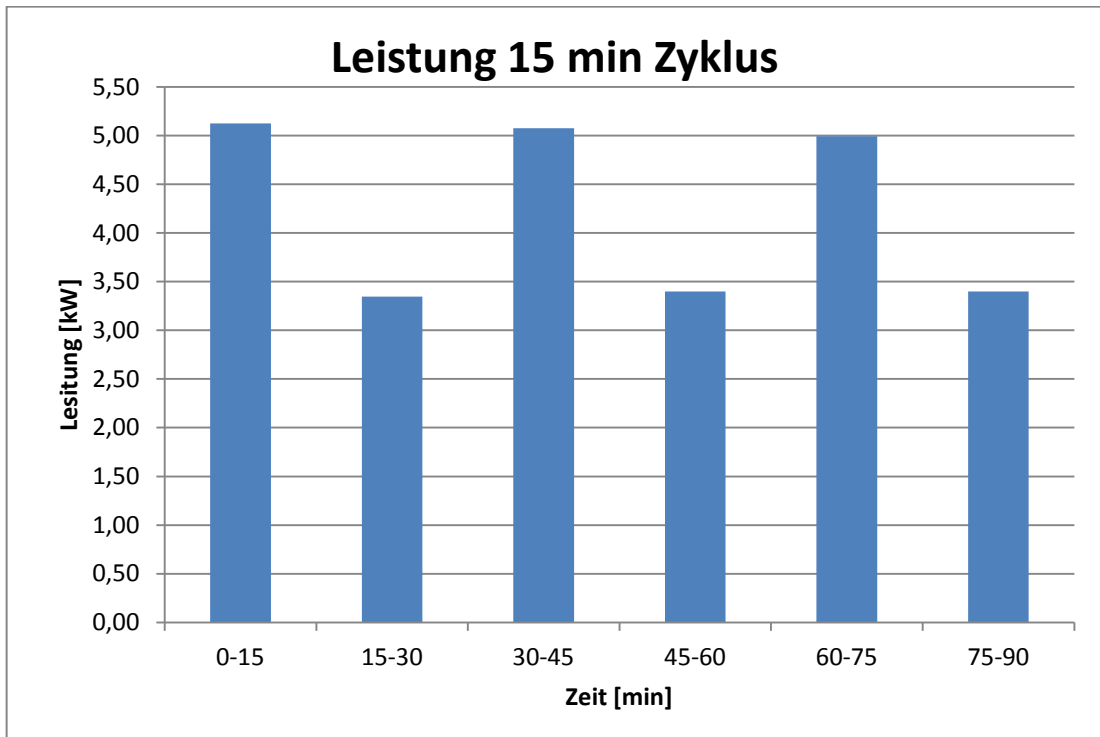
Abbildung 5: Messstellen am Kompressor

## Daten Fördermengenregelung

Leistungsmessung über Stromzähler:



Leistungsmessung mit Amperemeter:



## Tabelle Trockenlaufgetriebe

Nr.	Dauer [h]	Gesamt [h]	Druck [bar]	Temperaturen [°C]				Zahnflankenspiel [mm]		
				Kurbelwelle	Nabe	Zähne	Stahlzahnrad	Kupplung	Warm	Kalt
1	(10 Minuten)	-	8,0	69,0	64,0	42,0	59,0	43,0	0,1	0,12
2	(10 Minuten)	-	8,0	67,5	62,5	39,0	60,0	45,0	0,1	0,12
3	(30 Minuten)	0,5	10,0	89,5	81,5	59,0	85,5	72,0	<0,1	0,12
4	(30 Minuten)	1	10,0	93,5	88,5	61,5	85,5	72,0	<0,1	0,12
5	1	2	10,0	100,0	96,5	61,5	94,0	86,0	<0,1	0,12
6	1	3	12,5	102,2	99,5	62,0	101,5	91,5	<0,1	0,12
7	1	4	12,5	99,0	95,0	61,5	91,0	81,0	<0,1	0,12
8	1,5	5,5	12,5	99,0	96,0	60,5	93,0	83,5	<0,1	0,12
9	3	8,5	12,4	92,5	90,7	54,7	91,8	86,9	<0,1	0,12
10	1	9,5	12,4	94,3	91,2	55,4	92,0	87,2	<0,1	0,12
11	5	14,5	12,4	93,2	91,7	52,5	90,8	82,3	<0,1	0,12
12	2	16,5	12,4	98,0	96,0	64,0	88,0	81,5	<0,1	0,12
13	5	21,5	12,5	101,0	99,0	67,0	92,0	83,0	<0,1	0,12
14	4	25,5	12,4	102,0	98,5	64,0	92,5	82,0	<0,1	0,12
15	7	32,5	12,4	103,0	99,0	70,0	94,0	86,0	<0,1	0,12
16	6	38,5	12,4	100,5	96,0	64,0	95,0	85,0	<0,1	0,13
17	7	50	12,5	107,0	107,0	74,5	110,0	98,0	0,1	0,18

## Diagramme Langzeit Versuch

