

Diplomarbeit

**Entwicklung eines  
Leistungsprüfstandes zur  
Untersuchung von alternativen  
Antriebssystemen von autark  
arbeitenden Förderanlagen**

von

**Christoph Hagauer**

eingereicht an der

**Montanuniversität Leoben**

erstellt am

**Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre**



Betreuung: Dr.mont. Dipl. Ing. Michael Prenner

Begutachtung: Univ.-Prof. Dr.mont. Dipl. Ing. Franz Kessler

# Diplomarbeit

für Herrn Christoph HAGAUER

Thema: Entwicklung eines Leistungsprüfstandes

Aufgabenstellung:

Es ist ein Leistungsprüfstand zu entwickeln und zu bauen. Dieser Prüfstand muss es erlauben die Funktionalität und die Leistungsfähigkeit von alternativen Antriebssystemen zu überprüfen. Die alternativen Antriebssysteme sollen zukünftig als Teil von Antriebseinheiten von autark arbeitenden Förderanlagen Verwendung finden. Die maximale Leistungsfähigkeit der Prüfanlage ist mit ca. 200kW zu begrenzen.

Leoben, 16.06.2011

**Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre**

Institutsvorstand: Univ.-Prof. Dr.mont. Franz Kessler  
Franz Josef Straße 18 8700 Leoben, Tel.: +43 3842 402-2800, Fax-DW: 2802  
e-mail: foerder@unileoben.ac.at

## **EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich diese Arbeit selbständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und mich auch sonst keiner unerlaubten Hilfsmittel bedient habe.

Christoph Hagauer

Leoben, Juni 2011

## **DANKSAGUNG**

Dem Vorstand des Lehrstuhles für Fördertechnik und Konstruktionslehre Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. mont. Franz Kessler danke ich für die Möglichkeit der Durchführung dieser Diplomarbeit am Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre sowie für die Durchsicht der Arbeit.

Mein besonderer Dank gilt meinem Betreuer Dipl.-Ing. Dr. mont. Michael Prenner für die wissenschaftliche und sehr kollegiale Betreuung. Seine Anregungen und sein persönliches Engagement haben maßgeblich zum Gelingen dieser Diplomarbeit beigetragen.

Bedanken möchte ich mich auch ganz herzlich bei Fr. FOI Elisabeth Angerer, Hr. Wolfgang Konrad, Hr. Alexander Becker, Hr. Thomas Paul Sommer, Hr. Gerard Djoko Djoukuimo und Hr. Dipl.-Ing. Hans-Jürgen Morak vom Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre der Montanuniversität Leoben für die Unterstützung bei der Durchführung der experimentellen Arbeiten.

Mein weiterer Dank gilt Hr. Dipl.-Ing. Stefan Bischof sowie Hr. Ing. Martin Hagauer für die Bereitstellung diverser Materialien und Maschinen.

Zuguterletzt möchte ich mich von ganzem Herzen bei meiner Familie bedanken. Meinen Eltern danke ich für die außergewöhnliche Liebe und die selbstlose Unterstützung in den letzten 25 Jahren.



Es gibt eine Antriebskraft die größer ist als  
Dampf, Magnetismus, elektrische  
Spannung etc., den menschlichen Willen.  
(Albert Einstein)

In großer Dankbarkeit, bodenständig und mit festen moralischen Werten erzogen  
worden zu sein, widme ich dieses Arbeit meinen Eltern Hubert und Erika Hagauer.

# INHALTSVERZEICHNIS

<b>1</b>	<b>EINLEITUNG UND ZIELSETZUNG .....</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>LITERATURERCHE IM BEREICH DER STRÖMUNGSMASCHINEN .....</b>	<b>2</b>
2.1	ALLGEMEINES .....	2
2.2	GRUNDLAGEN .....	2
2.2.1	<i>Bauformen</i> .....	2
2.3	WASSERWIRBELBREMSE .....	10
2.3.1	<i>Bauformen</i> .....	10
<b>3</b>	<b>AUTARKE FÖRDERANLAGEN .....</b>	<b>15</b>
3.1	BEGRIFFSERKLÄRUNG .....	15
3.1.1	<i>Autark</i> .....	15
3.1.2	<i>Autarke Förderanlagen</i> .....	15
3.2	BEISPIELE .....	15
<b>4</b>	<b>AUSLEGUNG DER BAUELEMENTE .....</b>	<b>16</b>
4.1	AUSLEGUNG DER LASTMASCHINE .....	16
4.1.1	<i>Begriffsdefinition Belastungsmaschine</i> .....	16
4.1.2	<i>Notwenige Größen</i> .....	18
4.1.3	<i>Berechnung</i> .....	24
4.2	AUSLEGUNG DES KÜHLSYSTEMS .....	29
4.2.1	<i>Grundlagen</i> .....	29
4.2.2	<i>Berechnung</i> .....	43
4.3	BERECHNUNG DER GELENKWELLE ( DIN 808 / ISO 281 ) [26],[27] .....	48
4.3.1	<i>Grundlagen</i> .....	48
a)	<i>Aufbau</i> .....	48
b)	<i>Bewegungsverhältnisse und Drehmomente</i> .....	49
c)	<i>Ungleichförmigkeitsgrad</i> .....	53
d)	<i>Zusatzmomente an der Gelenkwelle, Lagerkräfte an An- und Abtriebswelle</i> .....	55
e)	<i>Berechnung der Lebensdauer</i> .....	59
4.4	BERECHNUNG DER KUPPLUNG .....	65
4.4.1	<i>Grundlagen</i> .....	65
4.4.2	<i>Berechnung</i> .....	66
4.5	ZUSAMMENFASSUNG DER BERECHNUNG .....	67
4.5.1	<i>Lastmaschine</i> .....	67
4.5.2	<i>Kühlsystem</i> .....	68
4.5.3	<i>Gelenkwelle</i> .....	69
4.5.4	<i>Kupplung</i> .....	69

---

<b>5</b>	<b>REGELUNG DER LASTMASCHINE .....</b>	<b>69</b>
<b>6</b>	<b>MESSTECHNIK .....</b>	<b>71</b>
6.1	DREHMOMENT .....	71
6.2	DREHZAHL .....	72
6.3	MESSSYSTEM .....	74
6.3.1	<i>Grundgerät.....</i>	<i>74</i>
6.3.2	<i>Modul zur Drehmomenterfassung.....</i>	<i>75</i>
6.3.3	<i>Modul zur Temperaturerfassung.....</i>	<i>75</i>
<b>7</b>	<b>KONSTRUKTION DER ANLAGE.....</b>	<b>76</b>
7.1	MECHANISCHE KOMPONENTEN .....	76
7.1.1	<i>Grundrahmen.....</i>	<i>76</i>
7.2	ELEKTRISCHE KOMPONENTEN .....	86
<b>8</b>	<b>BAU UND INBETRIEBNAHME DER ANLAGE.....</b>	<b>89</b>
8.1	ALLGEMEINES.....	89
8.2	VORGEHENSWEISE BEI DER INBETRIEBNAHME.....	91
8.2.1	<i>Punktuelle Zusammenfassung der Inbetriebnahme.....</i>	<i>95</i>
<b>9</b>	<b>RESÜMEE.....</b>	<b>95</b>
<b>10</b>	<b>ANHANG .....</b>	<b>96</b>
10.1	KÜHLER.....	96
10.2	GELENKWELLE .....	98
10.3	ZEICHNUNGEN.....	100
10.4	STEHLAGER.....	106
10.5	MESSSYSTEM .....	108
<b>11</b>	<b>LITERATURVERZEICHNIS.....</b>	<b>112</b>

## ABBILDUNGSVERZEICHNIS

ABBILDUNG 1: FÖTTINGER AGGREGATE [1] .....	3
ABBILDUNG 2: HYDRODYNAMISCHE GRUNDGLEICHUNGEN [1] .....	5
ABBILDUNG 3: DARSTELLUNG, MERKMALE DER FÖTTINGER AGGREGATE[1] .....	6
ABBILDUNG 4: HYDRODYNAMISCHE BREMSE FÜR KRAFTFAHRZEUGE[3] .....	7
ABBILDUNG 5: HOCHTRIEBRETARDER FÜR LKW UND BUSSE [1].....	9
ABBILDUNG 6: STATORGEHÄUSE EINER WASSERWIRBELBREMSE [4] .....	10
ABBILDUNG 7: ROTOR EINER WASSERWIRBELBREMSE NACH JUNKERS [4].....	11
ABBILDUNG 8: GEHÄUSEDECKEL MIT STATORFUNKTION [4] .....	11
ABBILDUNG 9: KENNLINIE DER WASSERWIRBELBREMSE JUNKER G4KK [5].....	13
ABBILDUNG 10: VERSCHIEDENE FÜLLZUSTÄNDE EINER WASSERWIRBELBREMSE [5] .....	14
ABBILDUNG 11: MOBILE BRECHERANLAGE KOMBINIERT MIT SIEBANLAGE .....	15
ABBILDUNG 12: MOBILE FÖRDERBANDANLAGE .....	16
ABBILDUNG 13: DREHSCHEMA 4-QUADRANTENBETRIEB [7].....	17
ABBILDUNG 14: GESCHWINDIGKEITSPLAN FÜR LAUFRAD [9] .....	19
ABBILDUNG 15: STUTZENARBEIT [9].....	22
ABBILDUNG 16: KENNFELD EINER HYDRODYNAMISCHEN KUPPLUNG[9].....	26
ABBILDUNG 17: KENNFELD EINER HYDRODYNAMISCHEN KUPPLUNG BEI UNTERSCHIEDLICHEN ANTRIEBSDREHZAHLEN[9] .....	27
ABBILDUNG 18: KENNFELD EINER HYDRODYNAMISCHEN KUPPLUNG BEI FÜLLGRADREGELUNG [9] .....	27
ABBILDUNG 19: KENNFELD EINES PUMPENLAUFRADES MIT VARIABLER LAUFRADSTELLUNG [9].....	28
ABBILDUNG 20: GESCHWINDIGKEITSPLAN BEI VORDRALLREGELUNG [9] .....	28
ABBILDUNG 21: KENNFELD EINES VORDRALLGEREGELTEN LAUFRADES [9].....	29
ABBILDUNG 22: WÄRMEABFUHR IM T-S DIAGRAMM [10].....	31
ABBILDUNG 23: DRUCK UND TEMPERATURABHÄNGIGKEIT DER WÄRMELEITFÄHIGKEIT VON WASSER[12].....	32
ABBILDUNG 24: KONVEKTION AN FESTKÖRPER MIT 2 FLUIDEN [18].....	38
ABBILDUNG 25: KONVEKTIONSSIMULATION AN EINEM KÜHLKÖRPER[19] .....	39
ABBILDUNG 26: WELLENSPEKTRUM DER STRAHLUNG [21] .....	40
ABBILDUNG 27: WÄRMESTRAHLUNG EINES GROßTRANSFORMATORS[23].....	42
ABBILDUNG 28: ENERGIEFLUSSBILD EINES VERBRENNUNGSMOTORS[6] .....	43
ABBILDUNG 29 AUFBAU EINES KÜHLERNETZES [6].....	44
ABBILDUNG 30: SKIZZE DES KÜHLKANALS ( MM ).....	45
ABBILDUNG 31: GRUNDANORDNUNG EINES GELENKES [26] .....	49
ABBILDUNG 32: VOR / NACHEILWINKEL AN DER GELENKWELLE [26] .....	50
ABBILDUNG 33: MOMENTENVERLÄUFE BEI DREHGELENK[26] .....	51
ABBILDUNG 34: MOMENTEN / WINKELGESCHWINDIGKEITSVERHÄLTNISSE AN DER AN / ABTRIEBSWELLE [26] .....	52
ABBILDUNG 35: GELENKWELLE MIT UNTERSCHIEDLICHE WINKEL [26].....	53

ABBILDUNG 36: GELENKWELLENSTRANG [26].....	55
ABBILDUNG 37: LAGERKRÄFTE AN AN - UND ABTRIEBSWELLE BEI Z - ANORDNUNG 1 [26] .....	56
ABBILDUNG 38: LAGERKRÄFTE AN AN - UND ABTRIEBSWELLE BEI Z - ANORDNUNG 2 [26].....	57
ABBILDUNG 39: LAGERKRÄFTE AN AN - UND ABTRIEBSWELLE BEI W - ANORDNUNG 1 [26] .....	58
ABBILDUNG 40: LAGERKRÄFTE AN AN - UND ABTRIEBSWELLE BEI W - ANORDNUNG 1 [26] .....	59
ABBILDUNG 41: AUSWAHLDIAGRAMM GELENKWELLEN NADELLAGER [26] .....	62
ABBILDUNG 42: AUSWAHLDIAGRAMM GELENKWELLEN ROLLENLAGERLAGER [26] .....	63
ABBILDUNG 43: SCHEIBENKUPPLUNG DIN 116 FORM A ( LINKS ) UND B ( RECHTS ). [28] .....	65
ABBILDUNG 44: SCHEIBENKUPPLUNG DIN 116 FORM C. [28].....	66
ABBILDUNG 45: BERECHNUNGSSKIZZE SCHEIBENKUPPLUNG [28] .....	67
ABBILDUNG 46: LEISTUNGSDIAGRAMM [29] .....	70
ABBILDUNG 47: REGELKENNFELD EINER HYDRODYNAMISCHEN BREMSE [9].....	70
ABBILDUNG 48: MESSFLANSCH [30] .....	72
ABBILDUNG 49: HALL SENSOR ZUR DREHZAHLERKENNUNG ( SCHEMA ) [31].....	73
ABBILDUNG 50: SCHEMA EINES OPTISCHEN SENSORS [31] .....	73
ABBILDUNG 51: GRUNDRAHMEN .....	76
ABBILDUNG 52: BELASTUNGSMASCHINE GESAMT .....	77
ABBILDUNG 53: STEHENDER BELASTUNGSMASCHINENDECKEL ANTRIEBSSEITIG .....	77
ABBILDUNG 54: ROTIERENDES INNENTEIL DER BELASTUNGSMASCHINE.....	78
ABBILDUNG 55: STEHENDER BELASTUNGSMASCHINENDECKEL.....	78
ABBILDUNG 56: GELAGERTE BELASTUNGSMASCHINE 1 .....	79
ABBILDUNG 57: GELAGERTE BELASTUNGSMASCHINE 2 .....	79
ABBILDUNG 58: BEHÄLTERRAHMEN.....	80
ABBILDUNG 59: GESAMTRAHMEN MIT BEHÄLTERGESTELL .....	80
ABBILDUNG 60: KÜHLER MIT LÜFTERANTRIEB OHNE HUTZE .....	81
ABBILDUNG 61: LÜFTERHAUBE .....	82
ABBILDUNG 62: LÜFTEREINHAUSUNG, KOMPLETT .....	82
ABBILDUNG 63: LAGE DER PUMPEN .....	83
ABBILDUNG 64: VEREINFACHTE ISOMETRISCHE ANSICHT DES PRÜFSTANDES 1 .....	84
ABBILDUNG 65: VEREINFACHTE ISOMETRISCHE ANSICHT DES PRÜFSTANDES 2 .....	84
ABBILDUNG 66: VORDERANSICHT DES PRÜFSTANDES .....	85
ABBILDUNG 67: SEITENANSICHT DES PRÜFSTANDES.....	86
ABBILDUNG 68: STEUERSTROMKREIS 230V 50Hz .....	87
ABBILDUNG 69: ARBEITSSTROMKREIS .....	88
ABBILDUNG 70: AUSGEWERTETES LEISTUNGSDIAGRAMM.....	90
ABBILDUNG 71: MOTOR AM PRÜFSTAND.....	90
ABBILDUNG 72: STEUERUNGSPULT DES PRÜFSTANDES .....	93
ABBILDUNG 73: BEDIENPULT MIT MESSVERSTÄRKER UND AUSWERTE LAPTOP .....	94

---

ABBILDUNG 74: GESAMTBILD ..... 94

## GLEICHUNGSVERZEICHNIS

GLG. 1: DREHMOMENTABSCHÄTZUNG DER WASSERWIRBELBREMSE.....	12
GLG. 2: LEISTUNG BEI STRÖMUNGSARBEITSMASCHINEN .....	18
GLG. 3: UMFANGSGESCHWINDIGKEIT .....	19
GLG. 4: ABSOLUTGESCHWINDIGKEIT VEKTORIELL.....	20
GLG. 5: MERIDIANKOMPONENTE DER ABSOLUTGESCHWINDIGKEIT .....	20
GLG. 6: AUF STRÖMUNG ÜBERTRAGENES DREHMOMENT.....	21
GLG. 7: VOM LAUFRAD THEORETISCH AUFGENOMMENE LEISTUNG.....	21
GLG. 8: THEORETISCHE LAUFRADLEISTUNG AUS DEM ENERGIEUMSATZ .....	21
GLG. 9: THEORETISCHE SPEZIFISCHE STUTZENARBEIT .....	21
GLG. 10: SPEZIFISCHE STUTZENARBEIT.....	21
GLG. 11: DRUCKZAHL $\Psi$ .....	22
GLG. 12: DURCHFLUßZAHL $\Phi$ .....	23
GLG. 13: LEISTUNGSZAHL FÜR ARBEITSMASCHINEN, DIMENSIONSLOS.....	23
GLG. 14: LEISTUNGSZAHL FÜR ARBEITSMASCHINEN MIT DIMENSIONSGRÖßEN .....	23
GLG. 15: WÄRME.....	30
GLG. 16: ENTROPIEDIFFERENZ.....	30
GLG. 17: LOKALER WÄRMEÜBERGANGSKOEFFIZIENT .....	35
GLG. 18: MITTLERER WÄRMEÜBERGANGSKOEFFIZIENT.....	35
GLG. 19: ÜBERTRAGENE WÄRMEMENGE .....	36
GLG. 20: WÄRMEKAPAZITÄT C .....	36
GLG. 21: WÄRMESTRAHLUNG .....	41
GLG. 22: THERMISCHER WIDERSTAND .....	46
GLG. 23: LOGARITHMISCHES TEMPERATUR - MITTEL .....	46
GLG. 24: NUSSELT ZAHL.....	46
GLG. 25: HYDRAULISCHER DURCHMESSER .....	47
GLG. 26: REYNOLDSZAHL LAMINARE STRÖMUNG.....	47
GLG. 27: WINKELVERHÄLTNISSE AN DER GELENKWELLE.....	49
GLG. 28: MOMENTEN / WINKELGESCHWINDIGKEITSVERHÄLTNIS .....	51
GLG. 29: UNGLEICHFÖRMIGKEITSGRAD U.....	54
GLG. 30: GESAMTUNGLEICHFÖRMIGKEITSGRAD BEI MEHREREN EINFACHGELENKEN .....	54
GLG. 31: RESULTIERENDER GESAMTBEUGUNGSWINKEL .....	55
GLG. 32: AUFLAGERKRÄFTE BEI Z - ANORDNUNG UND BESTIMMTER WINKELLAG E .....	57
GLG. 33: LAGERKRÄFTE BEI W - ANORDNUNG UND BESTIMMTER WINKELLAG E 1 .....	58
GLG. 34: LAGERKRÄFTE BEI W - ANORDNUNG UND BESTIMMTER WINKELLAG E 2 .....	59
GLG. 35: KRITISCHE DREHZAHL DER GELENKWELLE.....	64
GLG. 36: ERRECHNETE KRITISCHE DREHZAHL.....	64

---

GLG. 37: MAXIMALE BETRIEBSDREHZAHL .....	65
GLG. 38: ERRECHNETE MAXIMALE BETRIEBSDREHZAHL .....	65
GLG. 39: ÜBERTRAGBARES DREHMOMENT EINER SCHEIBENKUPPLUNG .....	66
GLG. 40: SICHERHEITSAKTOR FÜR DREHMOMENTBERECHNUNG BEI SCHEIBENKUPPLUNGEN.....	66
GLG. 41: DREHMOMENTBERECHNUNG.....	71



## TABELLENVERZEICHNIS

TABELLE 1: DIMENSIONSLOSE GRÖßEN [9].....	24
TABELLE 2: WÄRMELEITKOEFFIZIENTEN FÜR BAUSTOFFE UND DÄMMSTOFFE[13].....	33
TABELLE 3: WÄRMELEITKOEFFIZIENTEN FÜR METALLE UND SONSTIGE STOFFE[13].....	34
TABELLE 4: TEMPERATUR AUSGEWÄHLTER MATERIALIEN [16].....	37
TABELLE 5: BEISPIELE FÜR EMISSIONSGRADE NICHTMETALLISCHER OBERFLÄCHEN[22].....	41
TABELLE 6: BEISPIELE FÜR EMISSIONSGRADE VON METALLOBERFLÄCHEN [22] .....	42
TABELLE 7: STOSSFAKTOREN FÜR DIVERSE ANTRIEBSMASCHINEN [26].....	60

## KURZFASSUNG

Einen wichtigen Aufgabenbereich von Förderanlagen decken energieautarke Fördersysteme ab. Sie kommen überall dort zum Einsatz, wo eine Energieanbindung an bestehende Systeme nicht möglich ist. Grund dafür kann ein hohes Maß an geforderter Flexibilität der Anlage, sowie eine schwierige technische Realisierung oder eine fehlende Infrastruktur sein. Die Wirtschaftlichkeit entscheidet meist über den Einsatz von autarken Förderanlagen. Um solche Anlagen möglichst wirtschaftlich gestalten zu können, ist es sehr wichtig, eine energieeffiziente Antriebsquelle zu verbauen. Die Antriebsquelle besteht oftmals aus einem Verbrennungsmotor, der einen Generator oder eine Hydraulikpumpe antreibt. Der Inhalt der vorliegenden Arbeit beschäftigt sich damit, einen Leistungsprüfstand für mögliche alternative Antriebe in autarken Förderanlagen zu entwickeln. Nach einer Literaturrecherche über Strömungsmaschinen, die im Rahmen einer Projektarbeit als bestgeeignete Variante einer Belastungsmaschine ausgewählt wurde, folgt eine grundlegende Auslegung einer solchen. Um die Energie, die in Wärme umgewandelt wird, abführen zu können ist ein leistungsstarkes Kühlsystem unabdingbar. Dieses wird ebenso ausgelegt wie alle mechanischen Hauptkomponenten des Leistungsprüfstandes. Die Regelmöglichkeiten, entsprechend dem Kennlinienfeld einer hydrodynamischen Bremse, werden aufgezeigt. Die Messtechnik ist mit allen notwendigen Einzelsensoren und als Gesamtkonzept angeführt. Die Konstruktion der Anlage ist schrittweise erläutert und bewertet. Abschließend sind der Bau und die Inbetriebnahme des Leistungsprüfstandes beschrieben und die Ergebnisse präsentiert.

## **ABSTRACT**

An important field of duty of conveyor covered by energy-independent conveyor systems. They come in all applications where a power connection to existing systems is not possible. Reason can be a high degree of required flexibility of the system, a difficult technical implementation or lack of infrastructure. The cost usually decides on the use of autonomous conveyor plants. To make such investments as economically as possible, it is very important to use an energy-efficient power source. The drive system often consists of an internal combustion engine which drives an generator or a hydraulic pump. The contents of this master thesis is to develop a engine test bench for possible alternative drive systems in stand-alone conveyors. After a literature review about fluid flow engines, which are chosen in a project thesis as the most appropriate variant of a loading machine, follows a basic interpretation. To conduct the energy that is converted into heat, a powerful cooling system is essential. This is also interpreted as all the main mechanical components of the engine test bench. The control options, according to the characteristic field of a hydrodynamic brake, are shown. The measurement will be executed with all the necessary individual sensors and as an overall concept. The design of the system is explained step by step and evaluated. Finally, the construction and commissioning of the engine test bench are described and the results are presented.

# 1 EINLEITUNG UND ZIELSETZUNG

Die weltweit steigende Nachfrage nach Energie und der Wunsch der Gesellschaft mit den vorhandenen Ressourcen schonender umzugehen, stellt Techniker vor große Herausforderungen. Das Umweltbewusstsein der Menschen trägt dazu bei, dass die Nachfrage nach ökologisch "sauberen" Verfahren stetig steigt. Es ist nicht mehr ausreichend, die an eine Anlage gestellten Erfordernisse, z.B.: Förderrate, zu erfüllen. Es ist notwendig geworden, die gestellten Anforderungen mit umwelt- und ressourcenschonendsten Verfahren zu verwirklichen. Eine höherer finanzieller Mehraufwand bei der Erstinvestition wird oftmals in Kauf genommen, um z.B.: eine besondere Nachhaltigkeit bei Kunden zu demonstrieren oder um auf umweltfreundliche Produktion hinzuweisen. Diese Überlegungen machen natürlich auch vor der Fördertechnik nicht halt. Bei der konkreten Anwendung in autarken Förderanlagen stellt sich die Frage wie mögliche alternative Antriebe oder Energierückgewinnungssysteme eingesetzt werden können und wie groß deren Auswirkung auf den Betrieb tatsächlich ist. Das Ziel dieser Diplomarbeit am Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre an der Montanuniversität Leoben liegt darin, einen Leistungsprüfstand für alternative Antriebe, die im Bereich von autark arbeitenden Förderanlagen eingesetzt werden, zu entwickeln, um damit die Möglichkeit zu schaffen auf diesem Sektor forschen zu können und um der Forderung nach "sauberen" Antriebslösungen nachzukommen.

## **2 LITERATURECHERCHE IM BEREICH DER STRÖMUNGSMASCHINEN**

### 2.1 Allgemeines

"In Strömungsmaschinen erfolgt die Energieumsetzung zwischen einem mehr oder minder kontinuierlich strömenden Arbeitsmedium (Flüssigkeit, Dampf, Gas) und einem mit Schaufeln besetzten, gleichförmig umlaufenden Rotor. Bei Strömungskraftmaschinen (Turbinen) entsteht durch die Wirkung von Druck und Geschwindigkeit des Arbeitsmittels auf die Schaufeln des Rotors ein Drehmoment an der Welle, das beispielsweise zum Antrieb eines elektrischen Generators genutzt werden kann. Bei Strömungsarbeitsmaschinen (Pumpen, Verdichter) wird durch das an der Welle, beispielsweise durch einen Elektromotor, aufgebrachte Drehmoment dem Arbeitsmedium über die Laufschaufeln Druck- und Geschwindigkeitsenergie zugeführt. Strömungsmaschinen können nach verschiedenen Gesichtspunkten eingeteilt bzw. einander zugeordnet werden: nach dem Arbeitsmedium, nach dem Arbeitsprinzip oder nach der geometrischen Form des Laufrades" (Willi Bohl, Strömungsmaschinen-Aufbau und Wirkungsweise, 1985, S. 11)

### 2.2 Grundlagen

#### 2.2.1 Bauformen

Im Jahr 1905 beschrieb Hermann Föttinger ein Wirkprinzip zur hydrodynamischen Leistungsübertragung. Diese Niederschrift wird heute als Basiserfindung der hydrodynamischen Aggregate bezeichnet. In der VDI Richtlinie 2153, die im April 1994 herausgegeben wurde, sind drei Entwicklungen, welche sich auf die Basiserfindung zurückführen lassen, nach Bauformen und deren Wirkungsweise umfassend gegliedert. Die drei Entwicklungen werden auch als Föttinger-Aggregate bezeichnet.

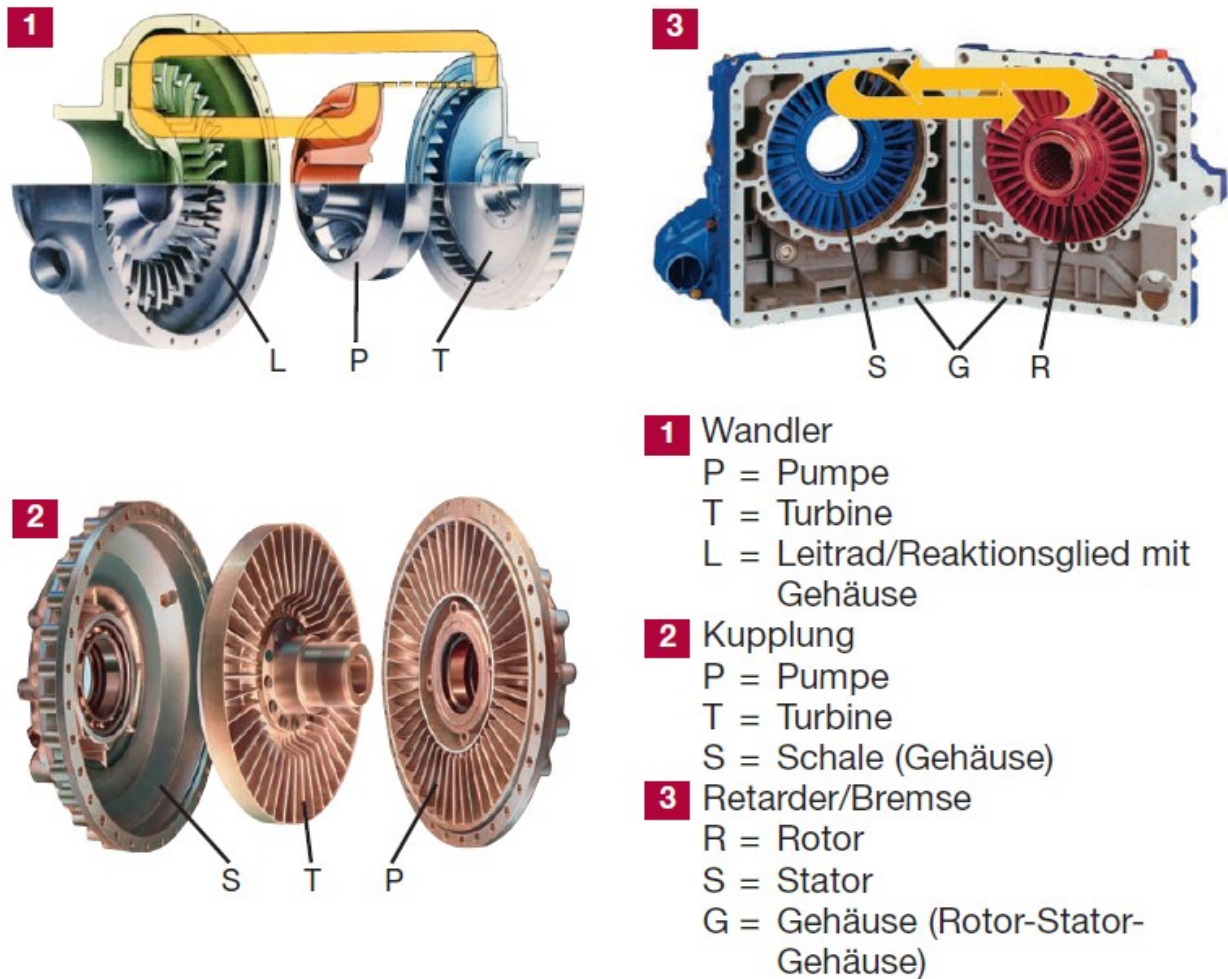


Abbildung 1: Föttinger Aggregate [1]

Ein gemeinsames Kennzeichen der drei Aggregate ist, dass die doppelte Energiewandlung durch rotierende Schaufelräder, d.h. durch Strömungsmaschinen bewirkt wird. Die Schaufelräder sind in einem sie umfassenden Gehäuse so angeordnet, dass sie vom energietransportierenden Flüssigkeitsstrom im geschlossenen Umlauf nacheinander durchflossen werden.

Zur Berechnung des Arbeitskreislaufes gelten vorrangig die von Euler und Reynolds aufgestellten strömungstechnischen Gleichungen und Modellgesetze, die für den praktischen Gebrauch umgeformt werden.

In Abbildung 1: Föttinger Aggregate sind die Zusammenhänge einer nach außen hin abgedichteten hydrodynamischen Kupplung, bei der die Füllung konstant ist, dargestellt. Mittels der Eulerschen Turbinengleichung wird allgemein die Energieumwandlung in den rotierenden Schaufelgittern beschrieben. Die Euler Zahl ist Grundbaustein, um aus der Turbinengleichung die hydrodynamische

Modellgleichung entwickeln zu können. Die für die Föttinger Aggregate typischen Kennfelder und Betriebsverhalten entstehen durch das Zusammenwirken der Schaufelgitter. Bei Kupplung und Retarder sind es zwei Schaufelgitter, beim Wandler mindestens drei.

Durch die übliche Anordnung der Schaufelräder lässt sich deren Zusammenwirken relativ einfach darstellen. Siehe Abbildung 2. Durch die Drehbewegung der Welle, auf der die Pumpenschaufelräder montiert sind, entsteht ein Druckgefälle zwischen den Pumpenschaufelrädern und den Turbinenschaufelrädern. Dieses Druckgefälle bewirkt den, für den Energietransport erforderlichen, Massenstrom. D.h. im rotierenden System kommt es zu einem Drehzahlunterschied. Dieser wird als Schlupf bezeichnet.

Der oben erwähnte Massenstrom bewirkt eine kraftschlüssige Verbindung zwischen den Schaufelrädern. Ändert sich die Belastung, so ändert sich der Drehzahlunterschied. Diese Charakteristik ist als Hauptschluss-Charakteristik bekannt. Der Einfluss des Betriebsfluides auf die Entwicklung der hydrodynamischen Modellgleichung ist rein durch die Dichte des Fluides gegeben. Im realen Vorgang wird der weitere Einfluss des Fluides, z.B.: die Viskosität und die dadurch verursachten Strömungsverluste auf dem Weg durch die Schaufelgitter infolge der Wandreibung, Stoß und Ablösewirbel nur implizit durch die Leistungszahl  $\lambda$  berücksichtigt.

Durch diese komplexen Vorgänge ist es trotz Einsatz moderner Großrechenanlagen noch nicht gelungen, die Geometrie der Föttinger Aggregate vollständig numerisch mit der erforderlichen Genauigkeit zu berechnen. Daher ist es weiter notwendig, die auf Prüfständen gemessenen Drehmomente und Drehzahlen zur Bestimmung der Leistungszahl heranzuziehen. Mit den Ähnlichkeitsgesetzen von Reynolds kann die in der Leistungszahl enthaltenen Viskositätseinflüsse des Betriebsfluides nach erfolgter Auswahl des Versuchsfluides und des Messtemperaturbereiches in vertretbaren Grenzen gehalten werden. Für die Energieübertragung ist es wünschenswert, ein Fluid mit hoher Dichte und niedriger Viskosität bei hohem Viskositätsindex zu verwenden.[1]

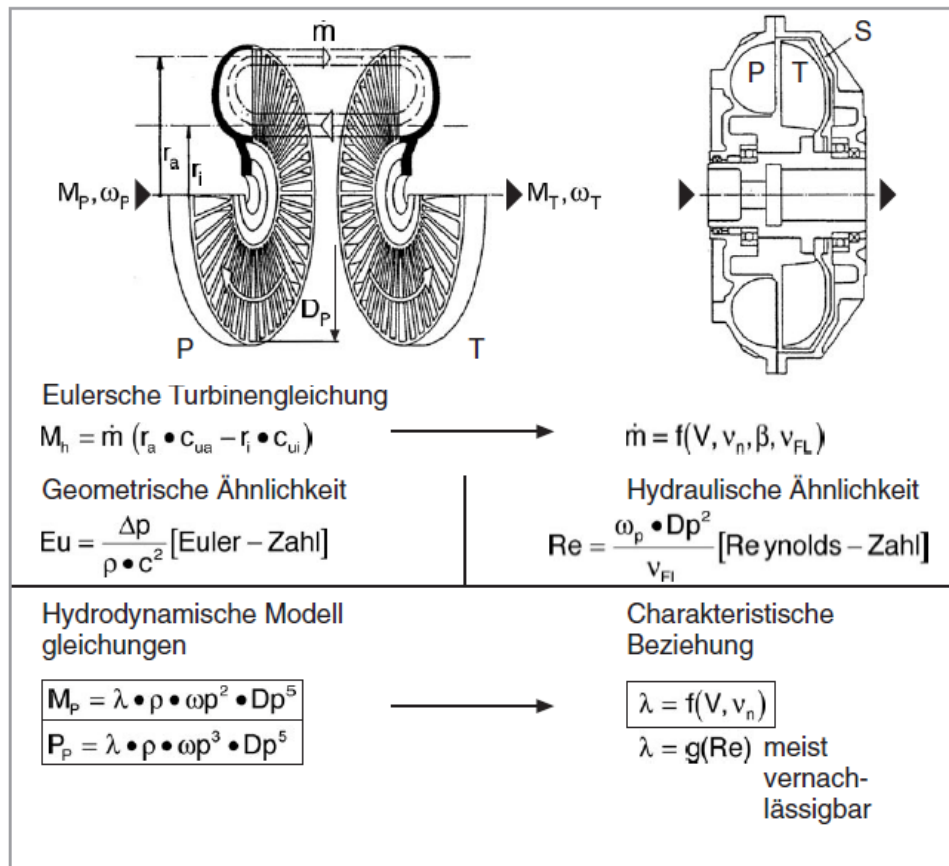


Abbildung 2: Hydrodynamische Grundgleichungen [1]

Index  $P, T$  bezieht sich auf Pumpe bzw. Turbine

Drehmoment:	$M$ [Nm]
Massenstrom:	$\dot{m}$ [kg/s]
Winkelgeschwindigkeit:	$\omega$ [rad/s]
Radius an der Aussenseite:	$r_a$ [m]
Radius an der Innenseite:	$r_i$ [m]
Umfangsgeschwindigkeit außen:	$c_{ua}$ [m/s]
Umfangsgeschwindigkeit innen:	$c_{ui}$ [m/s]
Druckdifferenz:	$\Delta p$ [Pa]
Leistungszahl:	$\lambda$ [1]
Durchmesser der Pumpe:	$D_p$ [m]
Viskosität des Fluids:	$\nu$ [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]
Dichte der Flüssigkeit:	$\rho$ [ $kg \cdot m^{-3}$ ]
Winkel der Schaufelräder:	$\beta$ [rad]



Hydrodynamische Bremsen oder Retarder, die zwei Schaufelrädern haben, wandeln die eingeleitete mechanische Leistung zur Gänze in Wärme um. Sie werden als Sicherheitsvorrichtungen in Antriebssystemen mit bewegten Massen oder als Arbeitsmaschinen zur Wärmegewinnung eingesetzt. Im Unterschied zu vergleichbaren mechanischen Wandlern, Bremsen oder Kupplungen (Abbildung 3) entstehen die unvermeidbaren Wandlungsverluste in Form von Wärme. Bei Föttinger Aggregaten entstehen sie direkt im Betriebsmedium. D.h. es gibt keinen mechanischen Verschleiß. Die Ableitung der Wärme kann nur in wenigen Anwendungsfällen über die Maschinenoberfläche erfolgen.

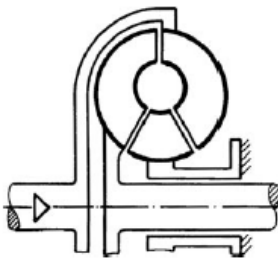
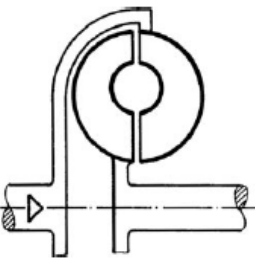
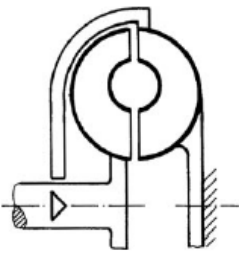
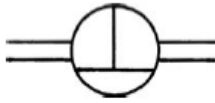
Wandler	Kupplung	Bremsen	schematische Darstellung
			
$M_P + M_T + M_R = 0$ $\omega_{Tmin} < \omega_P < \omega_{Tmax}$ Drehmoment- und Drehzahlwandelung	$ M_P  =  M_T $ $\omega_P > \omega_T$ nur Drehzahlwandelung	$ M_P  =  M_{T(R)} $ $\omega_{T(R)} = 0$ Wandlung der Energieform, mech. Energie in Wärme	Symbole VDI 2153  Merkmale

Abbildung 3: Darstellung, Merkmale der Föttinger Aggregate[1]

Üblicherweise wird aus dem Hauptarbeitskreislauf ein Teilstrom abgezweigt, der über einen Wärmetauscher geführt wird. Dies kann entweder unter Ausnutzung des im Föttinger Aggregat vorhandenen Energiepotentials (Druck - und Geschwindigkeitsenergie des Fluides) im geschlossenen Kreislauf erfolgen oder über ein offenes System mit Pumpen bewirkt werden. Abhängig vom Aggregattyp, der Bauart und dem Betriebsverhalten ist der zu kühlende, äußere Leistungsfluss stark unterschiedlich.

Für die Hauptfunktion der Energieübertragung sind eine hohe spezifische Wärme, eine hohe zulässige Gebrauchstemperatur und ein großes, nutzbares Temperaturgefälle wünschenswerte Eigenschaften.

Hydrodynamische Bremsen als Sicherheits- oder Belastungseinrichtungen wandeln die eingeleitete mechanische Energie vollständig und verschleißfrei in Wärme um. Durch ihre Wirkungsweise, welche eine Druckdifferenz der beiden Schaufelräder erfordert, kann man mit hydrodynamischen Bremsen nicht bis zum Stillstand abbremesen. Eine merkliche Bremsleistung tritt erst ab einer Drehzahldifferenz von ca. 400 U/min auf. Bremsen im industriellen Einsatz werden häufig unter den gleichen Bedingungen betrieben wie Stellkupplungen. Unter hydrodynamischen Stellkupplungen versteht man Anlass - Überlastungskupplungen. Es können daher meist dieselben Betriebsfluide eingesetzt werden. Die speziell für den Einsatz im Nutzfahrzeug entwickelten Retarder erfordern andere Betriebsfluide. Einen autarken, am Getriebeausgang anbaubaren oder in den Gelenkwellenstrang einbaubaren Sekundärretarder zeigt Abbildung 4: Hydrodynamische Bremse für Kraftfahrzeuge[3]

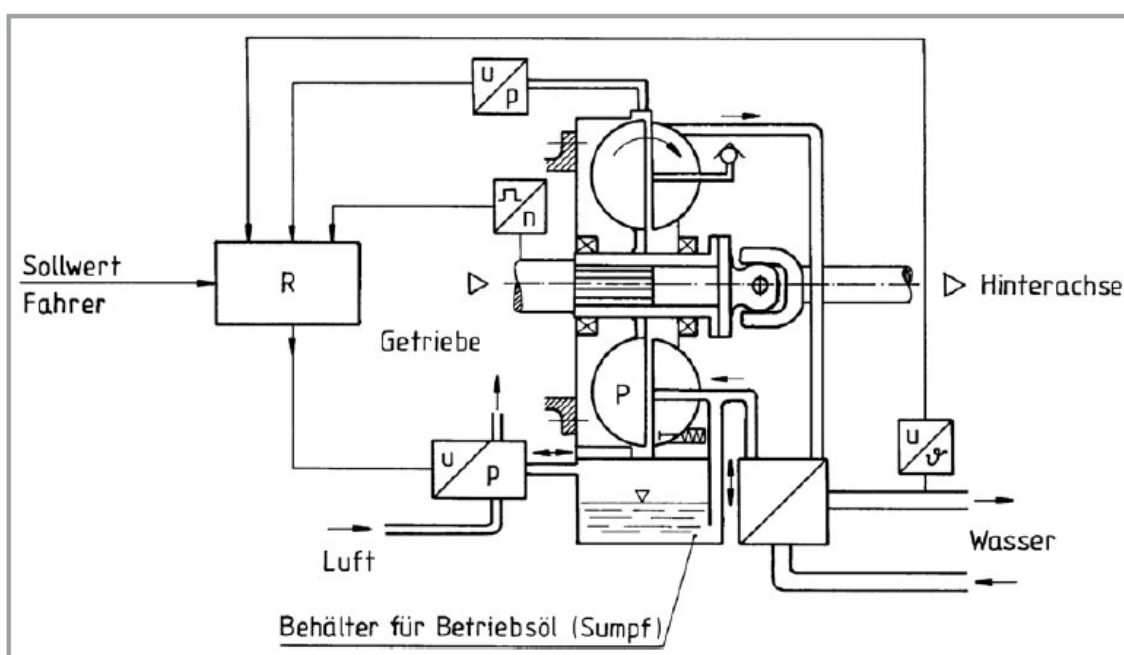


Abbildung 4: Hydrodynamische Bremse für Kraftfahrzeuge[3]

Bei vergleichbaren, aktiven Rotordurchmesser sind Retarder in Nutzfahrzeugen ca. einhundertfach leistungsfähiger als vergleichbare Wandler und Kupplungen.

Retarder mit 800 kW Eckleistung haben ein Systemgewicht von ca. 100 kg und arbeiten mit einem Fluidhaushalt von ca. 10 l. Das Bremssignal vom Fahrer wird in einem Proportionalventil in einen Luftdruck umgesetzt, mit dem das Betriebsfluid aus dem Ölsumpf in den Arbeitskreislauf gedrückt wird. Der mit der Gelenkwelle verbundene Rotor erzeugt einen inneren Bremskreislauf und einen äußeren Kühlkreislauf. Als Kühlmedium dient das Motorkühlwasser mit Zulauftemperaturen von 85°C bis 95°C. Nach dem Wärmetauscher fließt der Kühlstrom in den Arbeitskreislauf zurück. Die Füllung im Schaufelraum und damit das erzeugbare Bremsmoment stellt sich über ein Druckgleichgewicht an der Knotenstelle des Kühlkreislaufes mit dem Sumpf selbsttätig ein. Für die Auslegung des Kühlstroms werden Fluidgebrauchstemperaturen von 180°C mit Temperaturspitzen um 200°C angenommen. Der Arbeitskreislauf ist nur im unteren Drehzahlbereich, Fahrzeuggeschwindigkeiten kleiner 30 bis 50 km/h vollgefüllt.

Bei hohen Fahrgeschwindigkeiten und damit hohen Bremsleistungen sind nur Teilfüllungen von zwei bis drei Liter mit Volumenströmen von ca. 10 l/s am Wärmetransport beteiligt. Das Bremsfluid hat im Sumpf und im teilgefüllten Arbeitsraum intensiven Luftkontakt. Die zum Teil im Fluid gelöste Luft muss beim Ausschalten des Retarders schnell genug und ohne Schaum - oder Aerosolbildung entweichen können. Um mit dem ABS-System kompatibel zu sein, werden Ausschaltzeiten kleiner 0,6 s erwartet. Als Standardbetriebsfluid für Retarder im Nutzfahrzeug wird Einbereichs - Motorenöl, Kennbuchstabe HD, der Viskositätsklassen SAE 10 W, SAE 20 W 20 und SAE 30 empfohlen. Auf Abbildung 5: Hochtriebretarder für LKW und Busse ist ein Hochtriebretarder für LKW und Busse abgebildet. Damit können bei normalen Einsatzbedingungen Wechselfristen im LKW von 90.000 km und im Bus von 135.000 km erreicht werden. Bei schweren Einsatzbedingungen (Bremshäufigkeit und Dauer) müssen die Wechselfristen halbiert werden. Wesentlich für die Auswahl der Fluide ist die weltweite Verfügbarkeit in KFZ Servicestationen. Die hohen Aufheizgeschwindigkeiten von über 25 Kelvin pro Sekunde können bei Wasseranteilen im Betriebsfluid zu Funktionsstörungen führen. Für Tieftemperaturbetrieb sind bestimmte Fluide nur eingeschränkt geeignet. Die dabei mögliche Bremsmomentenreduzierung auf 30 % bei Winterbetrieb in

Europa, wird von den Fahrern nicht nachteilig bewertet. Der Retarder wird beim Kaltstart als Fahrzeugheizung benutzt. Die Antriebseinheit ( Verbrennungsmotor ) erreicht dadurch sehr schnell Betriebstemperatur. Die immer strengeren Umweltforderungen können nur im Kontext mit dem System "Fahrzeug" gesehen werden. Für den Buseinsatz konnten bei vollsynthetischen Ölen die Wechselfristen auf 300.000 km heraufgesetzt werden.

Eine Besonderheit stellen die weiterentwickelten integrierten Retarder dar. Der Retarder wird als Nebentrieb an das Getriebe angeflanscht und greift mit seiner Ritzelwelle in das Antriebsrad der Getriebeausgangswelle. Ritzel und Zylinderrollenlager werden vom Getriebefluid geschmiert, der Retarder hat einen eigenen Ölbehälter mit Retarderfluid.[2]

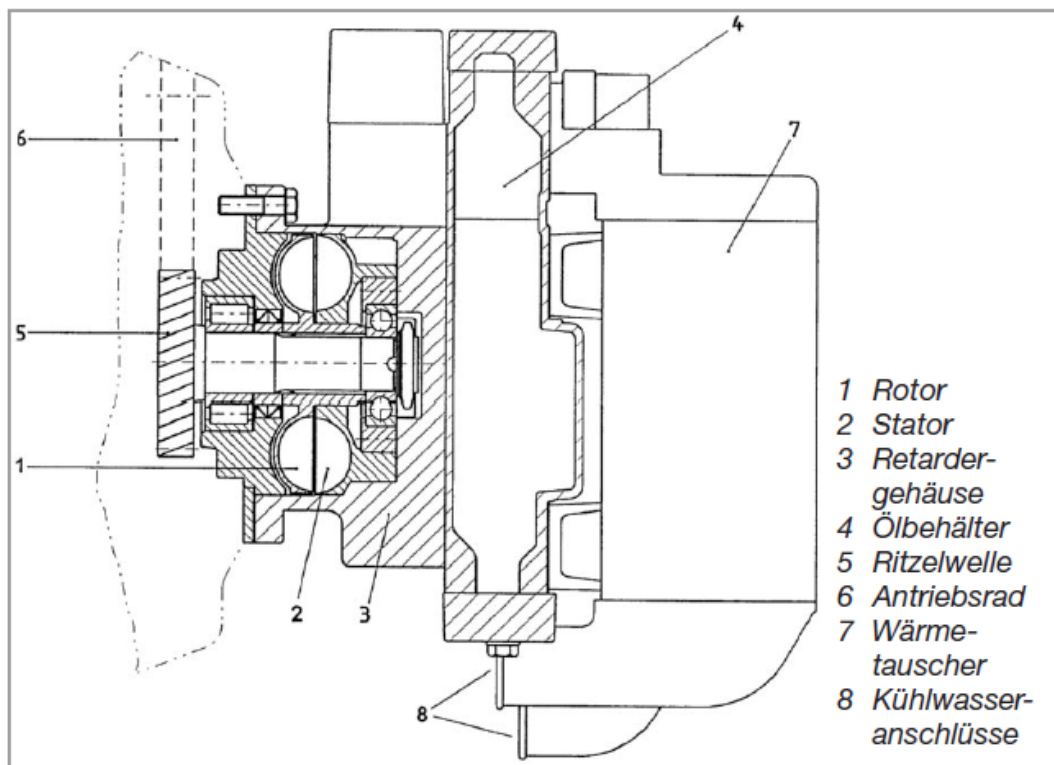


Abbildung 5: Hochtriebretarder für LKW und Busse [1]

## 2.3 Wasserwirbelbremse

Als Wasserwirbelbremse wird eine hydraulische Bremse bezeichnet, deren Betriebsfluid Wasser bzw. eine stark wasserhaltige Emulsion ist. Sie entspricht einer Flüssigkeitskupplung mit der Besonderheit, dass die Abtriebsdrehzahl gleich Null ist. Die mechanische Energie des Rotors wird in kinetische Energie der Wasserteilchen und diese wiederum in mechanische Energie am Stator umgewandelt. Der Stator stützt sich über einen Hebelarm ab und überträgt dabei eine definierte Kraft ( Messung mit Kraftmessdose oder Wägeeinrichtung ). Die Energieumsetzung erfolgt durch Verwirbelung von Wasser, das sowohl Arbeits - als auch Kühlmittel ist. Die Steuerung des Drehmomentes ist über die Menge der Wasserfüllung oder durch verstellbare Schaufeln möglich.

### 2.3.1 Bauformen

#### a) Junkers



Abbildung 6: Statorgehäuse einer Wasserwirbelbremse [4]



Abbildung 7: Rotor einer Wasserwirbelbremse nach Junkers [4]



Abbildung 8: Gehäusedeckel mit Statorfunktion [4]

Bei der Wasserwirbelbremse dient das Medium Wasser gleichzeitig zum Aufbau des Belastungsmomentes und zur Abfuhr der entstandenen Wärmeenergie. Das Moment baut sich auf, indem sich ein Rotor mit Rippen in einem wassergefüllten Statorgehäuse dreht. Das Wasser, das sich seinerseits am Statorgehäuse abstützt, setzt den sich bewegenden Stäben des Rotors eine Widerstandskraft entgegen. Diese Kraft ist umso größer, je schneller sich der Rotor bewegt. Im Stillstand und bei sehr kleinen Drehzahlen wird keine Kraft übertragen. Im Idealfall (konstante Wasserfüllmenge, keine Turbulenzen) gilt der Zusammenhang.

$$M_w = k_1 * n^2 \Rightarrow P_{\text{Bremsse}} = k_2 * n^3$$

Glg. 1: Drehmomentabschätzung der Wasserwirbelbremse

Drehmoment an Welle:	$M_w$ [Nm]
Drehzahl:	$n$ [U/min]
Faktor:	$k_{1,2}$ [1]
Bremsleistung:	$P_{\text{Bremsse}}$ [W]

Das bedeutet, dass z.B. bei halber Nenndrehzahl der Bremse nur ein Achtel der Nennleistung der Bremse genutzt werden kann. Die Bremse ist aber so ausgelegt, dass bei komplett gefüllter Bremse das maximale Nenndrehmoment bereits bei geringer Drehzahl erreicht wird. Bei höheren Drehzahlen ist die Füllmenge zu reduzieren, damit keine Überlastung eintritt. Außerdem kann man davon ausgehen, dass bei höheren Drehzahlen Turbulenzen auftreten und die oben angegebene Formel nicht mehr gilt, d.h. das Drehmoment steigt auch bei hohen Drehzahlen nicht weiter an. Siehe Abbildung 9.

Wird die Füllmenge reduziert, so befindet sich nur noch der äußerste Teil des Rotors im Wasser und die Widerstandskraft ist entsprechend geringer. Mit der Füllmenge kann man daher die Bremskraft regulieren.

Maximale Leistung in Abhängigkeit der Drehzahl:



Abbildung 9: Kennlinie der Wasserwirbelbremse Junker G4KK [5]

Die Regulierung erfolgt durch Verstellen des Austrittsquerschnittes ( Abbildung 10 ). Dabei wird immer so viel Wasser zugeführt, dass der Zulauf der Bremse immer komplett gefüllt ist. Dadurch stellt sich eine in etwa konstante Zulaufmenge ein. Das restliche Wasser fließt über den Überlauf direkt in den Rücklauf. Wird nun der Ablaufquerschnitt verringert, so verringert sich die abfließende Wassermenge und die Füllmenge in der Bremse erhöht sich. Durch die höhere Wassermenge steigt der Druck in der Bremse wodurch wiederum mehr Wasser abfließt. Die Füllmenge erhöht sich solange, bis der Druck so hoch ist, das die abfließende Wassermenge gleich der zufließenden ist.



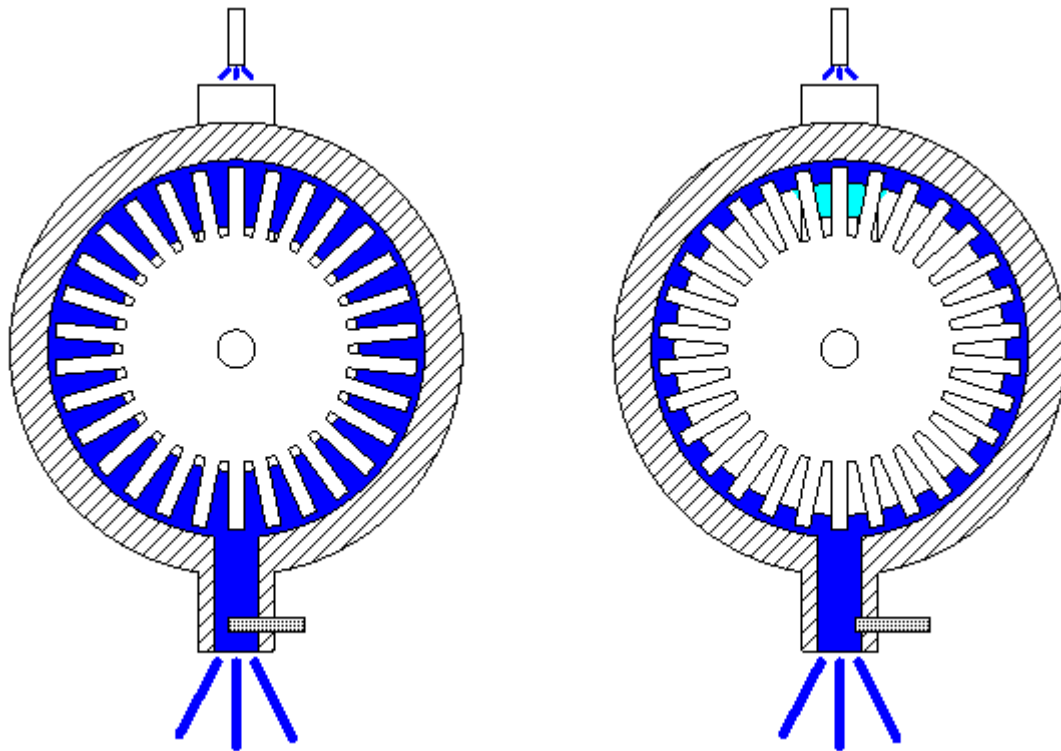


Abbildung 10: Verschiedene Füllzustände einer Wasserwirbelbremse [5]

Dieser Mechanismus funktioniert nur, wenn die Drehzahl ausreichend groß ist und das Wasser durch die Fliehkraft an die Außenseite der Trommel gedrückt wird. Bei kleineren Drehzahlen ( unter ca. 400 U/min ) befindet sich das Wasser komplett in der Unterseite der Trommel. Dann lässt sich die Bremskraft nur durch gezieltes Befüllen und Ablassen regulieren. Es sollte vermieden werden, die Bremse mit solch niedrigen Drehzahlen zu betreiben. [5]

- b).** Bauart Liebel ( vor 1930; seitliche Störkörper, geringer Leistungsbereich, Betrieb in beiden Drehrichtungen möglich )
- c)** Einscheibenwasserbremse ( geringer Leistungsbereich, Betrieb in beiden Drehrichtungen möglich )
- d)** Bauart Krupp ( der Läufer trägt gerichtete Schaufeln, daher Betrieb nur in einer Drehrichtung möglich; Lastregelung erfolgt bei voller Wasserfüllung über Schieber, somit gute Stabilität und feinfühligere Regelung gegeben )
- e)** Bauart Schenck ( Regelung über die Wasserfüllung; platzsparender Aufbau und großer Regelbereich )

Die erwähnten Bauformen unterscheiden sich nur in der Geometrie der Schaufeln. Aufgrund der hohen Leistung, die in Wärme umgewandelt werden muss, können die hier angeführten Bauarten nur mit offenem Kreislauf verwendet werden.

### 3 AUTARKE FÖRDERANLAGEN

#### 3.1 Begriffserklärung

##### 3.1.1 Autark

Das Adjektiv "autark" beschreibt die Eigenschaft eines Systems, welches unabhängig von anderen abläuft oder betrieben wird. Der Begriff "inselbetrieb" wird oftmals umgangssprachlich auch für autark arbeitende Systeme verwendet. Er wird jedoch überwiegend in der Elektrotechnik eingesetzt.

##### 3.1.2 Autarke Förderanlagen

Unter autarken Förderanlagen versteht man all jene Förderanlagen, die die notwendige Energie für den angedachten Betrieb, selbst produzieren. Hauptargument, solche Anlagen einzusetzen, ist, dass eine externe Energieversorgung technisch nicht möglich ist. Dazu kommen noch Aspekte der Rentabilität und Unabhängigkeit der Anlagen.

#### 3.2 Beispiele

- Mobile Brecher/Siebanlagen



Abbildung 11: Mobile Brecheranlage kombiniert mit Siebanlage

- Mobile Förderbandanlagen



Abbildung 12: Mobile Förderbandanlage

## 4 AUSLEGUNG DER BAUELEMENTE

### 4.1 Auslegung der Lastmaschine

#### 4.1.1 Begriffsdefinition Belastungsmaschine

Als Belastungsmaschine, wie sie hier zum Einsatz kommt, versteht man eine Vorrichtung, die mechanisch über eine Welle zugeführte Energie in elektrische Energie oder Wärme umwandelt. Man unterscheidet aktive und passive Belastungsmaschinen. Aktive Belastungsmaschinen können den Antriebsmotor bremsen und antreiben, während die passiven nur bremsen können. Im Allgemeinen sind sie für den 4-Quadrantenbetrieb ( siehe Abbildung 13 ) tauglich, bei dem alle vier Vorzeichenkombinationen von positiver und negativer Drehgeschwindigkeit sowie positiven und negativen Drehmoment auftreten können.

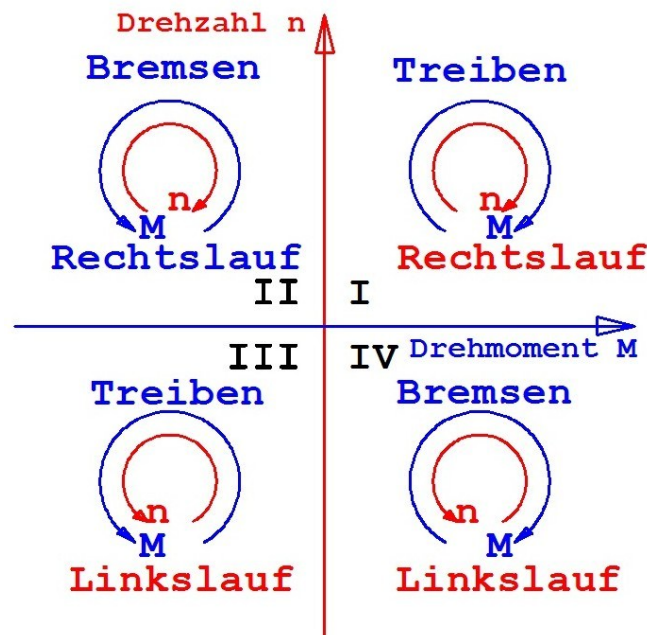


Abbildung 13: Drehschema 4-Quadrantenbetrieb [7]

Aus diesem Grund, werden sie unter anderem für dynamische Prüfstände verwendet. Aber auch wenn das Antreiben des Motors nicht zwingend erforderlich ist, werden wegen ihrer größeren Flexibilität, höheren Dynamik sowie der geringeren Wartungs- und Betriebskosten vielfach aktive Bremsen eingesetzt. Als passive Belastungsbremsen für Motorprüfstände werden hauptsächlich hydraulische Leistungsbremsen und elektrische Wirbelstrombremsen verwendet. Beide Typen werden vorwiegend als so genannte Pendelmaschinen ausgeführt. Eine Pendelmaschine ist eine Maschine, deren Stator in axialen Lagern drehbar gelagert ist. Pendelmaschinen dienen als mechanische Last und erlauben eine einfache Drehmomentmessung an Motorenprüfständen. Bei Motorleistungen bis etwa 500 kW werden Wirbelstrombremsen aufgrund ihrer besseren Regeleigenschaften den hydraulischen Leistungsbremsen vorgezogen.

Für stationäre Bremsleistungen größer 500 kW sind hydraulische Leistungsbremsen wegen ihres geringeren Anschaffungspreises und der größeren Robustheit von Vorteil. Typische Anwendungen sind:

- Dauerlaufprüfstände
- Qualitätsprüfstände
- Prüfstände für einfache Forschungs- und Entwicklungsaufgaben.

Als aktive Leistungsbremsen kommen Synchron-, Asynchron- und Gleichstrommaschinen zum Einsatz. Sie werden sowohl als Fußmaschinen als auch als Pendelmaschinen für hochdynamische Anwendungen gebaut. Unter Fußmaschinen versteht man elektrische Maschinen, deren Stator fix mit dem Gehäuse verbunden ist und keine axiale Verdrehung zulassen. Das Drehmoment kann mit einer Drehmoment - Messwelle gemessen werden, bevorzugt wird aber ein Drehmoment - Messflansch verwendet. Siehe Abbildung 47. [6]

Im Rahmen einer Projektarbeit am Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre an der Montanuniversität Leoben unter dem Titel "Projektarbeit: Motorprüfstand", verfasst von Hagauer Christoph im Sommersemester 2010, wurde eine Variantenanalyse und Kostenabschätzung der einzelnen Aufbauprinzipie durchgeführt. Für die geforderte Leistung wurde unter dem Aspekt des kostengünstigen Baus eine hydraulische Leistungsbremse ausgewählt.

#### 4.1.2 Notwenige Größen

- **Leistung**

Die Leistung bei Strömungsmaschinen, in vorliegenden Fall einer Arbeitsmaschine, ist jene Leistung, die von der Welle aufgenommen wird. Die Leistung kann aus dem durchgesetzten Massenstrom, aus der spezifischen Stutzenarbeit und dem Gesamtwirkungsgrad der Maschine berechnet werden. Unter der spezifischen Stutzenarbeit  $Y$  versteht man die Differenz zwischen der Arbeitsfähigkeit eines Fluids zwischen Saug - und Druckstutzen ( Ein - und Austrittsgehäuse ) einer Turbomaschine. Die Stutzenarbeit entspricht damit der totalen isentropen Enthalpiedifferenz. [9]:

$$P = \frac{\dot{m} * Y}{\eta} [W]$$

Glg. 2: Leistung bei Strömungsarbeitsmaschinen

Leistung:	$P$ [Watt = J/s]
Massenstrom:	$\dot{m}$ [kg/s]
spezifische Stutzenarbeit:	$Y$ [J/kg] ( erklärt in Glg.10 )
Gesamtwirkungsgrad:	$\eta$ [1]

- **Geschwindigkeitsplan**

Um die Strömungskinetik im Laufrad zu beschreiben, verwendet man üblicherweise einen Geschwindigkeitsplan, speziell für den Strömungsverlauf bei Laufradein- und -austritt.

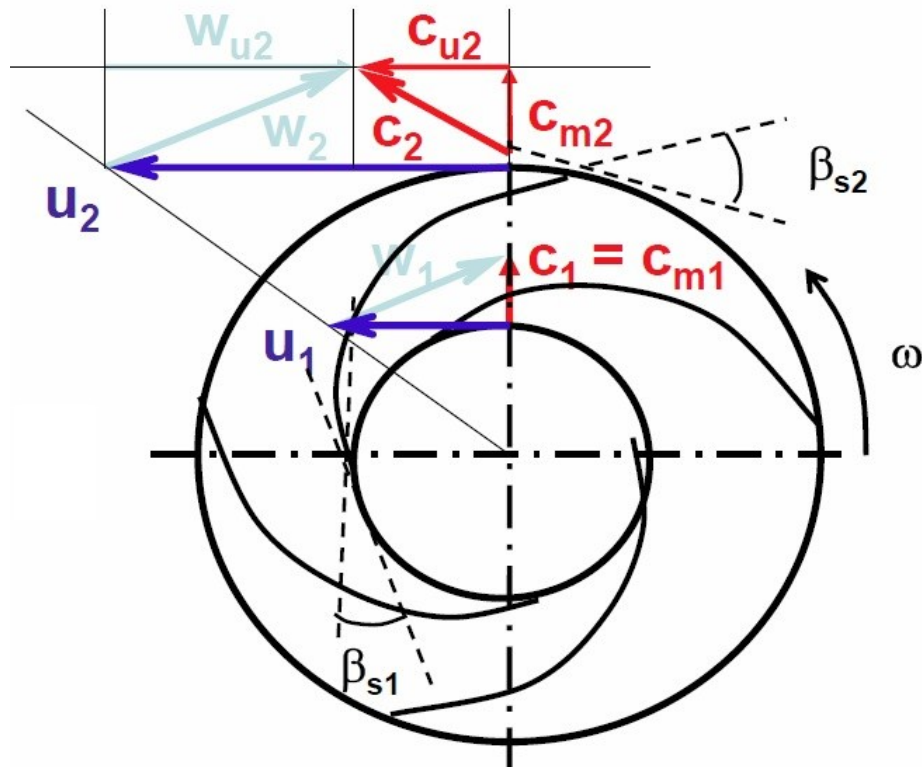


Abbildung 14: Geschwindigkeitsplan für Laufrad [9]

Wie aus Abbildung 14 ersichtlich werden drei Geschwindigkeiten unterschieden:

- a) Absolutgeschwindigkeit  $c$
- b) Umfangsgeschwindigkeit  $u$
- c) Relativgeschwindigkeit  $w$

Der Index 1 kennzeichnet den Laufradeintritt, der Index 2 den Laufradaustritt. Die Umfangsgeschwindigkeit  $u$  ergibt sich aus Radius  $r$  und Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ .

$$u = r \cdot \omega = D \cdot \pi \cdot n \text{ [m/s]}$$

Glg. 3: Umfangsgeschwindigkeit

Umfangsgeschwindigkeit:	$u$ [m/s]
Radius:	$r$ [m]
Winkelgeschwindigkeit:	$\omega$ [rad/s]
Durchmesser:	$D$ [m]
Drehzahl:	$n$ [1/sek.]

Die Relativgeschwindigkeit stimmt bis auf minimale Abweichungen mit der Schaufelrichtung überein. Die geometrische Summe aus Umfangsgeschwindigkeit  $u$  und Relativgeschwindigkeit  $w$  ist die Absolutgeschwindigkeit  $c$ .

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \text{ [m/s]}$$

Glg. 4: Absolutgeschwindigkeit vektoriell

Die Absolutgeschwindigkeit  $c$  sowie die Relativgeschwindigkeit  $w$  werden meistens in ihren Komponenten zerlegt. Siehe Abbildung 14. [9]

1. in die Umfangskomponente  $c_u$  und  $w_u$ .
2. in die Meridiankomponente  $c_m$  und  $w_m$

$$c_m = \frac{\text{Volumenstrom}}{\text{Querschnittsfläche}} \text{ [m / s]}$$

Glg. 5: Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit

- **Eulersche Strömungsgleichung-Hauptgleichung**

Mithilfe der von Leonhard Euler 1755 aufgestellten allgemeine Strömungsmaschinen-Hauptgleichung kann der Energieumsatz einer idealisierten Strömung im Laufrad berechnet werden. Dabei sind folgende Einschränkungen gemacht worden.

1. das Arbeitsmittel muss inkompressibel und reibungsfrei sein,
2. die Strömung muss exakt schaufelkongruent verlaufen,
3. alle Stromfäden müssen die gleiche Form haben,
4. der Einfluss der Schwere wird vernachlässigt,
5. die Strömung muss stationär verlaufen.

Durch den Drallsatz erhält man Beziehungen zwischen der spezifischen Stutzenarbeit  $Y$  und den im Laufrad vorkommenden Strömungsgeschwindigkeiten.

$$M = \dot{m} * (c_{u2} * r_2 - c_{u1} * r_1) [Nm]$$

Glg. 6: Auf Strömung übertragenes Drehmoment

$$P_{th\infty} = M * \omega [W]$$

Glg. 7: Vom Laufrad theoretisch aufgenommene Leistung

Der Energieumsatz folgt aus Gleichung 4 und 5.

$$P_{th\infty} = \dot{m} * Y_{th\infty} [W]$$

Glg. 8: Theoretische Laufradleistung aus dem Energieumsatz

Durch Gleichsetzen erhält man:

$$M * \omega = \dot{m} * Y_{th\infty}$$

$$\dot{m} * (c_{u2} * r_2 - c_{u1} * r_1) * \omega = \dot{m} * Y_{th\infty}$$

$$Y_{th\infty} = \omega * (c_{u2} * r_2 - c_{u1} * r_1) [J / kg]$$

$$Y_{th\infty} = c_{u2} * u_2 - c_{u1} * u_1 [J / kg]$$

Glg. 9: Theoretische spezifische Stutzenarbeit

Aufgrund der Unterschiede zwischen der tatsächlichen Strömung und der idealisierten Strömung der Strömungsarbeitsmaschine ist die spezifische Stutzenarbeit  $Y$  geringer als die theoretische spezifische Stutzenarbeit  $Y_{th\infty}$ .

$$Y = Y_{th\infty} * \eta_i * \mu [J / kg]$$

Glg. 10: Spezifische Stutzenarbeit

Drehmoment:	M [Nm]
Massenstrom:	$\dot{m}$ [kg/s]
theoretische Laufradleistung:	$P_{th\infty}$ [W]
theoretische spezifische Stutzenarbeit:	$Y_{th\infty}$ [J/kg]
spezifische Stutzenarbeit:	$Y$ [J/kg]
Innerer Wirkungsgrad zur Berücksichtigung der Reibungsverluste	$\eta_i$ [1]
Minderleistungsfaktor zur Berücksichtigung der endlichen Schaufelzahl	$\mu$ [1]



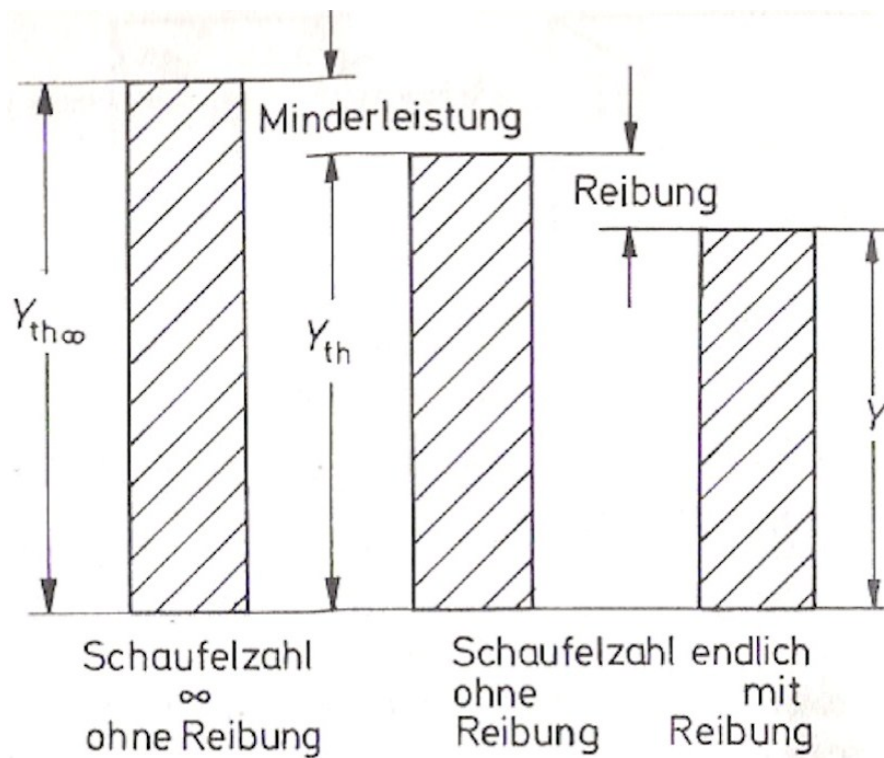


Abbildung 15: Stutzenarbeit [9]

Bei Auslegungsberechnungen und der Darstellung von Versuchswerten setzt sich immer mehr die Verwendung von dimensionslosen Kennzahlen durch.

- **Druckzahl  $\Psi$**

Die vor allem bei Strömungsarbeitsmaschinen seit langem benutzte Druckzahl  $\Psi$  stellt eine Beziehung zwischen spezifischer Stutzenarbeit und dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit dar.

$$\Psi = \frac{2 * Y}{u^2} [1]$$

Glg. 11: Druckzahl  $\Psi$ 

Es gilt zu beachten, dass sich je nach Maschinentyp die Bezugsumfangsgeschwindigkeit eine andere ist. Üblicherweise ist es die Geschwindigkeit des Mediums am Laufradaustritt.

- **Durchflusszahl  $\varphi$**

Ursprünglich wurde die Durchlaufzahl  $\varphi$ , in der Literatur auch oft als Liefer- oder Volumenzahl  $\varphi$  bezeichnet.  $\varphi$  ist definiert als Verhältnis der Meridiangeschwindigkeit  $c_m$  zur Umfangsgeschwindigkeit  $u$ .

Da eine Proportionalität zwischen der Meridiangeschwindigkeit  $c_m$  und dem Volumenstrom  $\dot{V}$  sowie dem Strömungsquerschnitt vorliegt, ist es sinnvoll

anstelle von  $c_m$  den Quotienten  $\frac{\dot{V}}{\frac{D^2 * \pi}{4}}$  einzuführen. Ersetzt man noch  $u$

durch den Ausdruck  $D * \pi * n$  so ergibt sich:

$$\varphi = \frac{4 * \dot{V}}{D^3 * \pi^2 * n} [1]$$

Glg. 12: Durchflußzahl  $\varphi$

- **Leistungszahl  $\lambda$**

Nach Glg. 2 ist die Leistung einer Strömungsmaschine proportional zum Massenstrom, zur spezifischen Stutzenarbeit und zum Gesamtwirkungsgrad. Da der Volumenstrom proportional zur Durchflußzahl  $\varphi$  und die spezifische Stutzenarbeit proportional zur Druckzahl  $\Psi$  sind, kann auch die Leistung  $P$  durch die Leistungszahl  $\lambda$  dimensionslos ausgedrückt werden.

$$\lambda = \frac{\varphi * \Psi}{\eta} [1]$$

Glg. 13: Leistungszahl für Arbeitsmaschinen, dimensionslos

Setzt man nun in die obige Gleichung Ausdrücke für  $\varphi$  und  $\Psi$  aus den

Gleichungen 10 und 11 ein sowie für  $P = \frac{\dot{V} * Y * \rho}{\eta}$  so erhält man:

$$\lambda = \frac{8 * P}{D^5 * n^3 * \pi^4 * \rho} [1]$$

Glg. 14: Leistungszahl für Arbeitsmaschinen mit Dimensionsgrößen

- **Zusammenfassung der dimensionslosen Kennzahlen**

Es sind weitere spezielle Kennzahlen ( Laufzahl  $\sigma$ , Durchmesserzahl  $\delta$  ) in der Literatur zu finden, diese beziehen sich jedoch nur auf Optionalwerte der Maschine, d.h. auf die Betriebsdaten bei bestem Wirkungsgrad. Abschließend sind alle dimensionslosen Werte in Tabelle 1 zusammengefasst.

Benennung	Zeichen	Formel
Druckzahl	$\psi$	$\psi = \frac{2 \cdot Y}{u^2} = \frac{2 \cdot Y}{D^2 \cdot n^2 \cdot \pi^2}$
Durchflußzahl	$\varphi$	$\varphi = \frac{4 \cdot \dot{V}}{D^3 \cdot \pi^2 \cdot n}$
Leistungszahl bei Turbinen	$\lambda$	$\lambda = \varphi \cdot \psi \cdot \eta$
Leistungszahl bei Arbeitsmaschinen	$\lambda$	$\lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta}$
Laufzahl	$\sigma$	$\sigma = n \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}}}{(2 \cdot Y)^{3/4}} \cdot 2 \cdot \sqrt{\pi}$
Durchmesserzahl	$\delta$	$\delta = D \cdot \sqrt[4]{\frac{2 \cdot Y}{\dot{V}^2}} \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2}$

Tabelle 1: Dimensionslose Größen [9]

#### 4.1.3 Berechnung

Als Grundlage dient die Aufgabenstellung, in der eine maximale Leistung von 200 kW festgelegt ist. Das maximal auftretende Moment soll 500 Nm betragen. Durch die Charakteristik der hydrodynamischen Bremsen, welche bereits bei geringen Drehzahlen ein maximales Bremsmoment besitzen, siehe Abbildung 9, muss es ab einer Drehzahl von ~4000U/min zu einem Absinken der Drehmomentbelastung kommen, um die maximale Leistung nicht zu überschreiten bzw. damit eine Beschädigung der Anlage vermieden wird. Die Obergrenze des Massenstromes ist mit 13m³/h begrenzt. Der Auslegungspunkt ist jener Punkt, bei der die größtmögliche Leistung bei größtmöglichem Drehmoment auftritt.

Aus Glg. 2 lässt sich die spezifische Stutzenarbeit ermitteln:

$$Y = \frac{P * \eta}{\dot{m}} = \frac{200 * 10^3 * 1}{3,61} = 55402 [J / kg]$$

$\eta$  wurde hier mit 1 angenommen, da sich die mechanische Leistung vollständig in Wärme umwandelt. Aus Glg 9 folgt:

$$Y_{th\infty} = \frac{Y}{\eta_i * \mu} = \frac{55402}{0,9 * 0,8} = 76947,2 [J / kg]$$

Mit  $Y_{th\infty}$  lassen sich die Geschwindigkeitsverhältnisse im Laufrad berechnen. Siehe Glg 7 und folgende.

Der Äußere Durchmesser des Laufrades ist mit  $D = 0,3$  [m] begrenzt.

$$P = M * \omega$$

$$\omega = \frac{P}{M} = \frac{200 * 10^3}{500} = 400 [rad / s]$$

$$\omega = 2 * \pi * n [rad / s]$$

$$n = \frac{\omega}{2 * \pi} = \frac{400}{2 * \pi} = 64 [1 / s]$$

$$u = r * \omega = D * \pi * n = 0,3 * \pi * 64 = 60,31 [m / s]$$

$$\Psi = \frac{2 * Y}{u^2} = \frac{2 * 55402}{60,31^2} = 30,46$$

$$\varphi = \frac{4 * \dot{V}}{D^3 * \pi^2 * n} = \frac{4 * 0,00361}{0,3^3 * \pi^2 * 64} = 84,67 * 10^{-5}$$

$$\lambda = \frac{8 * P}{D^5 * n^3 * \pi^4 * \rho} = \frac{8 * 200 * 10^3}{0,3^5 * 64^3 * \pi^4 * 1000} = 0,0258$$

Bei der Auslegung von hydrodynamischen Bremsen anhand von Daten ähnlicher Maschinen, im besonderen von Modell-Versuchsmaschinen, ist es unerlässlich, die Maschinen Betriebsdaten auf andere Abmessungen umzurechnen. Diese Umrechnung geschieht in der Regel mit Modellgesetzen und / oder mit den oben ermittelten dimensionslosen Kennzahlen.

Eine Auslegung ohne vergleichbaren Modelldaten und Betriebsverhalten ähnlicher Maschinen, mittels Kennfeldern aus dimensionslosen Kennzahlen, unabhängig von Baugrößen und Drehzahlen, ist praktisch gesehen nicht möglich. Anhand der geometrischen Daten dieser ähnlichen Maschinen lässt sich auch eine genaue Geometrie der auszulegenden Maschine bestimmen.

Als Beispiel solcher Daten sind hier die Kennlinien von hydrodynamischen Kupplungen angeführt.

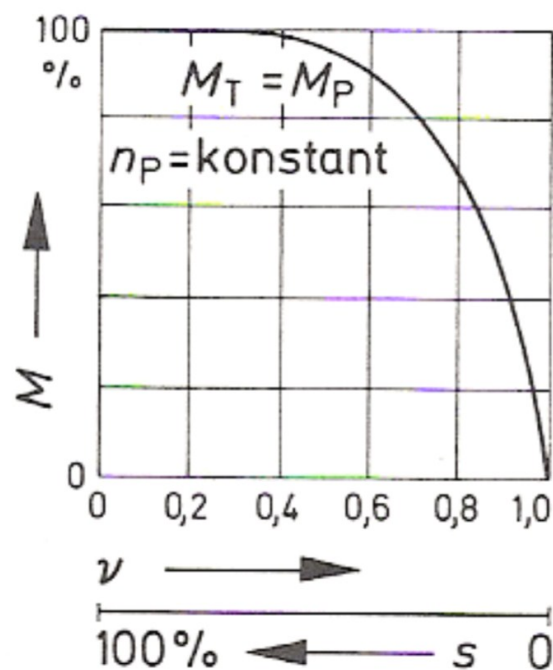


Abbildung 16: Kennfeld einer hydrodynamischen Kupplung[9]

Als  $\nu$  wird hier das Drehzahlverhältnis von Antriebs- und Abtriebsrad bezeichnet.

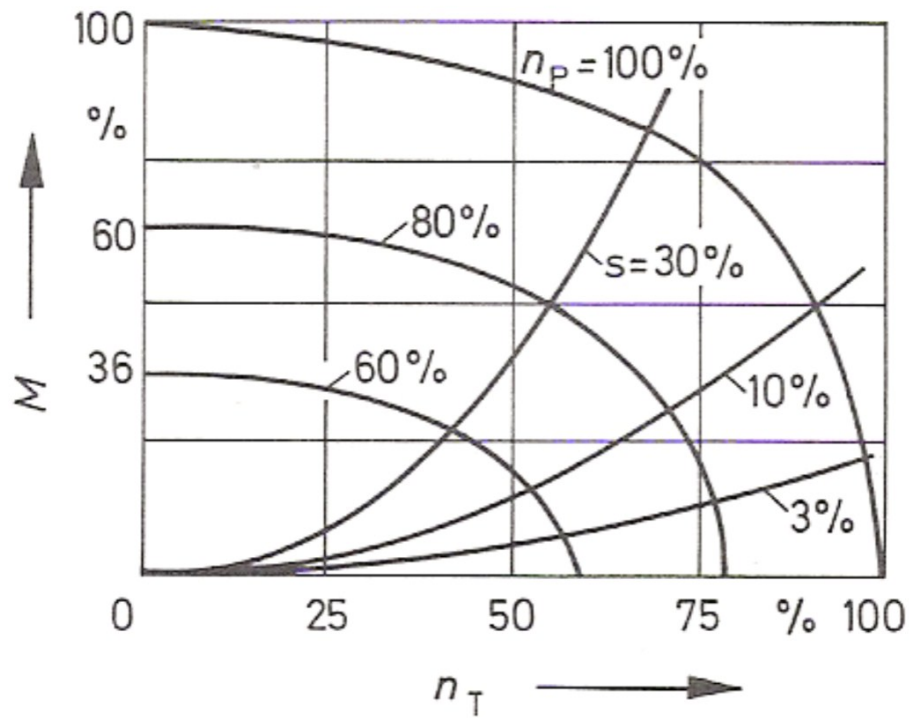


Abbildung 17: Kennfeld einer hydrodynamischen Kupplung bei unterschiedlichen Antriebsdrehzahlen[9]

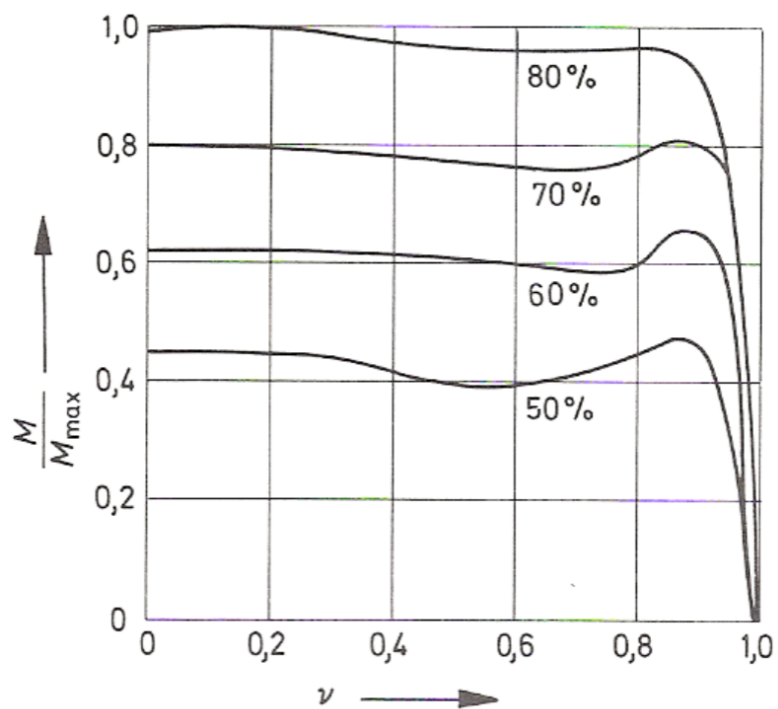


Abbildung 18: Kennfeld einer hydrodynamischen Kupplung bei Füllgradregelung [9]

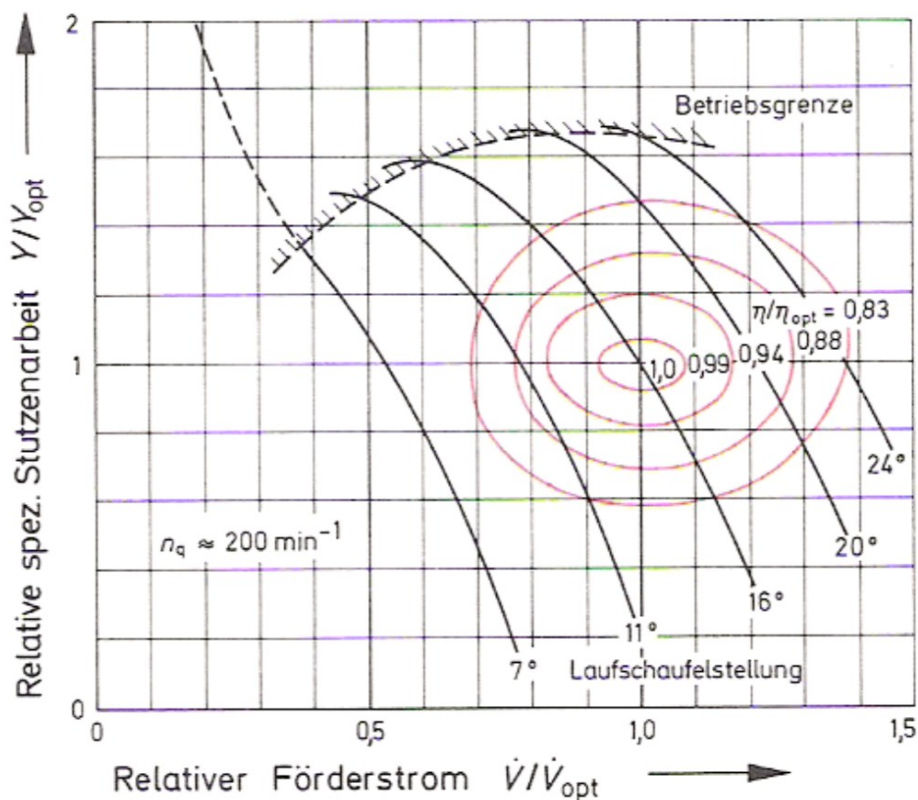


Abbildung 19: Kennfeld eines Pumpenlaufrades mit variabler Laufradstellung [9]

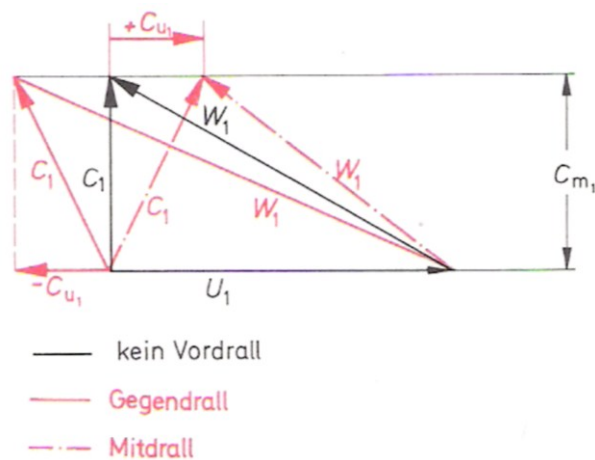


Abbildung 20: Geschwindigkeitsplan bei Vordrallregelung [9]

Betrachtet man den Geschwindigkeitsplan am Laufradeintritt Bild 20, so erkennt man, dass bei gleichbleibender Meridiangeschwindigkeit  $c_m$  ( d.h. bei gleichbleibenden Volumenstrom ), aber unterschiedlicher Richtung der Relativgeschwindigkeit, verschiedene Umfangskomponenten  $c_{u1}$  entstehen. Fällt  $c_{u1}$  in Richtung der Umfangsgeschwindigkeit  $u_1$ , spricht man von Mitdrall, fällt  $c_{u1}$  in die entgegengesetzte Richtung der Umfangsgeschwindigkeit  $u_1$ , von Gegendrall. Je nach

Größe und Vorzeichen von  $c_{u1}$  ergibt sich nach der Eulersche Strömungs-Hauptgleichung eine Zu- oder Abnahme der spezifischen Stutzenarbeit  $Y$ .

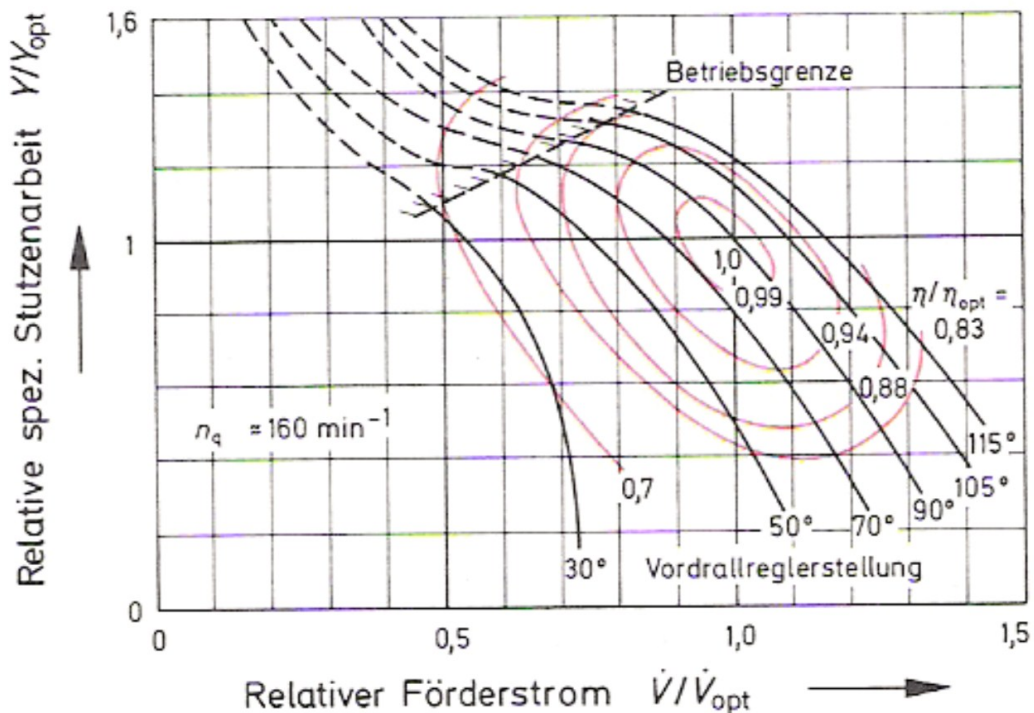


Abbildung 21: Kennfeld eines vordrallgeregelten Laufrades [9]

## 4.2 Auslegung des Kühlsystems

### 4.2.1 Grundlagen

Wärme ist jene Energie, die bei einem System mit nicht adiabaten (wärmeundurchlässig) Grenzen allein aufgrund eines Temperaturunterschiedes zu seiner Umgebung über die Systemgrenze tritt. Betrachtet man ein geschlossenes System, ist Wärme die Differenz aus der Änderung der inneren Energie und der verrichteten Arbeit.[10] Prinzipiell spricht man von Kühlung, wenn einem System oder einem Gegenstand gewollt thermische Energie abgezogen wird. Dieser Entzug von Wärme findet statt, wenn bei Feststoffen oder Flüssigkeiten ein Wärmeübertrag entsprechend einem Temperaturgradienten vorliegt. Die Hauptprozesse hierbei sind:

- Wärmeleitung
- Wärmestrahlung

eingeschränkt durch die Konvektion.



Nach den Gesetzen der Thermodynamik haben all diese, von sich aus ablaufenden, Prozesse folglich einen Temperatenausgleich zur Folge. Daher kann eine künstlich erwünschte Kühlung eines Gegenstandes gegen einen Temperaturgradienten nur unter hohem Energieaufwand erfolgen. Insgesamt wird dies jedoch immer mit einer Erhöhung der Gesamtentropie und damit im Regelfall einer Umwandlung von Energieformen höherer Ordnung in thermische Energie resultieren. Eine Kühlung im Sinne einer Reduzierung der thermischen Energie eines abgeschlossenen Systems ist daher nicht möglich.[10]

$$Q_{12} = T_m * \Delta S [J]$$

Glg. 15: Wärme

Übertragene Wärmemenge von Zustand 1 auf 2:	$Q_{12} [J]$
Entropieänderung:	$\Delta S [J/K]$
mittlere Temperatur:	$T_m [K]$

Aus Glg. 14 folgt:

$$\Delta S = \frac{Q_{12}}{T_m} [J / K]$$

Glg. 16: Entropiedifferenz

Die Entropiedifferenz ist das Verhältnis einer zu oder abgeführten Wärmemenge zu der mittleren Temperatur des Systems während dieser Zustandsänderung.

Die Temperatur in Kelvin ist immer positiv. Die Entropiedifferenz hat also immer das Vorzeichen der Wärme. Wird Wärme zugeführt, so vergrößert sich die Entropie des Systems; wird Wärme abgeführt, so verkleinert sich die Entropie.

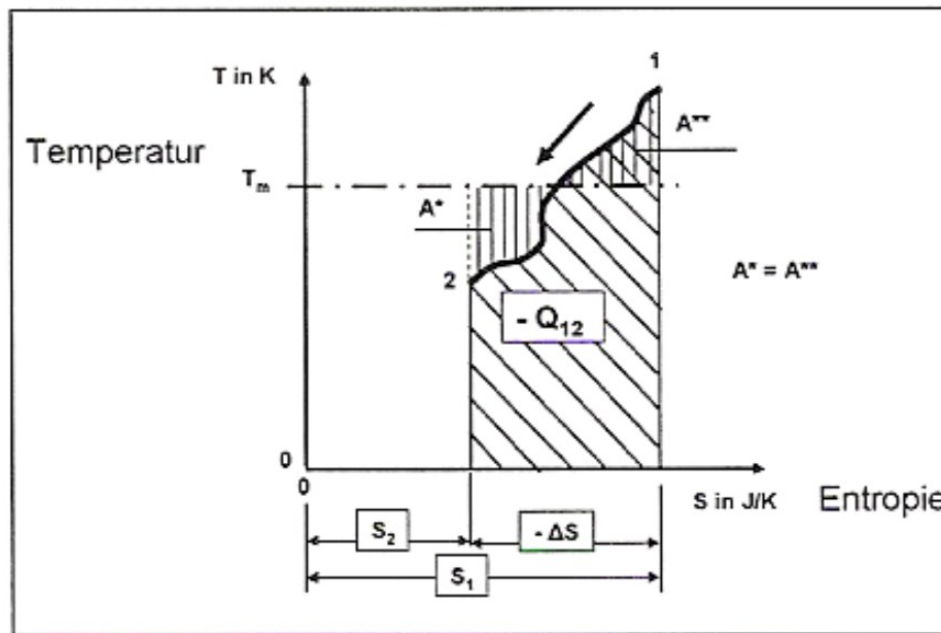


Abbildung 22: Wärmeabfuhr im T-s Diagramm [10]

Die Prozesse der Wärmeübertragung lassen sich charakteristisch vorliegenden Situationen zuordnen. Bei Feststoffen dominieren die Wärmeleitung und die Wärmestrahlung. Die entscheidenden Einflussfaktoren sind dabei:

- Wärmeleitkoeffizient

Der Wärmeleitkoeffizient gibt das Vermögen eines Festkörpers, einer Flüssigkeit oder eines Gases an, thermische Energie in Form von Wärme zu transportieren. Er wird auch als Wärmeleitzahl ( $\lambda$ ,  $l$ ,  $k$  oder  $\kappa$ ) bezeichnet. Der Wärmeleitkoeffizient ist eine Materialkonstante und wird in Watt je Kelvin und Meter angegeben. Bei metallischen Festkörpern besteht ein Zusammenhang zwischen der elektrischen Leitfähigkeit und der Fähigkeit Wärme zu leiten. Dies wird durch das Wiedemann - Franzsche Gesetz ausgedrückt. Für Halbleiter und kovalent oder ionisch gebundene Stoffe gilt diese Regel nicht, deutliches Gegenbeispiel ist der sehr gut wärmeleitende Diamant. Bei Flüssigkeiten und Gasen besteht eine geringe Abhängigkeit vom Druck und eine starke von der Temperatur( Abbildung 23 ).[11]

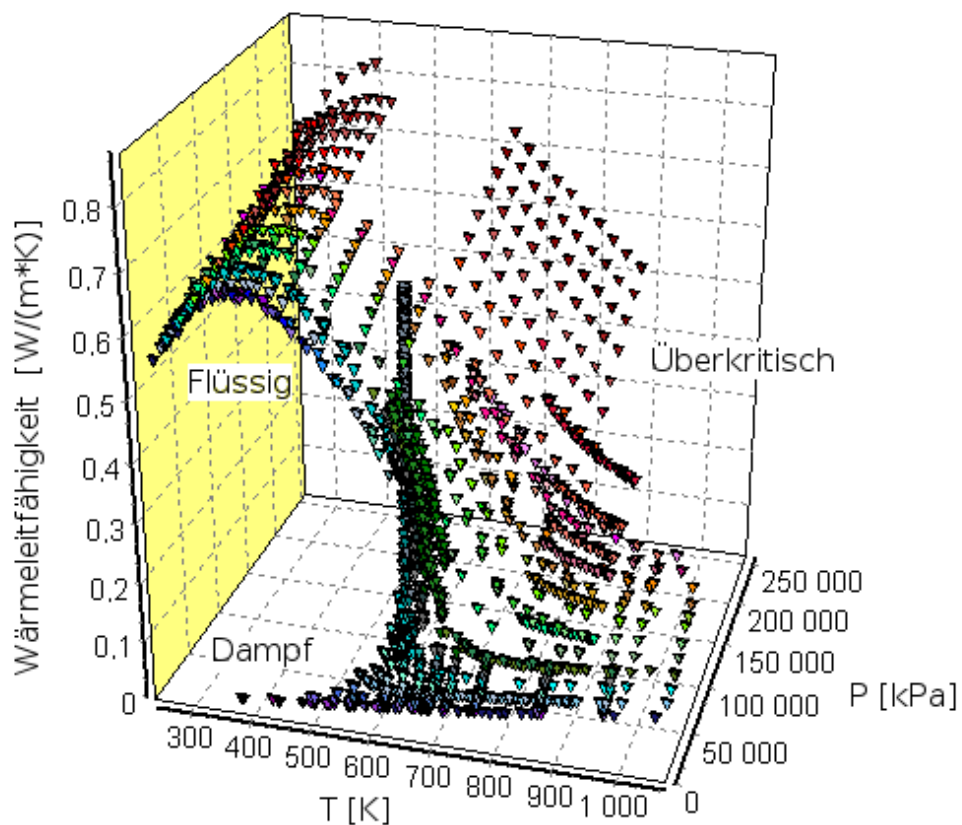


Abbildung 23: Druck und Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit von Wasser[12]

Durch eine Dimensionsanalyse der auftretenden Größen stellt sich heraus, dass die Werte von dimensionslosen Kenngrößen abhängen müssen. Typisches Beispiel ist der Wärmeübergang zwischen einem Rohr und einer Flüssigkeit, der abhängig sein muss von der Wärmeleitfähigkeit der Flüssigkeit, von der Wärmekapazität, von den Abmessungen des Rohres, von der Entfernung vom Rohreinlauf und den Bedingungen am Einlauf und von der Strömungsgeschwindigkeit.[11]

Baustoffe		Dämmstoffe	
Stoff 	Wärmeleitfähigkeit $\lambda$ W / (m · K) 	Stoff 	Wärmeleitfähigkeit $\lambda$ W / (m · K) 
Stahl unlegiert	48...58	Aerogel	0,02
Stahl niedrig legiert ferritisch (z. B. 42CrMo4)	42	Schaumglas	0,040
Stahl hochlegiert (austenitisch) (z. B. X5CrNi18-10) <sup>[3]</sup>	15	Glasschaum-Granulat	0,08
Granit	2,8	Glaswolle	0,032...0,05
Beton	2,1	Strohballen	0,038...0,067
Zementestrich	1,4	Dämmstoffe aus expandiertem Polystyrol (EPS)	0,035...0,050
Kalkzement-Putz	1,0	Dämmstoffe aus expandiertem Polystyrol mit Grafit (EPS grau)	0,030...0,035
Glas	0,76	Dämmstoffe aus extrudiertem Polystyrol (XPS)	0,032...0,040
Ziegelmauerwerk (Vollziegel)	0,5...1,4	Dämmstoffe aus Polyethylen-Schaumstoffen	0,034...0,040 <sup>[5]</sup>
Holz senkrecht zur Faser	0,09...0,19	Dämmstoffe aus Polyurethan (PUR)	0,024...0,035
Gummi	0,16	Vakuumdämmplatte (VIP)	0,004...0,006
Poroton (Lochziegel)	0,08...0,45	Kork	0,035...0,046
Porenbeton (Gasbeton)	0,08...0,25	Wolle	0,035
Lehm	0,47...0,93	Perlit (Gestein)	0,04...0,07
Sand, trocken	0,58	Mineralwolle	0,035...0,045
Sandstein	2,3		
Marmor	2,8		
Kalkstein	2,2		
Epoxidharzmörtel mit 85 % Quarzsand <sup>[4]</sup>	1,2		

Tabelle 2: Wärmeleitkoeffizienten für Baustoffe und Dämmstoffe[13]

Sonstige Stoffe		Metalle	
Stoff	Wärmeleitfähigkeit $\lambda$ in $W / (m \cdot K)$	Stoff	Wärmeleitfähigkeit $\lambda$ in $W / (m \cdot K)$
Wasser <sup>[10]</sup> (0,0 °C)	0,5562 <sup>[11]</sup>	Silber	429
Eis (20,0 °C)	2,33	Kupfer, rein	401
Kohlerstoff (Graphit)	119...165	Kupfer, Handelsware	240...380 <sup>[6]</sup>
Kohlerstoffnanoröhren	6000	Gold, rein	314
Diamant	2300	Aluminium (99,5 %)	236
Siliciumcarbid	350	Kalium	135
Öl	0,13...0,15	Molybdän	138
Kreide	0,92	Messing	120
Schwefel	0,209	Zink	110
Humus	1,26	Magnesium	170
Siliciumdioxid (Quarz) (20 °C)	1.2...1.4	Wolfram	167
Aluminiumoxid (99,6 % $\alpha$ -Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	28	Natrium	133
Wärmeleitpaste	4...10	Nickel	85
		Eisen	80,2
		Platin	71
		Silicium (Halbmetall)	148
		Zinn	67
		Tantal	54
		Blei	35
		Titan	22
		Bismut	8,4
		Quecksilber	8,3

Tabelle 3: Wärmeleitkoeffizienten für Metalle und sonstige Stoffe[13]

- Wärmeübergangskoeffizient

Der Wärmeübergangskoeffizient beschreibt die Fähigkeit von Flüssigkeiten und Gasen, Energie von der Oberfläche eines Stoffes abzuführen bzw. an die Oberfläche abzugeben. Diese Fähigkeit hängt von der spezifischen Wärmekapazität, der Dichte und dem Wärmeleitkoeffizienten des wärmeabführenden sowie des wärmeliefernden Mediums ab. Die Berechnung des Koeffizienten für Wärmeleitung erfolgt meist über den Temperaturunterschied der beteiligten Medien. Der Wärmeübergangskoeffizient ist im Gegensatz zur Wärmeleitfähigkeit keine Materialkonstante, sondern im Falle einer Umgebung stark von der Strömungsgeschwindigkeit  $v$  bzw. der Art der Strömung ( laminar

oder turbulent ) des umgebenden Fluids, von den geometrischen Verhältnissen sowie von der Oberflächenbeschaffenheit abhängig. [14]

Lokaler Wärmeübergangskoeffizient:

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta_T} [W / m^2 K]$$

Glg. 17: Lokaler Wärmeübergangskoeffizient

Wärmeübergangskoeffizient:	$\alpha$ [W/m <sup>2</sup> K]
Thermische Grenzschicht:	$\delta_T$ [m]
Wärmeleitfähigkeit des Fluides:	$\lambda$ [W/mK]

Für Grenzschichten zwischen festen Materialien oder ruhende Fluide kann der Wärmeübergangswiderstand auch als absolute Größe – im Sinne einer Materialkonstante unabhängig von der Fläche ,in der Form:

$$\frac{1}{\alpha * A}$$

in K / W angeben werden.

- Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient

Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient wird meist für technische Berechnungen herangezogen. Er wird für eine bestimmte Geometrie bzw. Baugruppe je nach Fluidtemperatur am Einlauf und der mittleren Wandtemperatur definiert. Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient ist zu der dimensionslosen Nusselt - Zahl  $Nu$  proportional.[14] Es gilt:

$$\alpha = \frac{\lambda}{L} * Nu(Re, Pr) [W / m^2 K]$$

Glg. 18: Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient

Charakteristische Länge (z.B. Durchmesser einer Düse):	L [m]
Reynolds-Zahl	Re [1]
Prandtl-Zahl	Pr [1]

Berechnung der Wärmeleitung:

$$Q_{12} = \alpha * A * (T_1 - T_2) * \Delta t [J]$$

Glg. 19: Übertragene Wärmemenge

Q	übertragene Wärmemenge [J]
A	betrachtete Kontaktfläche / benetzte Oberfläche [m <sup>2</sup> ]
T <sub>1</sub> , T <sub>2</sub> :	Stofftemperaturen der beteiligten Medien [K]
Δt	betrachtetes Zeitintervall [sek.]

- Wärmekapazität

Die Wärmekapazität C gibt Auskunft über die Fähigkeit eines Körpers, wie viel thermische Energie ΔQ pro Temperaturänderung ΔT gespeichert werden können. Die Einheit ist entsprechend der Definition J / K. Auf die Stoffmenge oder die Zusammensetzung kann nicht rückgeschlossen werden.

$$C = \frac{\Delta Q}{\Delta T} [J / K]$$

Glg. 20: Wärmekapazität C

Wenn die Wärmekapazität auf eine bestimmte Stoffmenge oder ein Volumen bezogen wird, unterscheidet man zwischen:

- der spezifischen Wärmekapazität c, die auf die Masse bezogen wird

$$[C] = \frac{J}{kg * K}$$

- der molaren Wärmekapazität C<sub>mol</sub> (auch Molwärme), die auf die Stoffmenge bezogen wird

$$[C_{mol}] = \frac{J}{mol * K}$$

- der Wärmespeicherzahl s, die auf das Volumen bezogen wird.  $[s] = \frac{J}{m^3 * K}$

Bei Festkörpern, die sich aus schweren Elementen zusammensetzen, kann man bei hohen Temperaturen in guter Näherung das Dulong-Petit Gesetz anwenden. Dieses Gesetz sagt eine konstante molare Wärmekapazität von C<sub>mol</sub>=3R~25 [J / mol K] voraus.

Bei niedrigen Temperaturen versagt dieses Modell. In diesem Bereich sagt das Debye-Modell eine  $T^3$  - Abhängigkeit der Wärmekapazität vorher. Nach dem Debye-Modell wird die molare Wärmekapazität in Abhängigkeit von der Temperatur nur durch eine Stoffgröße, die sogenannte Debye-Temperatur  $\Theta_D$ , bestimmt.[15]

Material	Debye-Temperatur
Aluminium	426 K
Magnesium	406 K
Eisen	464 K
Kupfer	345 K
Zinn	195 K
Blei	96 K

Tabelle 4: Temperatur ausgewählter Materialien [16]

- Konvektion

Die Konvektion ist neben den oben genannten Methoden ein weiterer Mechanismus der Übertragung von thermischer Energie. Sie ist untrennbar mit dem Transport von Teilchen verbunden, daher kann es im Vakuum oder in nicht permeablen Festkörpern zu keiner Konvektion kommen. Aus den Gründen des Teilchentransportes kann Konvektion in Flüssigkeiten und Gasen nicht vermieden werden, man kann daher sagen, dass erst die Strömung eines Fluides den Vorgang der Konvektion ermöglicht. Die Ursache für diese teilchentransportierende Strömung kann von unterschiedlichen Kräften hervorgerufen werden. Druck-, Temperatur-, Dichteunterschiede, Konzentrationsunterschiede oder einfach die Wirkung der Schwerkraft.[17]

Es wird prinzipiell in 2 Arten der Konvektion unterscheiden:

- freie oder natürliche Konvektion, bei der der Teilchentransport ausschließlich durch Auswirkungen des Temperaturgradienten, also zum Beispiel durch Auf- bzw. Abtrieb des Fluids infolge der durch die Temperaturänderung hervorgerufenen Dichteunterschiede ( Bsp.: Wärmerohr ), bewirkt wird.



- erzwungene Konvektion, bei der der Teilchentransport durch äußere Einwirkung, zum Beispiel durch ein Gebläse oder eine Pumpe, hervorgerufen wird.

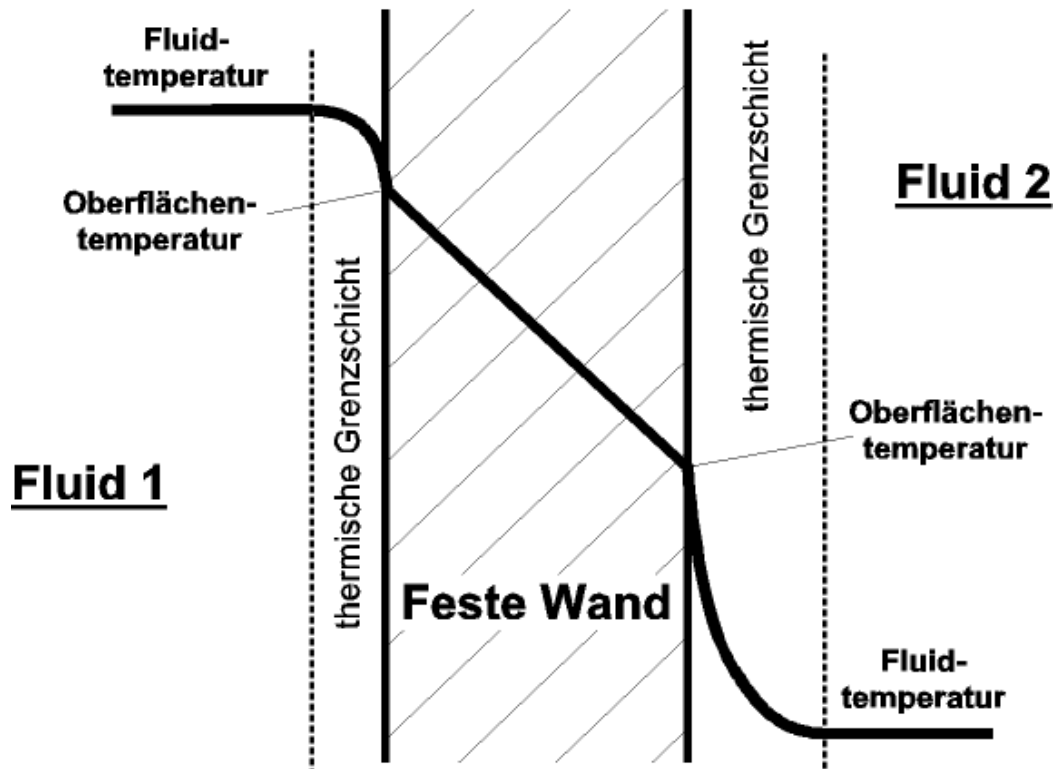


Abbildung 24: Konvektion an Festkörper mit 2 Fluiden [18]

Abbildung 24 zeigt den Temperaturverlauf in einer festen Wand mit beidseitigem konvektivem Wärmeübergang. Während im festen Körper eine reine Wärmeleitung mit linearem Temperaturverlauf stattfindet, verläuft der Wärmetransport im Fluid innerhalb einer thermischen Grenzschicht. Bedingt durch die lokale Strömungsgeschwindigkeit, die direkt an der Wand gleich Null sein muss, liegt in Wandnähe zunächst ebenfalls eine Wärmeleitung im Fluid vor, die kontinuierlich durch Mischungsvorgänge überlagert wird, so dass der wandnahe lineare Temperaturverlauf in einen nichtlinearen übergeht und zwar unabhängig davon, in welcher Richtung die Wärme strömt.

Die Konvektion wird hier bestimmt durch die „Grenzschicht“, die Schicht zwischen beiden Volumina, in der sich die physikalischen Parameter von denen der beiden Volumina unterscheiden. Die wesentlichen Parameter sind die Temperatur und die Zusammensetzung der Stoffe, sowie die

Strömungsgeschwindigkeit. Jeder dieser Parameter bildet eine eigene Grenzschicht. Der Wärmestrom wird durch die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  oder die dimensionslose Nusselt - Zahl  $Nu$  beschrieben.

Natürgemäß ist bei der freien Konvektion die Richtung der Strömung durch die Gravitation vorgegeben, denn die Strömung wird durch Dichte- und damit Gewichtsunterschiede bewirkt. Für eine optimale Nutzung ist deshalb eine vertikale Ausrichtung der Oberfläche des festen Körpers anzustreben. Bei erzwungener Konvektion dagegen ist die Ausrichtung im Raum beliebig, da die Strömung normalerweise konstruktiv so dimensioniert wird, dass der Anteil der zur Bestimmung der Wärmeübertragung von technischen Bauteilen herangezogen wird, sehr kompliziert ist und daher in der Auslegung nur eine untergeordnete Rolle spielt. So muss beispielsweise die Leistungsmessung an Raumheizkörpern für jeden Typ und jede Größe unter unterschiedlichen Betriebsbedingungen bei fest vorgegebenen Randbedingungen einzeln messtechnisch ermittelt werden. Eine rechnerische Simulation ist dagegen selbst mit heutigen Hochleistungsrechnern noch aufwendiger und vor allem ungenauer.[17]

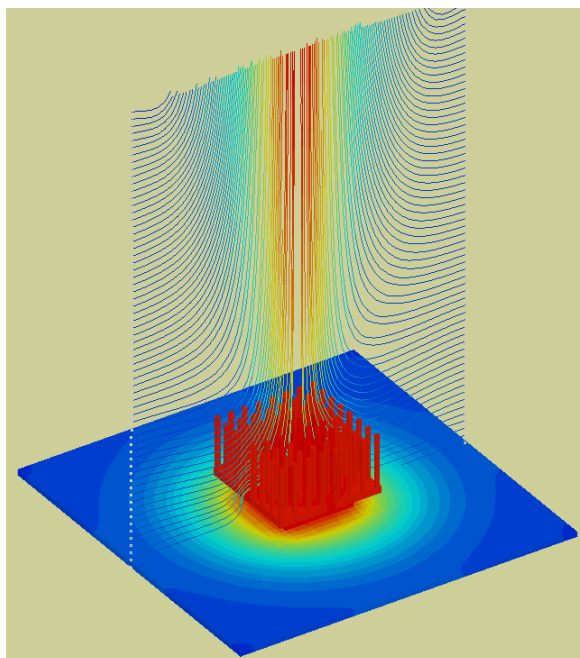


Abbildung 25: Konvektionssimulation an einem Kühlkörper[19]

- Wärmestrahlung

Wärmestrahlung oder thermische Strahlung, ist eine elektromagnetische Strahlung, die jeder Körper emittiert. Diese Strahlung wird durch das Plancksche Gesetz beschrieben. Das Plancksche Strahlungsgesetz beschreibt die Intensitätsverteilung der elektromagnetischen Energie und Leistung bzw. die Dichteverteilung aller Photonen in Abhängigkeit von Wellenlänge bzw. Frequenz, die von einem schwarzen Körper, Idealvorstellung einer Strahlungsquelle, bei einer bestimmten Temperatur abgestrahlt wird. Bei Festkörpern und Flüssigkeiten ist das Spektrum der emittierten Strahlung kontinuierlich und im Wesentlichen nur von der Temperatur abhängig. Hingegen emittieren Gase ein für das Material charakteristisches Linienspektrum. Im Gegensatz zu Konvektion und Wärmeleitung tritt Wärmestrahlung auch im luftleeren Raum auf. Sie ist lediglich an die Möglichkeit zu Ausbreitung von elektromagnetischen Wellen gebunden. Umgangssprachlich wird unter Wärmestrahlung meist nur der nicht sichtbare Infrarotanteil der thermischen Strahlung verstanden.[20]

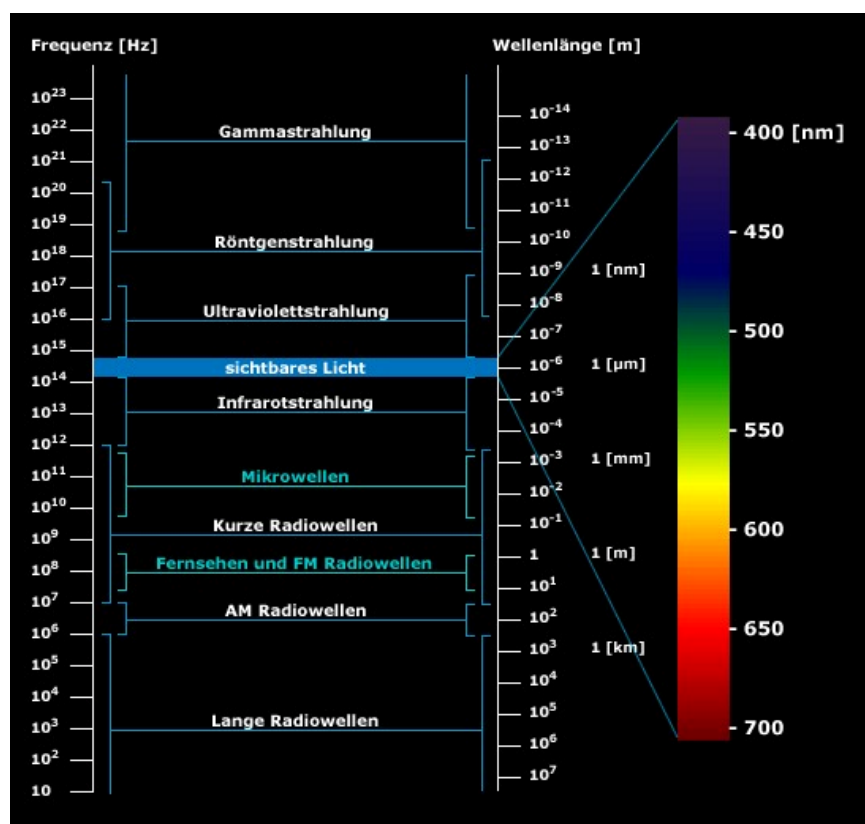


Abbildung 26: Wellenspektrum der Strahlung [21]

Durch das Stefan-Boltzmann-Gesetz kann der von einem Körper emittierte Wärmestrom  $\dot{Q}$  wie folgt berechnet werden.

$$\dot{Q} = \frac{\delta Q}{\delta t} = \varepsilon * \sigma * A * T^4 [J/s]$$

Glg. 21: Wärmestrahlung

Wärmestrom bzw. Strahlungsleistung:  $\dot{Q}$  [J/s]

Emissionsgrad; zwischen 0 und 1; für einen idealen Schwarzen Körper gilt  $\varepsilon = 1$   $\varepsilon$  [1]

Stefan-Boltzmann-Konstante:  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$  [W/(m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>)]

Oberfläche des abstrahlenden Körpers: A [m<sup>2</sup>]

Temperatur des abstrahlenden Körpers: T [K]

Stoff	Temperatur $\vartheta$ / °C	Gesamtemissionsgrad in Richtung der Flächennormale $\varepsilon_n$	Hemisphärischer Gesamtemissionsgrad $\varepsilon$
Buchenholz	70	0,94	0,91
Eis, glatt, Dicke > 4 mm	-9,6	0,965	0,918
Emaillack, weiß	20	0,91	
Kohle	150	0,81	
Papier, weiß, matt	95	0,92	0,89
Reifbelag, rau	0	0,985	
Sand	20	0,76	
Tafelglas, 6 mm dick	-60...0	0,910	
	60	0,913	
	120	0,919	
Natron-Kalk-Glas	9,85	0,837	
Wasser, Dicke > 0,1 mm	10...50	0,965	0,91

Tabelle 5: Beispiele für Emissionsgrade nichtmetallischer Oberflächen[22]

Beispiele für Emissionsgrade von Metalloberflächen

Stoff	Temperatur $\vartheta / ^\circ\text{C}^{[1]}$	Gesamtemissionsgrad in Richtung der Flächennormale $\varepsilon_n$	Hemisphärischer Gesamtemissionsgrad $\varepsilon$
Eisen, poliert	-73...727	0,04...0,19	0,06...0,25
—, oxidiert	-73...727	0,32...0,60	
—, blank geschmiegelt	25	0,24	
—, blank geätzt	150	0,128	0,158
—, Gußhaut	100	0,80	
—, angerostet	25	0,61	
—, stark verrostet	20	0,85	
Gold, poliert	227...627	0,020...0,035	
—, oxidiert	-173...827		0,013...0,070
Kupfer, poliert	327...727	0,012...0,019	
—, oxidiert	130	0,76	0,725
—, stark oxidiert	25	0,78	
	327	0,83	
	427	0,89	
	527...727	0,91...0,92	
Aluminium			0,04
Platin			0,05

Tabelle 6: Beispiele für Emissionsgrade von Metalloberflächen [22]

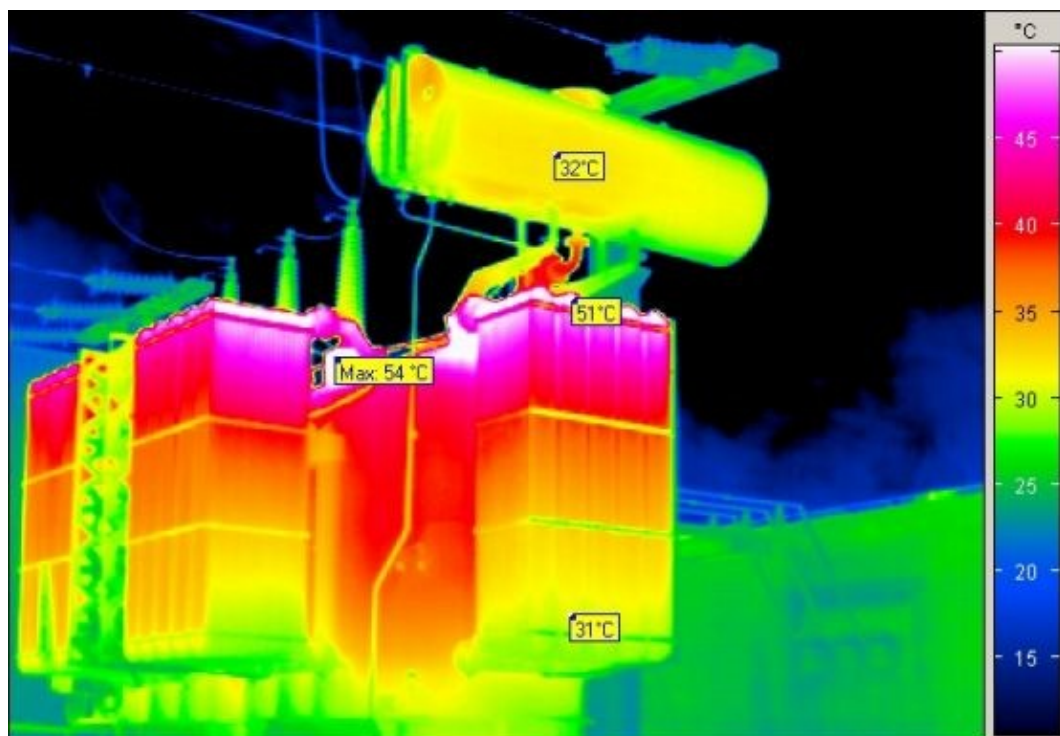


Abbildung 27: Wärmestrahlung eines Großtransformators[23]

## 4.2.2 Berechnung

Da die Prüfanlage mit einer mechanischen Leistung von ca. 200kW beansprucht wird, gilt es auch das Kühlsystem danach auszulegen. Bei den hydrodynamischen Bremsen wird wie eingangs erwähnt die komplette mechanische Energie in thermische Energie umgewandelt. Hinzu kommt die Abwärme des zu prüfenden Motors, die sich bei Verbrennungskraftmaschinen ungefähr nach Abbildung 28 aufteilt.

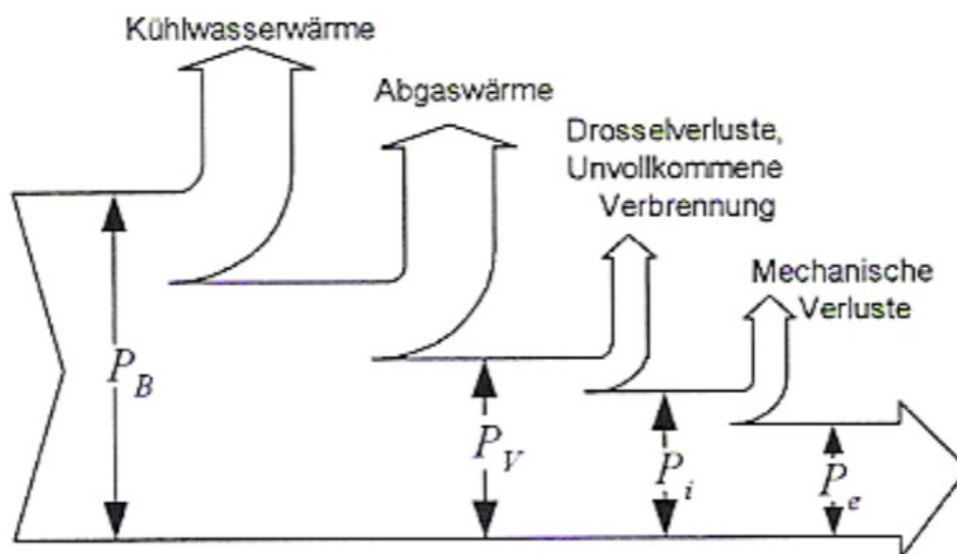


Abbildung 28: Energieflussbild eines Verbrennungsmotors[6]

Man kann daher sagen, dass der Energieanteil der Kühlwasserwärme des Verbrennungsmotors gleich groß ist wie der Anteil der mechanischen Energie.

Für die Berechnung bedeutet dies, dass über den Kühler 400kW abzuführen sind. Aus dem Kapitel 4.2.1 geht eindeutig hervor, dass folgende Merkmale sich signifikant auf die Größe des Kühlers auswirken:

- Temperatur des Mediums
- Umgebungstemperatur des Kühlsystems
- Massenstrom des zu kühlenden Mediums
- Volumenstrom des abkühlenden Mediums.

Betrachtet man den Fall eines Verbrennungsmotors, so kann man von einer Eintrittstemperatur des Kühlmittels von  $\sim 85^\circ\text{C}$  ausgehen. Die

Kühlmittelausgangstemperatur wird auf ca.  $60^{\circ}\text{C}$  festgelegt. Die Umgebungstemperatur, sprich die Lufteintrittstemperatur, soll bei  $20^{\circ}\text{C}$  liegen, die Luftaustrittstemperatur jedoch  $60^{\circ}\text{C}$  nicht überschreiten. Durch den zu erwartenden Druckabfall in den Kühlrippen ( schematischer Aufbau, Abbildung 29 ) und die begrenzte Abmessungen der Kühlmittelpumpe wird der Volumenstrom der Pumpe mit  $250 \text{ l/min}$  und der Maximaldruck von  $0,4 \text{ N/mm}^2$  festgelegt. Aus Abbildung 29 ist auch ersichtlich, dass durch die Luftleitbleche eine enorme Oberflächenvergrößerung hervorgeht. Von ca.  $1\text{m}^2$  projizierter Kühlerfläche erhält man je nach Netzweite und Tiefe des Kühlers eine Fläche von ca.  $50\text{-}100\text{m}^2$ .

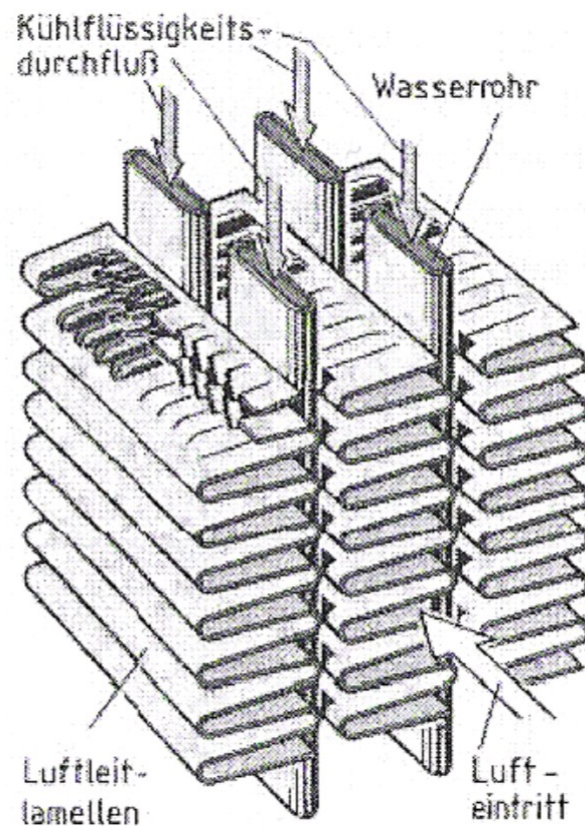


Abbildung 29 Aufbau eines Kühlnetzes [6]

## Zusammenfassung:

abzuführende Kühlleistung:	$P_K = 400 \text{ [kW]}$
max. Kühlmitteltemperatur bei Kühlereintritt:	$T_{KMein} = 85^\circ \text{ [C]}$
max. Kühlmitteltemperatur bei Kühleraustritt:	$T_{KMAus} = 60^\circ \text{ [C]}$
Luft Eintrittstemperatur:	$T_{Lein} = 20^\circ \text{ [C]}$
Luft Austrittstemperatur:	$T_{Laus} = 60^\circ \text{ [C]}$
Volumenstrom des Kühlmediums:	$V = 15 \text{ [m}^3\text{/h]}$
Gesamtoberfläche:	$A = 90 \text{ [m}^2\text{]}$
Anzahl der Kühlkanäle:	$n = 50000 \text{ [1]}$
Länge der Kühlkanäle ("Tiefe" des Kühlers):	$t = 0,08 \text{ [m]}$
Höhe der Kühlkanäle (Abstand der Wasserführenden Elemente):	$h = 0,01 \text{ [m]}$
Breite der Kühlkanäle:	$b = 0,001 \text{ [m]}$

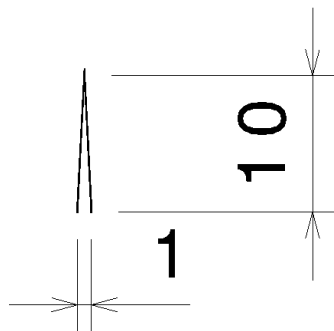


Abbildung 30: Skizze des Kühlkanals ( mm )

Prinzipiell erfolgt die Größenbestimmung von Kühlern in einem empirisch-rechnerischen Vorgang, in dem die Leistung bauartgleicher Referenzkühler gemessen und daraus diejenige des auszulegenden Kühlers errechnet wird. Die untenstehende Berechnung dient zur Ermittlung von Anhaltswerten und ungefähren Größenabschätzung. Ein Angebot der Fa. SLB mit den zusammengefassten Werten befindet sich im Anhang.

- Wärmestrahlung

Aus der Gleichung 20 folgt mit dem Wert für  $\sigma = 0,95$  ( metallisch, schwarze Oberfläche ):

$$\dot{Q} = \frac{\delta Q}{\delta t} = \varepsilon * \sigma * A * T^4 = 0,95 * 5,67 * 10^{-8} * 90 * 358,15^4 = 79764,38 \left[ \frac{J}{s} \right]$$

=>~80kW



- Erzwungene Konvektion

$$Q = \frac{1}{R_{th}} * \lg T_M$$

Glg. 22: Thermischer Widerstand

$$\lg T_M = \frac{(T_{KMaus} - T_{Lein}) - (T_{KMein} - T_{Laus})}{\ln\left(\frac{T_{KMaus} - T_{Lein}}{T_{KMein} - T_{Lein}}\right)}$$

Glg. 23: Logarithmisches Temperatur - Mittel

$$\lg T_M = \frac{(333 - 293) - (358 - 333)}{\ln\left(\frac{333 - 293}{363 - 333}\right)} = 52,14[K]$$

Aus Glg. 21 folgt  $R_{th}$ :

$$R_{th} = \frac{1}{Q} * \lg T_M$$

$$R_{th} = \frac{1}{320000} * 52,14 = 16,29 * 10^{-5} \left[\frac{K}{W}\right]$$

Weiters ist der Widerstand definiert als:

$$R_{th} = \frac{1}{\alpha * A_{ges}}$$

daraus kann man den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  berechnen:

$$\alpha = \frac{1}{R_{th} * A_{ges}}$$

$$\alpha = \frac{1}{16,29 * 10^{-5} * 90} = 68,19 \left[\frac{W}{m^2 K}\right]$$

Die Nusselt Zahl ist unter anderem definiert als:

$$Nu = \frac{\alpha_{Kanal} * d_{Hydraulik}}{\lambda}$$

Glg. 24: Nusselt Zahl

Der hydraulische Durchmesser  $d_h$  ist eine theoretische Größe, um Berechnungen an Rohren oder Kanälen mit nicht kreisförmigen Querschnitt

durchzuführen. Mit diesem Term kann dann wie bei einem runden Rohr gerechnet werden. Er ist der Quotient aus dem vierfachen Strömungsquerschnitt  $A$  und dem vom Fluid benetzten Umfang  $U$  ( ggf. innen und außen ) eines Messquerschnittes.

$$d_h = \frac{4 * A}{U} = 4 * r_{hy}$$

Glg. 25: hydraulischer Durchmesser

$$d_h = \frac{4 * 1 * 10}{22} = 1,8 [mm]$$

Aus Glg. 23 folgt nun:

$$Nu = \frac{68,19 * 0,0018}{0,028} = 5,28$$

Eine andere Definition der Nusseltzahl für eine laminare Strömung (  $Re < 2300$  ) besagt:

$$Nu^3 = (49,028 + \frac{cp * Re * Pr * d_{hxdr}}{Kanallänge})$$

Die Prandtlzahl  $Pr$  ist eine dimensionslose Kennzahl und abhängig von (  $\lambda, \delta, c, \eta$  ) sie beträgt für Luft unter Normaldruck und in einem Temperaturbereich von  $0^\circ C < \square < 60^\circ C$   $Pr = 0,7$ . Da  $Nu$  bereits berechnet wurde kann direkt auf  $Re$  umgeformt werden.

$$Re = \frac{5,28^3 - 49,028}{4,173 * 0,7 * \frac{0,0018}{0,08}} = 1494$$

$Re$  ist niedriger als 2300 daher kann die obige Formel verwendet werden. Im Fall der laminaren Strömung ist die Reynoldszahl folgendermaßen definiert:

$$Re = \frac{v_{Kanal} * d_{hydr}}{\eta_{Luft}}$$

Glg. 26: Reynoldszahl laminare Strömung

Um die Kanalströmungsgeschwindigkeit zu erhalten, wird umgeformt auf

$v_{Kanal}$ .

$$v_{Kanal} = \frac{Re * \eta_{Luft}}{d_{hydr}} = \frac{1494 * 1,69 * 10^{-5}}{0,0018} = 14,02 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Ein Luftkanal hat eine Querschnittsfläche von  $0,00001\text{m}^2$  , somit ergibt sich ein Kanal-Luft Volumenstrom von:

$$\dot{V}_{\text{Kanal}} = 14,02 * 0,00001 = 14,02 * 10^5 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

der gesamte Volumenstrom ergibt sich zu:

$$V = 14,02 * 10^{-5} * 50000 = 7,01 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 25236 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

Zur groben gedanklichen Kontrolle: Diese Luftmenge erzeugt ein Axialventilator mit ~1000mm Durchmesser bei einer Drehzahl von 1450 U/min. [24] [25]

Angebot der Fa. SLB GmbH Industriekühler im Anhang.

### 4.3 Berechnung der Gelenkwelle ( DIN 808 / ISO 281 ) [26],[27]

#### 4.3.1 Grundlagen

##### a) Aufbau

Durch die gleichförmige Drehung eines einfachen Kardan-, Kreuz- oder Kugelgelenkes im abgewinkelten Zustand, ergibt sich an der Momentenabtriebsseite ein ungleichförmiger Bewegungsablauf.( Siehe Abschnitt b, Bewegungsverhältnisse und Drehmomente ). Diese Ungleichförmigkeit kann ausgeglichen werden, durch die Anbringung von zwei einfachen Gelenken. Es entsteht somit eine Gelenkwelle. Um einen vollständige Bewegungsausgleich zu erreichen, müssen folgende Voraussetzungen erfüllt werden:

- Gleiche Beugungswinkel an beiden Gelenken ( $\beta_1 = \beta_2$ ).
- An- und Abtriebswelle müssen ebenfalls in einer Ebene liegen.
- Die beiden inneren Gelenkgabeln müssen in einer Ebene liegen.

Ausnahme: Bei einer räumlichen Anordnung der abgewinkelten Gelenkwelle liegen An - und Abtriebswelle nicht in einer Ebene. Um eine gleichförmige Drehbewegung zu erreichen, ist es erforderlich, die Gelenkgabeln so gegeneinander zu verdrehen, dass sie jeweils in der von ihrem Gelenk gebildeten Beugungsebene liegen. Außerdem müssen die räumlichen Beugungswinkel gleich groß sein.

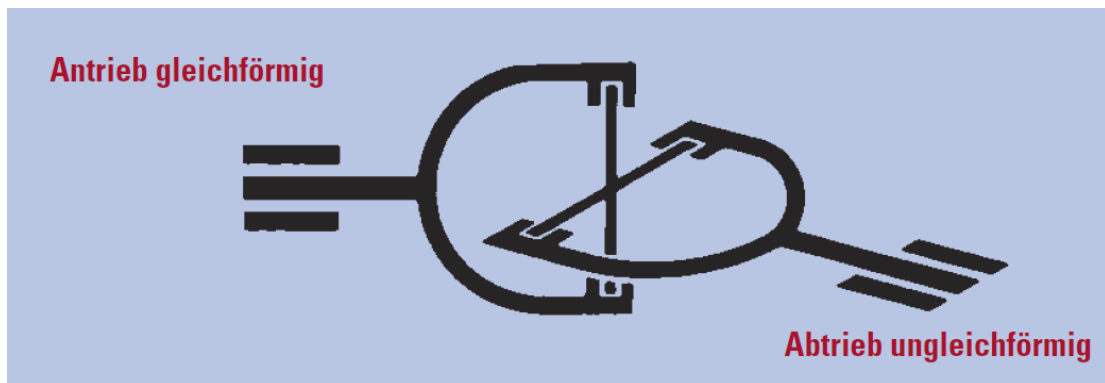


Abbildung 31: Grundanordnung eines Gelenkes [26]

## b) Bewegungsverhältnisse und Drehmomente

- Drehwinkel am einfachen Gelenk in Abhängigkeit vom Beugungswinkel  $\beta$

$\varphi_1$             Antriebs-Drehwinkel [°]

$\varphi_2$             Abtriebs-Drehwinkel [°]

Verdreht man ein um den Beugungswinkel  $\beta$  abgewinkeltes einfaches Gelenk, so weicht der Drehwinkel  $\varphi_2$  der Abtriebswelle vom Drehwinkel  $\varphi_1$  der Antriebswelle ab. Man kann folgende Beziehung zwischen den Drehwinkeln feststellen:

$$\tan \varphi_2 = \frac{\tan \varphi_1}{\cos \beta}$$

Glg. 27: Winkelverhältnisse an der Gelenkwelle

Die größte Voreilung tritt bei etwa  $45^\circ$ , die größte Nacheilung bei etwa  $135^\circ$  auf. Gabelstellung  $\varphi_1 = 0^\circ$  ist dann gegeben, wenn die Antriebsgabel in der Beugungsebene des Gelenkes liegt.

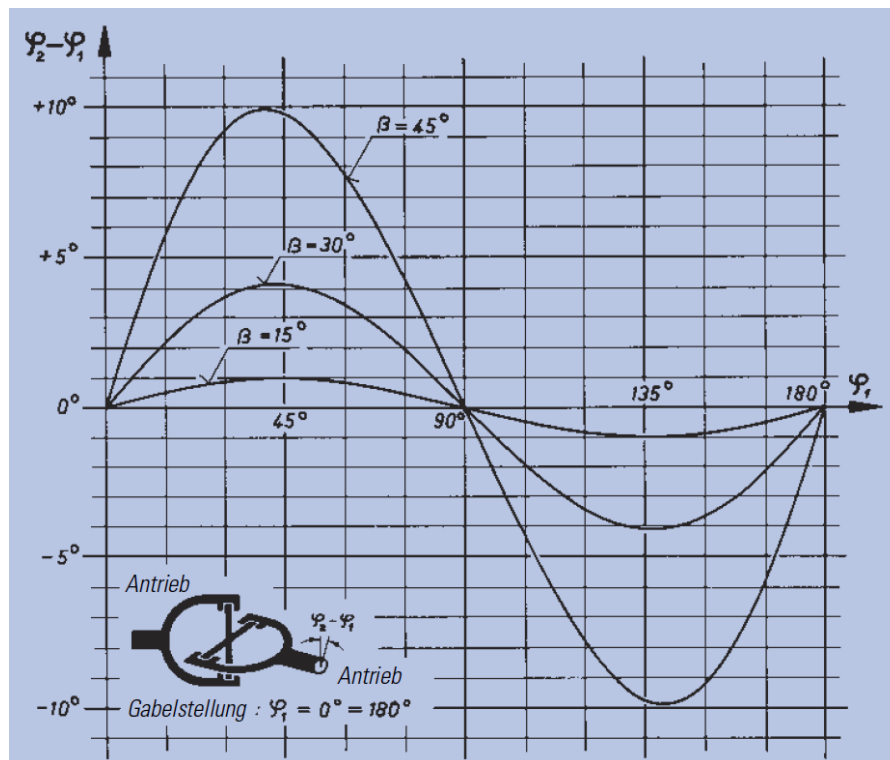


Abbildung 32: Vor / Nacheilwinkel an der Gelenkwelle [26]

- Bewegungs- bzw. Momentenverlauf am einfachen Gelenk in Abhängigkeit vom Beugungswinkel  $\beta$ .

Antriebs-Drehmoment:  $M_{dI}$  [Nm]

Abtriebs-Drehmoment:  $M_{dII}$  [Nm]

Antriebs-Winkelgeschwindigkeit:  $\omega_I$  [rad/s]

Abtriebs-Winkelgeschwindigkeit:  $\omega_{II}$  [rad/s]

Bei Beobachtung des Bewegungs- bzw. Momentenverlauf am Einfachgelenk, kann man bei konstanter Antriebs- Winkelgeschwindigkeit und konstantem Antriebsmoment einen ungleichförmigen Bewegungs- bzw. Momentenverlauf am Abtrieb erkennen. Durch den Vergleich des Momentenverlaufes bei den Gabelstellungen von  $\varphi_1 = 0^\circ$  und  $\varphi_1 = 90^\circ$  kann diese Ungleichförmigkeit leicht veranschaulicht werden ( Siehe Abbildung 27 ). Da das Drehmoment nur in der Gelenkkreuzebene übertragen werden kann und das Gelenkkreuz je nach Gabelstellung senkrecht zur Antriebsachse bzw. senkrecht zur Abtriebsachse steht, ergibt sich ein Abtriebsmoment. Dieses Abtriebsmoment schwankt pro Umdrehung zweimal zwischen  $M_{dI} \cdot \cos \beta$  und  $M_{dI} / \cos \beta$ .

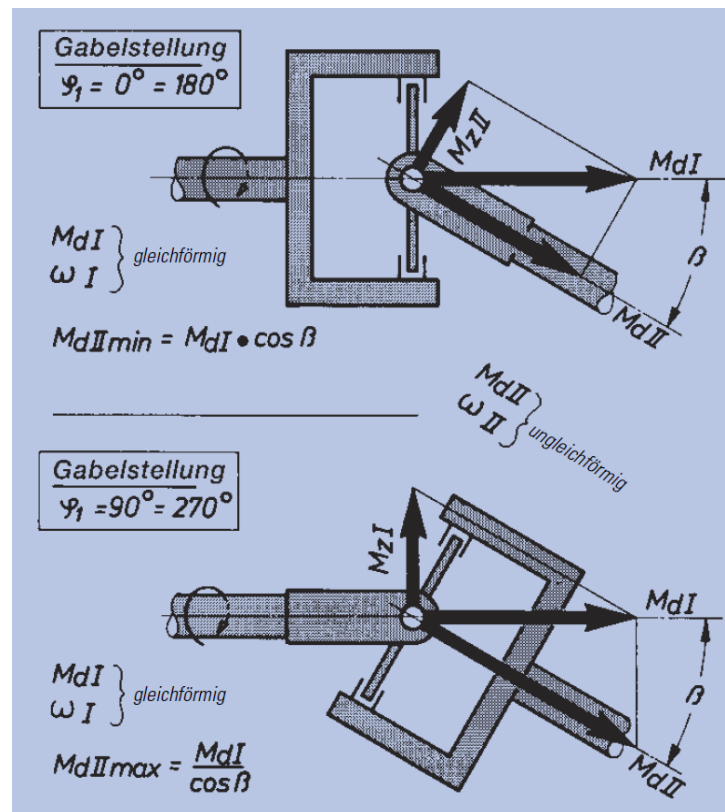


Abbildung 33: Momentenverläufe bei Drehgelenk[26]

Vernachlässigt man die Reibung in den Lagern kann man die Annahme treffen, dass die übertragbare Leistung konstant ist.

$$\frac{M_{d1}}{M_{d2}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \qquad \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{M_{d2}}{M_{d1}}$$

Glg. 28: Momenten / Winkelgeschwindigkeitsverhältnis

Es gilt deshalb:

$$N_1 = N_2 = \text{konst.}$$

$$M_{d1} * \omega_1 = M_{d2} * \omega_2 = \text{konst.}$$

$$\frac{M_{d1}}{M_{d2}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\cos \beta}{1 - \cos^2 \varphi_1 * \sin^2 \beta}$$

Für die Gabelstellung  $\varphi_1 = 0^\circ$  ergibt sich:

$$\frac{M_{d1}}{M_{d2\min}} = \frac{1}{\cos \beta} = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_1}$$

Für die Gabelstellung  $\varphi_1 = 90^\circ$  ergibt sich:

$$\frac{M_{d1}}{M_{d2\max}} = \cos \beta = \frac{\omega_{2\min}}{\omega_1}$$

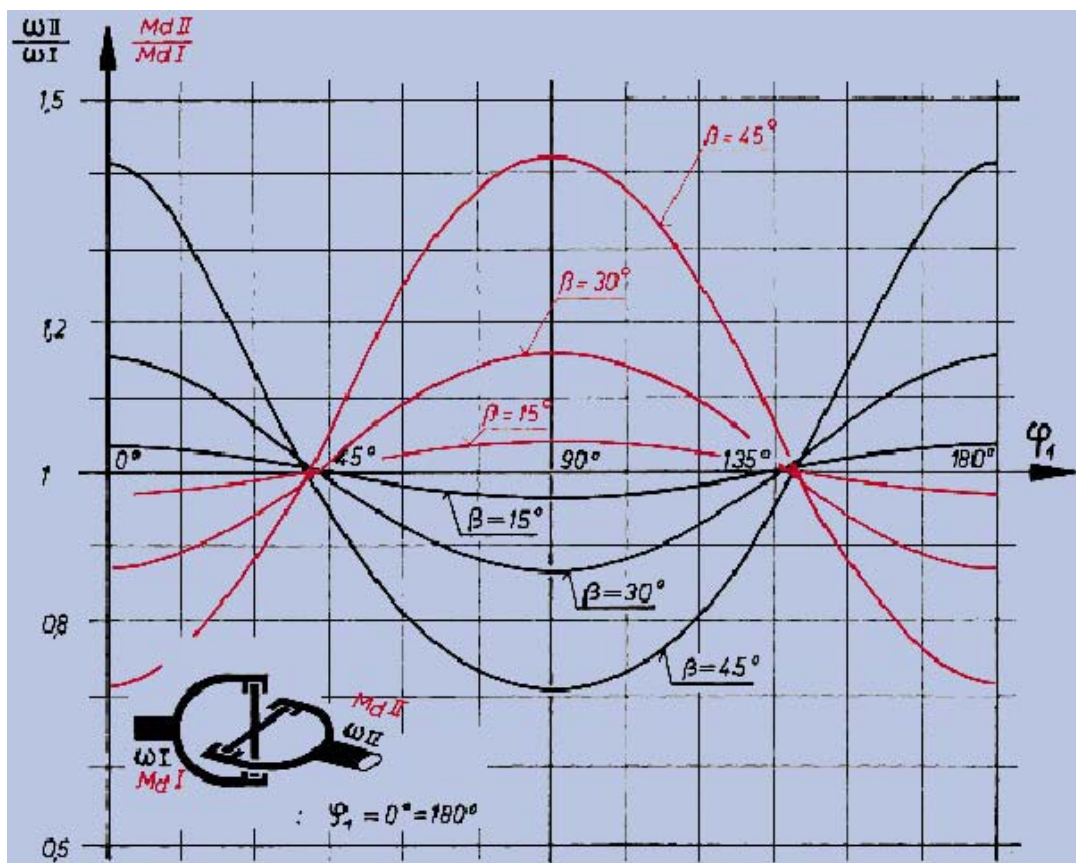


Abbildung 34: Momenten / Winkelgeschwindigkeitsverhältnisse an der An / Abtriebswelle [26]

- Bewegungs- bzw. Momentenverlauf an der Gelenkwelle in Abhängigkeit von den Beugungswinkeln  $\beta_1$  und  $\beta_2$

Aus dem vorhergehenden Abschnitt kann man erkennen, dass Winkelgeschwindigkeit und Drehmoment am Antrieb eines einfachen Gelenkes sinusförmig mit einer Periode von  $180^\circ$  verlaufen. Dem Maximalwert der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{II \max}$  steht dabei der Minimalwert des Drehmomentes  $M_{dII \min}$  gegenüber und umgekehrt. Um einen gleichförmigen Antrieb zu gewährleisten, muss dem ersten Gelenk ein zweites Gelenk nachgeschaltet werden, das um  $90^\circ$  phasenverschoben ist. Dann kann die

Ungleichförmigkeit des ersten Gelenkes durch die des zweiten Gelenkes ausgeglichen werden. Die dazu erforderliche Phasenverschiebung um  $90^\circ$  ist immer dann gegeben, wenn die beiden inneren Gelenkgabeln jeweils in der von ihrem Gelenk gebildeten Beugungsebene liegen. Außerdem müssen die beiden Beugungswinkel  $\beta_1$  und  $\beta_2$  der beiden Gelenke gleich groß sein. Sind die Beugungswinkel ungleich, dann ist auch kein vollständiger Ausgleich möglich.

Für  $\beta_2 > \beta_1$  gilt dann:

$$\left( \frac{\omega_{2\min}}{\omega_1} \right)_{\max} = \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2}$$

$$\left( \frac{\omega_{2\min}}{\omega_1} \right)_{\min} = \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$$

$$\left( \frac{M_{d2}}{M_{d1}} \right)_{\max} = \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2}$$

$$\left( \frac{M_{d2}}{M_{d1}} \right)_{\min} = \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$$

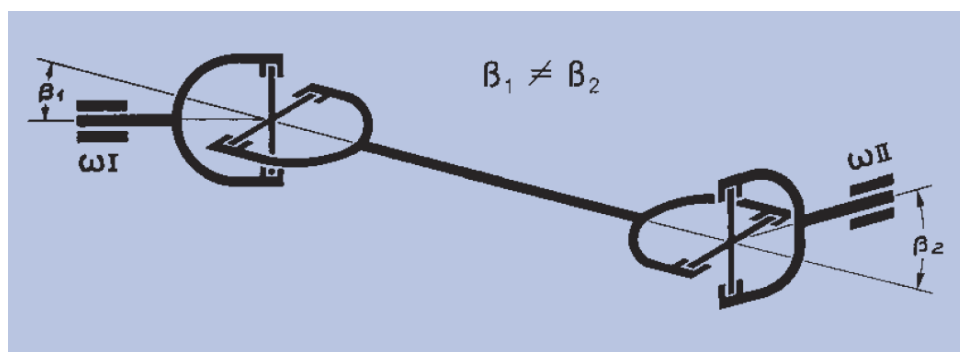


Abbildung 35: Gelenkwelle mit unterschiedliche Winkel [26]

### c) Ungleichförmigkeitsgrad

- Einfachgelenk

Die eingangs erwähnte Ungleichförmigkeit eines Einfachgelenkes lässt sich in einer dimensionslosen Kenngröße ausdrücken bzw. errechnen.



Ungleichförmigkeitsgrad U:

$$U = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1} = \frac{1}{\cos \beta} - \cos \beta [1]$$

Glg. 29: Ungleichförmigkeitsgrad U

- Gelenkwelle ( zwei hintereinander geschaltete Einfachgelenke )

Werden die unter dem Punkt a beschriebenen Voraussetzungen des absoluten Bewegungsausgleiches nicht erfüllt, so ist ein Ungleichförmigkeitsgrad von:

$$U \leq 0,0027$$

anzustreben.

- Gelenkwellenstrang mit mehr als zwei Gelenken

Durch spezielle Gegebenheiten kann eine Forderung an die Konstruktion auftreten, dass ein Gelenkwellenstrang mit mehr als zwei Gelenken eingesetzt werden muss. Ein Zwischenlager ist bei solchen Konstruktionen zwingend notwendig. Es gilt hier folgende Bedingung:

$$U_{ges} \leq 0,0027$$

$U_{ges}$  drückt hier den gesamten Ungleichförmigkeitsgrad des Gelenkwellenstranges aus.

Die Vorgehensweise zur Ermittlung von  $U_{ges}$ :

- Gelenke mit gleicher Gabelstellung bekommen gleiches Vorzeichen.
- Berechnung des Ungleichförmigkeitsgrades jedes Einzelgelenkes  $U_1$ ,  $U_2$ ,  $U_3$ , usw.
- Addition unter Beachtung der Vorzeichen

$$U_{ges} = \pm U_1 \pm U_2 \pm U_3$$

Glg. 30: Gesamtungleichförmigkeitsgrad bei mehreren Einfachgelenken

Da der Ungleichförmigkeitsgrad U ausschließlich vom Beugungswinkel  $\beta$  abhängig ist, kann eine Grenzbedingung anhand des resultierenden Beugungswinkel  $\beta_{res}$  aufgestellt werden. Die Vorzeichen sind zu beachten:

$$\beta_{res} = \sqrt{\pm \beta_1^2 \pm \beta_2^2 \pm \beta_3^2} \leq 3^\circ$$

## Glg. 31: Resultierender Gesamtbeugungswinkel

$\beta_{\text{res}}$  entspricht dem Beugungswinkel eines Einfachgelenkes, wenn dieses den Gelenkwellenstrang ersetzen würde.

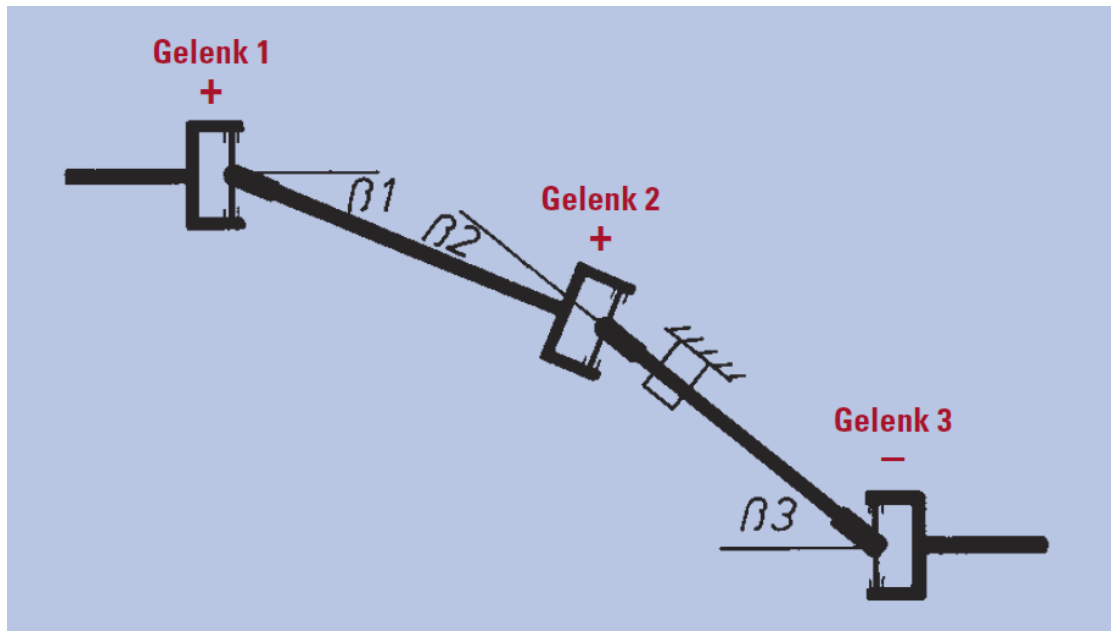


Abbildung 36: Gelenkwellenstrang [26]

## d) Zusatzmomente an der Gelenkwelle, Lagerkräfte an An- und Abtriebswelle

Da das Drehmoment nur in der Gelenkkreuzebene übertragen wird und dies abhängig von der Gabelstellung ist, entweder senkrecht zur Antriebsachse oder senkrecht zur Abtriebsachse, kommt es zu Zusatzkräften - Momenten sowie Kräften auf die Lager. Prinzipiell wird zwischen zwei verschiedenen Typen unterschieden:

- Z-Anordnung

In Abbildung 36 und 37 ist abhängig von der Gabelstellung  $\varphi_1 = 0^\circ$  und  $\varphi_1 = 90^\circ$ , der Verlauf der Zusatzkräfte - Momente für die Z - Anordnung dargestellt. Das Gelenkwellenmittelteil wird dabei durch das zwischen  $M_{dl} \cdot \cos \beta$  und  $M_{dl} / \cos \beta$  schwankende Drehmoment auf Torsion und durch das Zusatzmoment  $M_{ZII}$  periodisch wechselnd auf Biegung beansprucht. Die An- und Abtriebswelle werden dabei ebenso durch  $M_{ZI}$  bzw.  $M_{ZIII}$  periodisch wechselnd auf Biegung beansprucht. Die dadurch hervorgerufenen

Lagerkräfte A und B schwanken pro Umdrehung zweimal zwischen 0 und Maximum.

Die Auflagerkräfte A und B sind bei  $\varphi_1 = 0^\circ$  bzw.  $\varphi_1 = 180^\circ$  gleich Null. Das Mittelteil wird auf Biegung beansprucht.

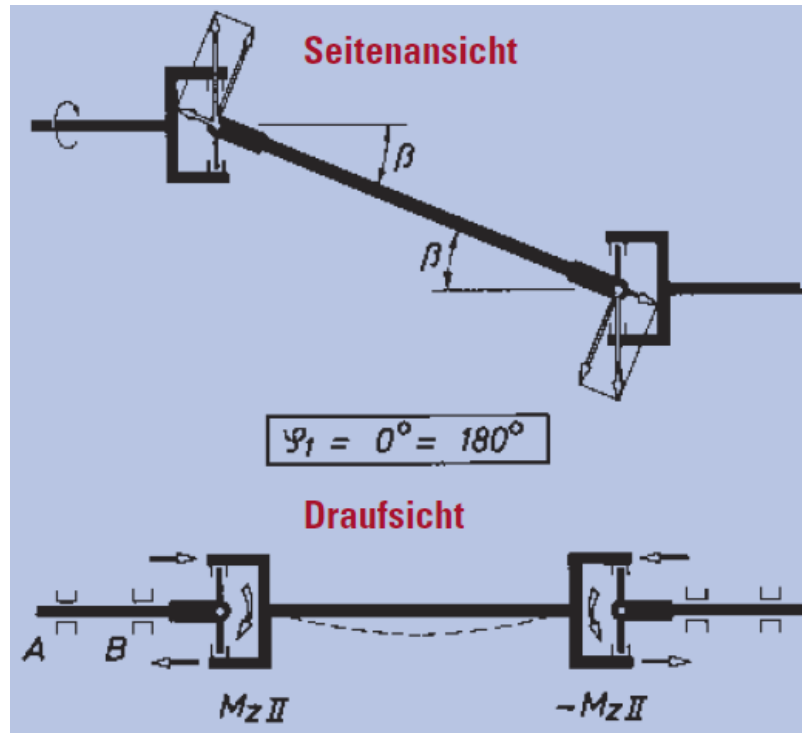


Abbildung 37: Lagerkräfte an An- und Abtriebswelle bei Z - Anordnung 1 [26]

Bei  $\varphi_1 = 90^\circ$  bzw.  $\varphi_1 = 270^\circ$  werden die An- und Abtriebswelle auf Biegung beansprucht.

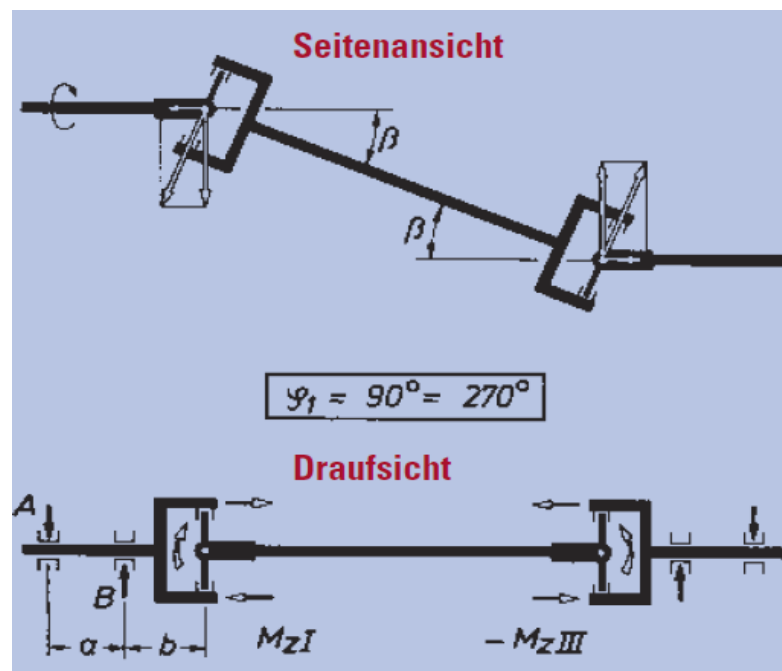


Abbildung 38: Lagerkräfte an An- und Abtriebswelle bei Z - Anordnung 2 [26]

Die Auflagerkräfte berechnen sich wie folgt:

$$A_{\max} = B_{\max} = \frac{M_{d1} * \tan \beta}{a}$$

Glg. 32: Auflagerkräfte bei Z - Anordnung und bestimmter Winkellage

- W - Anordnung

Bei der W - Anordnung (siehe Abbildung 38 und 39) kommt es durch den gleichgerichteten Verlauf der Zusatzmomente noch zu einer zusätzlichen Kraft. Diese wird mit den Buchstaben S bezeichnet. Das Maximum dieser Kraft tritt bei einer Gabelstellung von  $\varphi_1 = 0^\circ$  auf und greift über die Stirnflächen der Gelenkkreuzzapfen an und wirkt auf An- bzw. Abtriebswelle. Die daraus resultierenden, periodisch schwankenden Lagerkräfte A und B können bei kleinem Gelenkabstand L und großem Beugungswinkel  $\beta$  erheblich ansteigen.

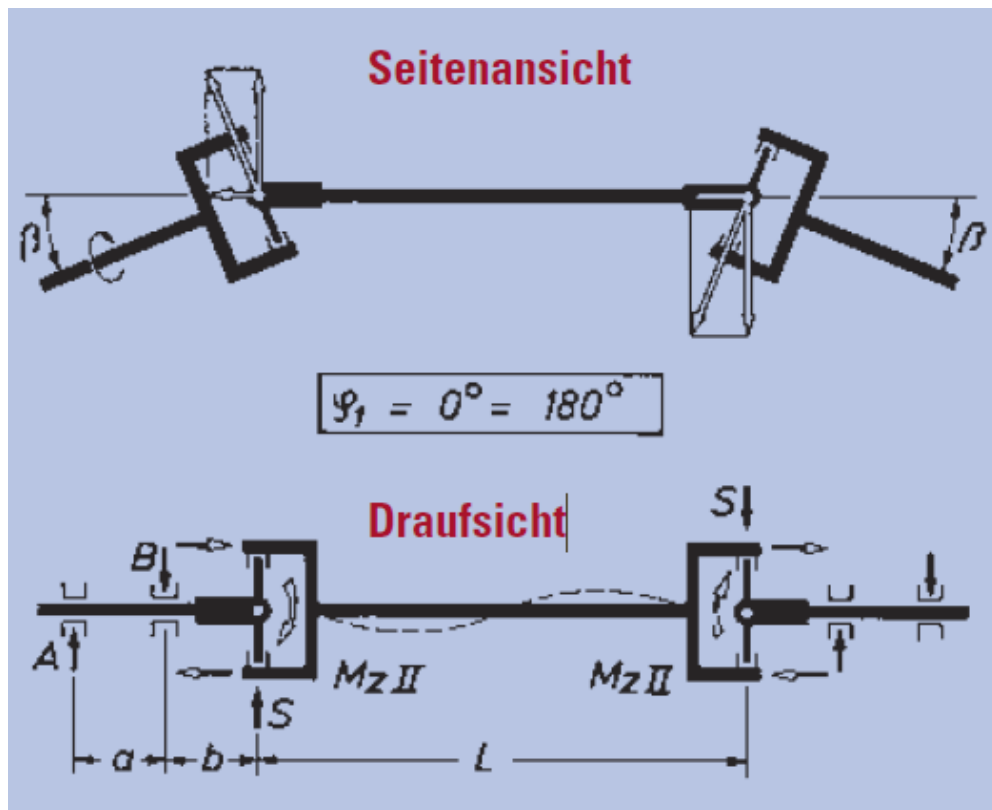


Abbildung 39: Lagerkräfte an An- und Abtriebswelle bei W - Anordnung 1 [26]

Das Gelenkwellenmittelteil sowie An- und Abtriebswelle werden auf Biegung beansprucht. Bei der abgebildeten Winkelstellung treten folgenden Lagerkräfte auf:

$$A_{\max} = \frac{2 * M_{d1} * \sin \beta * b}{L * a} [N] \quad B = \frac{2 * M_{d1} * \sin \beta * (a + b)}{L * a} [N]$$

Glg. 33: Lagerkräfte bei W - Anordnung und bestimmter Winkellage 1

Bei der Winkellage in Abbildung 35 herrschen folgende Momente:

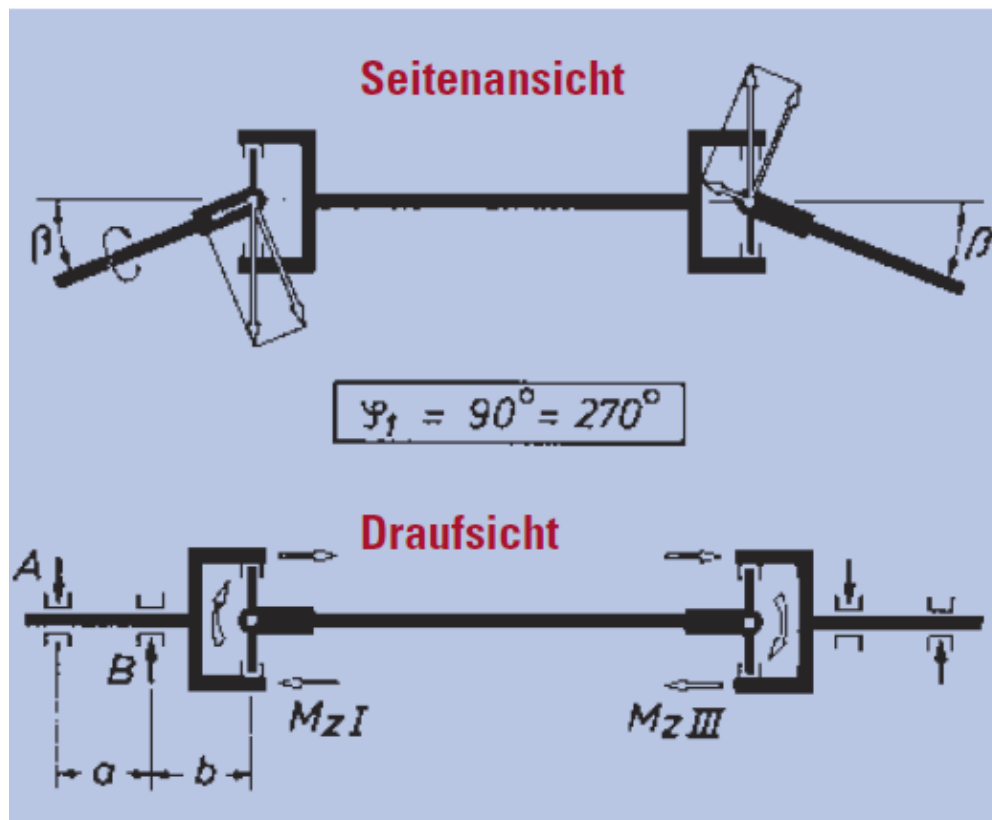


Abbildung 40: Lagerkräfte an An - und Abtriebswelle bei W - Anordnung 1 [26]

An - und Abtriebswelle werden auf Biegung beansprucht:

$$A = B = \frac{M_{d1} * \tan \beta}{a} [N]$$

Glg. 34: Lagerkräfte bei W - Anordnung und bestimmter Winkellage 2

#### e) Berechnung der Lebensdauer

Um die Lebensdauer einer Gelenkwelle bestimmen zu können, ist es wichtig sämtliche, Faktoren zu berücksichtigen. Eine allgemeingültige Bemessungsregel gibt es aufgrund der Vielzahl an möglichen Einsatzfällen nicht. Nachstehende Hinweise dienen deshalb zur ersten, überschlägigen Größenbestimmung.

- Drehmomente

Es wird zwischen verschiedenen Drehmomenten hinsichtlich ihrer auftretenden Größe und Intensität unterschieden:

- $M_{dmax}$ : kurzzeitiges Spitzendrehmoment
  - $M_{dNenn}$ : Nenndrehmoment zur Vorauswahl, anhand der nominalen Betriebsmomente
  - $M_{dGrenz}$ : Grenzdrehmoment, das bei begrenzter Häufigkeit kurzzeitig von der Gelenkwelle ohne Funktionsschädigung übertragen werden kann.
- Stossfaktoren

Stossfaktoren sind notwendig, um Stossbelastungen im jeweiligen Einsatzfall zu berücksichtigen, die wesentlich über dem Nenndrehmoment liegen. Nachstehend einige Stossfaktoren für die gebräuchlichsten Antriebsmaschinen:

Antriebsmaschine	mit Elastikkupplung	ohne Elastikkupplung
Turbine oder Elektromotor	1	1 bis 1,5
Ottomotor 4 und mehr Zylinder	1,25	1,75
Ottomotor 1 bis 3 Zylinder	1,5	2
Dieselmotor 4 und mehr Zylinder	1,5	2
Dieselmotor 1 bis 3 Zylinder	2	2,5

Tabelle 7: Stossfaktoren für diverse Antriebsmaschinen [26]

- Grundsätzliche Lebensdauerberechnung
- Wichtigster Faktor bei der Lebensdauerberechnung ist die schwächste Stelle der Gelenkwelle, das ( die ) Gelenklager. Deshalb ist das Hauptaugenmerk auf diese Lager zu richten. Um ein passendes Gelenklager zu wählen, sollte man zweckmäßigerweise das nachfolgende Lebensdauerdiagramm benutzen. Dieses Diagramm ermöglicht:
- die Bestimmung der theoretischen Lebensdauer einer gewählten Gelenkwelle in Abhängigkeit von den jeweiligen Betriebsdaten
  - die Ermittlung der erforderlichen Gelenkgröße bei vorgegebener Lebensdauer

Für den Prüfstandsbetrieb ist es sinnvoll, das Antriebsnennmoment mit dem entsprechenden Stossfaktor zu multiplizieren und mit dem erhaltenen Drehmoment  $M_d$  im Diagramm eine passende Gelenkwelle auszuwählen. Abbildung 36 und 37 basieren auf der Ermittlung der Tragzahl vollrolliger

Nadel- und Rollenlager gemäß der ISO Empfehlung R 281. Die eingezeichneten auswählbaren Gelenkwellen sind seitens des Herstellers so ausgelegt, dass 90% oder mehr einer größeren Anzahl gleicher Gelenkwellen die gefundene Lebensdauer erreicht bzw. überschreitet. Faktoren wie der Beugungswinkelfaktor müssen nicht extra berücksichtigt werden, sie sind bereits im Diagramm enthalten. Bei den Korrekturfaktoren, bei der Methode der modifizierten Lebensdauerberechnung, werden unterschiedliche Werkstoffqualitäten, Betriebsverhalten und Überlebenswahrscheinlichkeiten berücksichtigt. Im Hinblick auf das Lebensdauerverhalten erlaubt es der Stand der Technik noch nicht, Rückschlüsse über das Verhalten von Stahlqualitäten, Gefüge, Härte etc. zu ziehen.







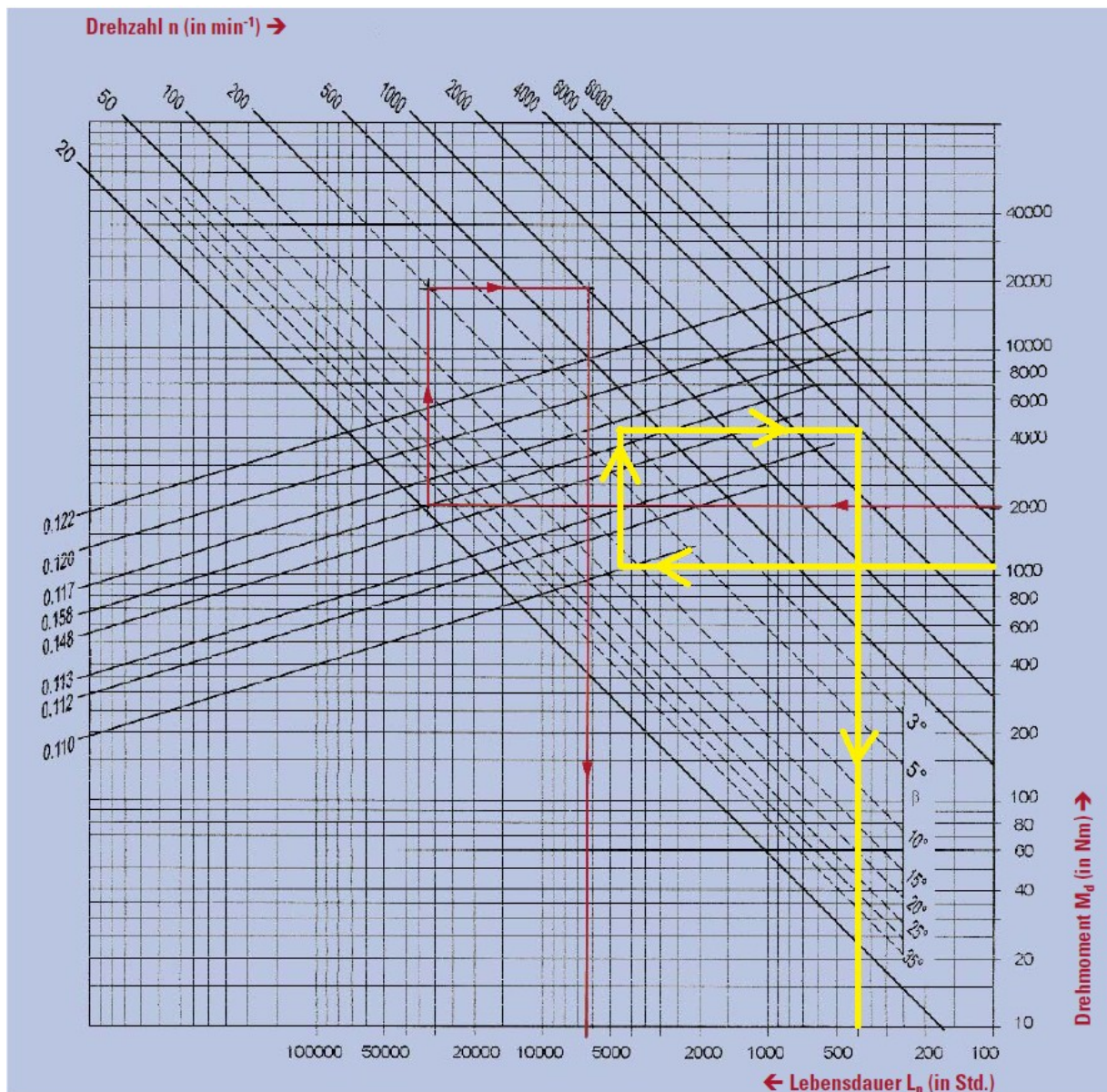


Abbildung 42: Auswahldiagramm Gelenkwellen Rollenlagerlager [26]

Als Beispiel (rote Linie) sind hier folgende Daten angegeben:

Nenn Drehmoment:  $M_d = 2000 \text{ [Nm]}$

Beugungswinkel:  $\beta = 5 \text{ [}^\circ\text{]}$

Drehzahl:  $n = 1000 \text{ [1/min]}$

=> zu erwartende Lebensdauer:  $L = 7000 \text{ [h]}$

Auf den konkreten Anwendungsfall bezogen, ergeben sich aus der Angabe folgende Daten:

Nenn Drehmoment: 500 Nm bei 4000 U/min

Beugungswinkel  $\beta < 3^\circ$ , da eine exakte Ausrichtung Voraussetzung ist.

Stossfaktor ( aus Tabelle 6 ) schlimmster Fall: 2,5

=> Drehmoment:  $M_d = 1250$  [Nm]

Nach obiger Vorgehensweise (gelbe Linien) ergeben sich folgende Ausführungen :

Nadellager: Gelenkwelle 0.110 => 240 h

Rollenlager: Gelenkwelle: 0.110 => 400 h

Die technischen Daten der Gelenkwelle 0.110 befindet sich im Anhang.

- Kritische Drehzahl

Durch die Übertragung des Drehmomentes wird das Mittelteil der abgewinkelten Gelenkwelle durch das Zusatzmoment  $M_{ZII}$  ( Abbildung 34 ) zum Schwingen angeregt. Nähert sich die Frequenz des schwingenden Mittelteiles dem der Eigenfrequenz der Gelenkwelle, kommt es zu enormen Belastungen aller Teile. Im schlimmsten Fall droht ein Auskicken der Welle. Um Unfälle durch oben genannte Ursachen zu vermeiden, sind schnelllaufende und lange Gelenkwellen auf kritische Drehzahlen hin zu berechnen.

$$n_{kr} \approx 1,21 * 10^8 * \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2} [1 / \text{min}]$$

Glg. 35: Kritische Drehzahl der Gelenkwelle

Rohr - Aussendurchmesser: D [mm]

Rohr - Innendurchmesser: d [mm]

Länge des Mittelteiles: L [mm]

Aus Gleichung 35 folgt mit der ausgewählten Gelenkwelle 0.110.100 (siehe Anhang) folgende kritische Drehzahl:

$$n_{kr} \approx 1,21 * 10^8 * \frac{\sqrt{50^2 + 44^2}}{375^2} = 57308 [1 / \text{min}]$$

Glg. 36: Errechnete kritische Drehzahl

Prinzipiell sollten Gelenkwellen nur im unterkritischen Drehzahlbereich eingesetzt werden. Daher ist aus Sicherheitsgründen ein genügend großer Abstand zur kritischen Drehzahl zu beachten.

$$n_{\max.} \approx 0,65 * n_{kr} [1/\text{min}]$$

Glg. 37: Maximale Betriebsdrehzahl

$$n_{\max.} \approx 0,65 * n_{kr} = 0,65 * 57308 = 37250 [1/\text{min}]$$

Glg. 38: Errechnete maximale Betriebsdrehzahl

## 4.4 Berechnung der Kupplung

### 4.4.1 Grundlagen

Kupplungen werden zur Übertragung von Drehmomenten bzw. Drehbewegungen zwischen zwei Wellen oder einer Welle mit einem auf ihr drehbeweglich sitzenden Bauteil z.B einem Zahnrad verwendet. Man unterscheidet zwischen schaltbaren und nicht schaltbaren Kupplungen. Wobei für diese Anwendung nur nicht schaltbare Kupplungen in Frage kommen. Nicht schaltbare Scheibenkupplungen nach DIN 116 [28].:

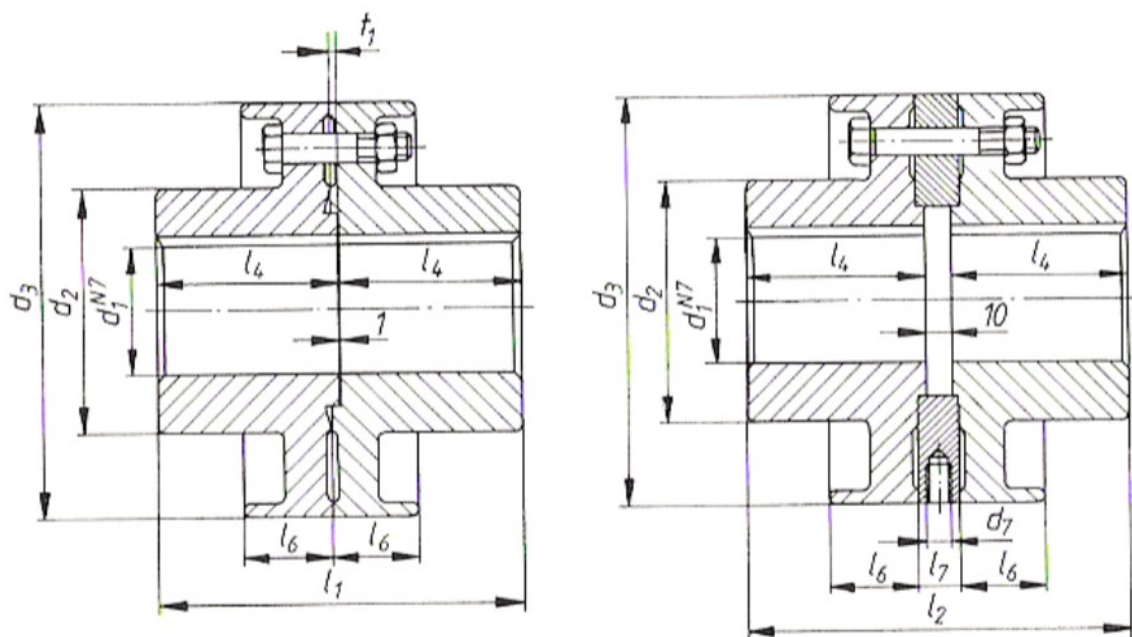


Abbildung 43: Scheibenkupplung DIN 116 Form A ( links ) und B ( rechts ). [28]

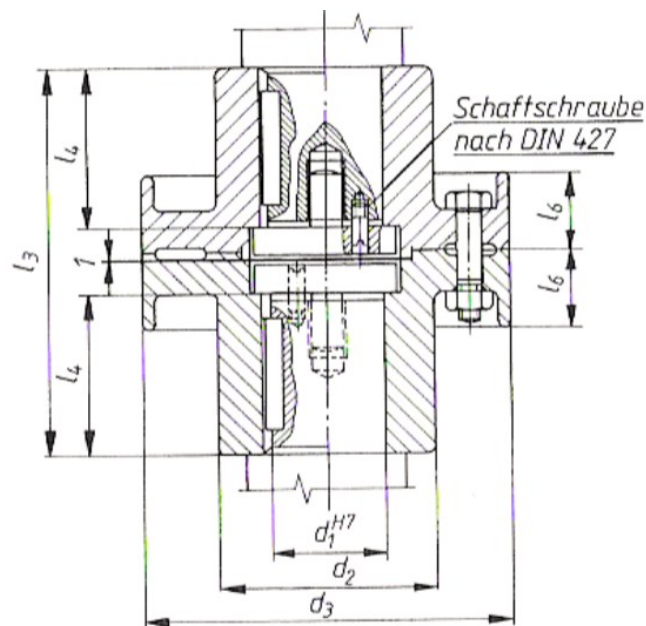


Abbildung 44: Scheibenkupplung DIN 116 Form C. [28]

#### 4.4.2 Berechnung

Die Größe des übertragbaren Momentes wird nach folgender Formel berechnet:

$$M_K = \frac{F_S * n * \mu * D_{LK}}{2} [Nm]$$

Glg. 39: Übertragbares Drehmoment einer Scheibenkupplung

$$S = \frac{M_K}{M_{\max}} [-]$$

Glg. 40: Sicherheitsfaktor für Drehmomentberechnung bei Scheibenkupplungen

Drehmoment der Kupplung:	$M_K$ [Nm]
Vorspannkraft der Schraube:	$F_S$ [N]
Anzahl der Schrauben:	$n$ [-]
Reibwert der Flansflächen:	$\mu$ [-]
Lochkreisdurchmesser der Schrauben:	$D_{LK}$ [m]
Maximales auftretendes Drehmoment:	$M_{\max}$ [Nm]
Sicherheitsfaktor ( ca. 2-3 Auslegungswert ):	$S$ [-]

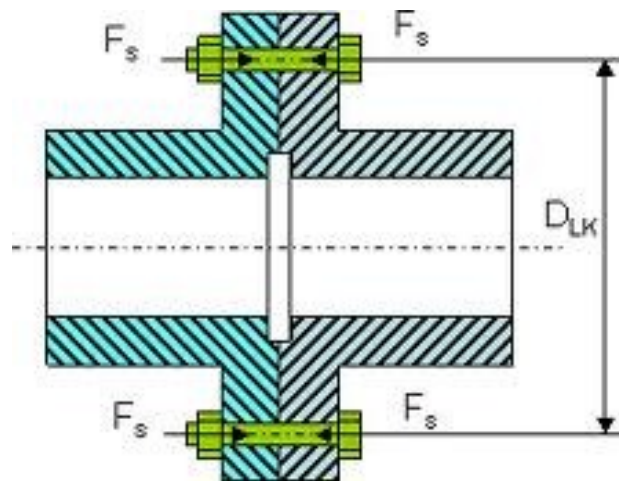


Abbildung 45: Berechnungsskizze Scheibenkupplung [28]

Die vorher ausgewählte Gelenkwelle ( Siehe Anhang Gelenkwelle ) weist einen Lochkreisdurchmesser der Schraubenbohrungen von 100mm auf. Der Flansch hat 8 vorgesehene Bohrungen mit einem Durchmesser von 8mm. Verwendet man wie vorgesehen M8\*1 Schaftschrauben mit der Festigkeitsklasse 12.9, so erhält man ein maximal aufgrund der Reibung, übertragbares Drehmoment von ( Reibpartner Stahl-Stahl  $\mu=0,15$  ):

$$M_K = \frac{F_S * n * \mu * D_{LK}}{2} = \frac{31100 * 8 * 0,15 * 0,1}{2} = 1866 [Nm]$$

Der Sicherheitsfaktor ergibt laut Gleichung 36 mit einem Nenndrehmoment von 1250Nm, wobei in diesem schon ein Stossfaktor von 2,5 berücksichtigt wurde:

$$S = \frac{M_K}{M_{\max}} = \frac{1866}{1250} = 1,49$$

## 4.5 Zusammenfassung der Berechnung

### 4.5.1 Lastmaschine

$$\text{Stutzenarbeit } Y = \frac{P * \eta}{\dot{m}} = \frac{200 * 10^3 * 1}{3,61} = 55402 [J / kg]$$

$$\text{Theoretische Stutzenarbeit } Y_{th\infty} = \frac{Y}{\eta_i * \mu} = \frac{55402}{0,9 * 0,8} = 76947,2 [J / kg]$$

$$\text{Winkelgeschwindigkeit } \omega = \frac{P}{M} = \frac{200 * 10^3}{500} = 400 [rad / s]$$



$$\omega = 2 * \pi * n [\text{rad} / \text{s}]$$

$$\text{Drehzahl } n = \frac{\omega}{2 * \pi} = \frac{400}{2 * \pi} = 64 [1 / \text{s}]$$

$$\text{Umfangsgeschwindigkeit } u = r * \omega = D * \pi * n = 0,3 * \pi * 64 = 60,31 [ / \text{s}]$$

$$\text{Druckzahl } \Psi = \frac{2 * Y}{u^2} = \frac{2 * 55402}{60,31^2} = 30,46$$

$$\text{Durchflusszahl } \varphi = \frac{4 * \dot{V}}{D^3 * \pi^2 * n} = \frac{4 * 0,00361}{0,3^3 * \pi^2 * 64} = 84,67 * 10^{-5}$$

$$\text{Leistungszahl } \lambda = \frac{8 * P}{D^5 * n^3 * \pi^4 * \rho} = \frac{8 * 200 * 10^3}{0,3^5 * 64^3 * \pi^4 * 1000} = 0,0258$$

#### 4.5.2 Kühlsystem

abzuführende Kühlleistung:	$P_K = 400 \text{ [kW]}$
max. Kühlmitteltemperatur bei Kühlereintritt:	$T_{KMein} = 85^\circ \text{ [C]}$
max. Kühlmitteltemperatur bei Kühleraustritt:	$T_{KMAus} = 60^\circ \text{ [C]}$
Luft Eintrittstemperatur:	$T_{Lein} = 20^\circ \text{ [C]}$
Luft Austrittstemperatur:	$T_{Laus} = 60^\circ \text{ [C]}$
Volumenstrom des Kühlmediums:	$V = 15 \text{ [m}^3/\text{h]}$
Gesamtoberfläche:	$A = 90 \text{ [m}^2]$
Anzahl der Kühlkanäle:	$n = 50000 \text{ [1]}$
Länge der Kühlkanäle ("Tiefe" des Kühlers):	$t = 0,08 \text{ [m]}$
Höhe der Kühlkanäle (Abstand der Wasserführenden Elemente):	$h = 0,01 \text{ [m]}$
Breite der Kühlkanäle:	$b = 0,001 \text{ [m]}$

errechnete Wärmestrahlung:

$$\dot{Q} = \frac{\delta Q}{\delta t} = \varepsilon * \sigma * A * T^4 = 0,95 * 5,67 * 10^{-8} * 90 * 358,15^4 = 79764,38 \left[ \frac{\text{J}}{\text{s}} \right]$$

=> ~80kW

Erzwungene Konvektion:

Mit den angegebenen Daten ist ein nachfolgend berechneter Volumenstrom notwendig.

$$V = 14,02 * 10^{-5} * 50000 = 7,01 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 25236 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

### 4.5.3 Gelenkwelle

Die ausgewählte Gelenkwelle der Fa. Elbe Gelenkwellen vom Typ 110.100 erfüllt die Erfordernisse. Je nach Ausführung der Lager beträgt die Lebensdauer unter Vollast:

Nadellager: Gelenkwelle 0.110N => 240 h

Rollenlager: Gelenkwelle: 0.110R => 400 h.

Die kritische maximale Betriebsdrehzahl liegt bei

$$n_{\max.} \approx 0,65 * n_{kr} = 0,65 * 57308 = 37250 [1/\text{min}] .$$

### 4.5.4 Kupplung

Verwendet man wie vorgesehen M8\*1 Schafschrauben mit der Festigkeitsklasse 12.9, so erhält man ein maximal aufgrund der Reibung, übertragbares Drehmoment von ( Reibpartner Stahl-Stahl  $\mu=0,15$  ):

$$M_K = \frac{F_S * n * \mu * D_{LK}}{2} = \frac{31100 * 8 * 0,15 * 0,1}{2} = 1866 [Nm]$$

Der Sicherheitsfaktor ergibt laut Gleichung 36 mit einem Nenndrehmoment von 1250Nm, wobei in diesem schon ein Stossfaktor von 2,5 berücksichtigt wurde:

$$S = \frac{M_K}{M_{\max}} = \frac{1866}{1250} = 1,49$$

## 5 REGELUNG DER LASTMASCHINE

Das Ziel der Anlage ist, ein Belastungsdiagramm einer Antriebsmaschine zu erhalten. Da wir das Augenmerk auf die maximale Leistung gelegt wird, ist daher nur ein Vollastdiagramm ( siehe Abbildung 43 ) sinnvoll. Mit der Fähigkeit, ein solches erstellen zu können, ergibt sich auch die Möglichkeit die Arbeitsmaschine punktweise, sprich bei beliebiger Drehzahl zu belasten. Um dies zu erreichen, bieten sich bei hydrodynamischen Bremsen prinzipiell 2 Stellgrößen. Der Füllgrad und der indirekt damit zusammenhängende Innendruck der Bremse. Unter Füllgrad versteht man das Verhältnis zwischen den Flüssigkeitsmengen der vollen und der teilgefüllten Belastungsmaschine.



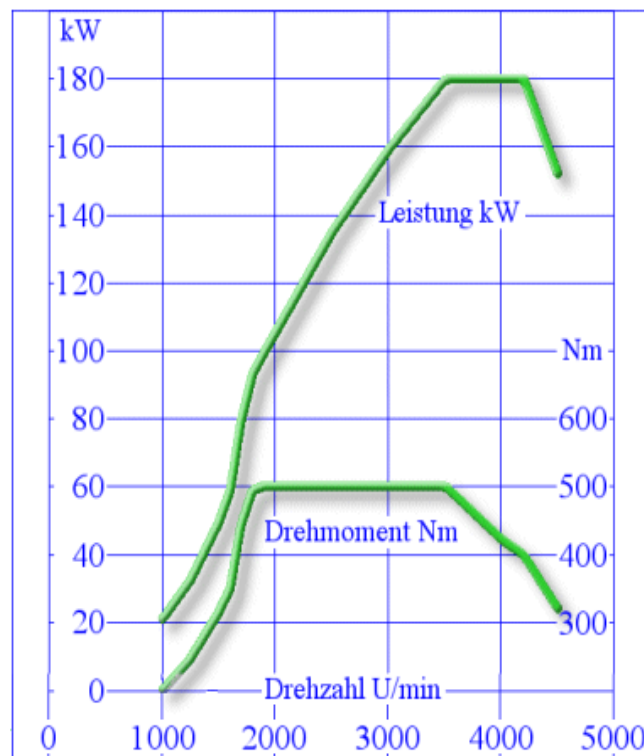


Abbildung 46: Leistungsdiagramm [29]

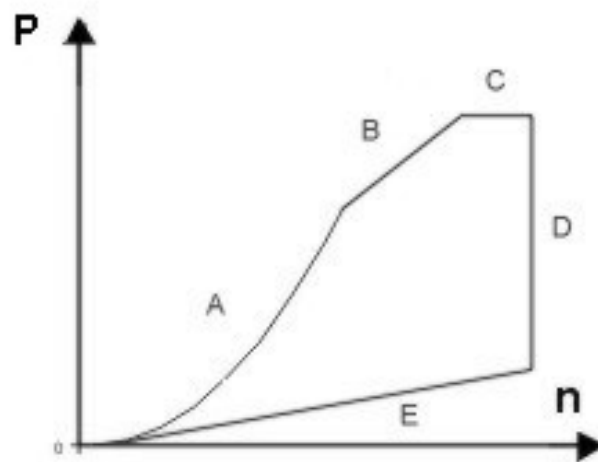


Abbildung 47: Regelkennfeld einer hydrodynamischen Bremse [9]

Die Grenzlinien des Kennfeldes, Abbildung 48, ergeben sich aus:

- Linie A: Bei voller Wasserfüllung der Bremse ist das Moment proportional der Drehzahl zum Quadrat bzw. die Leistung proportional der Drehzahl hoch drei.
- Linie B: konstantes Moment, diese Linie wird durch Festigkeit der Wellen bestimmt

- Linie C: konstante Leistung, diese Linie wird durch die zulässige Erwärmung des Bremsenwassers festgelegt
- Linie D: Linie wird durch die Festigkeit des Rotors bestimmt
- Linie E: untere Leistungsgrenze der Bremse, festgelegt durch den Betrieb der Bremse ohne Wasserfüllung ( Leerlaufreibung ).

Um ein Vollastdiagramm zu erzeugen, läßt man den Motor ohne Belastung auf Höchstdrehzahl beschleunigen. Hat dieser seine Höchstdrehzahl erreicht, beginnt man sukzessive den Füllgrad und entsprechend den Innendruck, je nach Ausführungsart der Hydrobremse, zu steigern. Dies würde einem einfachen Steuerkreis entsprechen, da aber kein Motor und auch die Bremse ( Kennlinie Bild 33 ) kein lineares Verhalten zeigen, ist es notwendig so zu regeln, dass die Drehzahl des Motors mit einer Rate von  $\sim 1000 / 30$  Sek. sinkt.

Dies wird ermöglicht, indem man z.B.: mit dem angegebenen Messsystem die aktuelle Drehzahl und das Drehmoment abfragt und mittels einer Software einen Digital / Analog Umsetzer über eine serielle Schnittstelle eines Rechners ansteuert und mit diesen die Proportionalventile betätigt, welche den Förderstrom und den Innendruck steuern.

## 6 MESSTECHNIK

Die relevanten Leistungsdaten sind das Drehmoment und die Drehzahl. Da ein möglichst einfacher und kostengünstiger Aufbau der gesamten Ausführung gefordert ist, werden hier nur die einfachsten Methoden zur Ermittlung der geforderten Werte betrachtet.

### 6.1 Drehmoment

Wenn es sich bei der Bauart der Leistungsbremse um eine Pendelmaschine handelt, wird das Drehmoment über einen Hebelarm der Länge  $l$  gemessen, der sich mit der Kraft  $F$  auf eine Kraftmessdose abstützt. Mit der einfachen Gleichung 38 erhält man das Drehmoment.

$$M = F * l [Nm]$$

Glg. 41: Drehmomentberechnung

Drehmoment der Kupplung:	M [Nm]
Kraft:	F [N]
Hebelarm:	l [m]

Eine andere Methode, um sich den Konstruktionsaufwand der Pendellagerung zu sparen, ist die Möglichkeit, das Drehmoment der übertragenden Welle zu messen. Diese Messeinrichtung nennt man Messwelle oder Messflansch. Drehmoment-Messflansche messen das Drehmoment mit Hilfe von Dehnungsmessstreifen ( DMS ). Die digitalen Messwerte werden berührungslos vom Rotor zum Stator übertragen. Als Ausgangssignale stehen analoge und digitale Werte zur Verfügung.

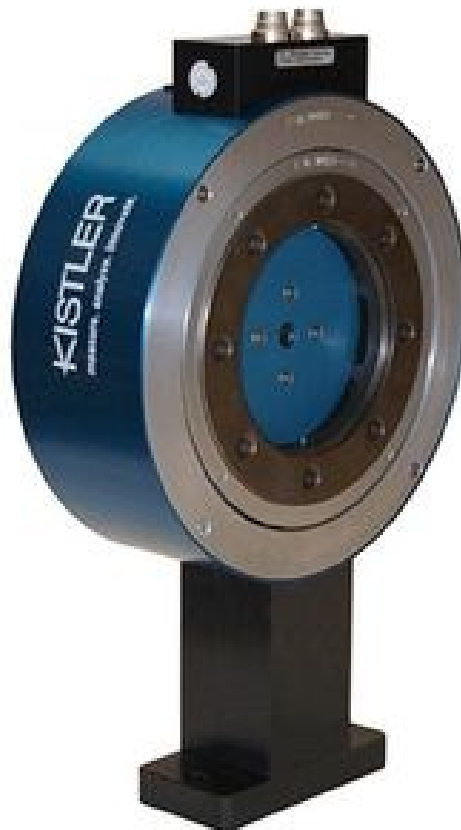


Abbildung 48: Messflansch [30]

## 6.2 Drehzahl

Es bieten sich mehrere Möglichkeiten an:

- Nach dem Induktionsgesetz ist die Spannung in einer Spule proportional zur Geschwindigkeit der Änderung des magnetischen Flusses. Ein rotierender Dauermagnet erzeugt eine Wechselspannung in der Spule. Die Höhe der

Spannung oder die Frequenz können zur Drehzahlmessung verwendet werden.

- Ein Hall - Sensor ( auch Hall - Sonde oder Hall - Geber ) nutzt den Hall - Effekt zur Messung von Magnetfeldern und elektrischen Strömen. Wird ein Sensor, in Bild 30 zu sehen, von einem Strom durchflossen und in ein senkrecht dazu verlaufendes Magnetfeld gebracht, liefert er eine Ausgangsspannung.

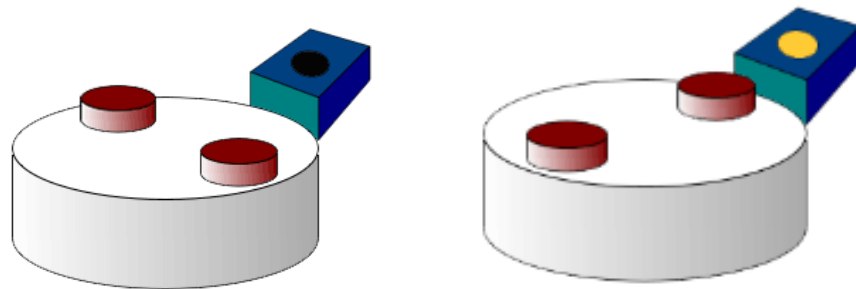


Abbildung 49: Hall Sensor zur Drehzahlerkennung ( Schema ) [31]

- Ein optischer Sensor nützt die Eigenschaften eines "Photodetektors" und liefert bei unterschiedlicher Intensität der auftreffenden Lichtstrahlen eine Spannung ( siehe Bild 31 ). Wird auf einer Welle ein Punkt aufgebracht, dessen Reflektionsvermögen deutlich schwächer ist als der Rest der Oberfläche, kann mithilfe des optischen Sensors die Drehzahl der Welle festgestellt werden.

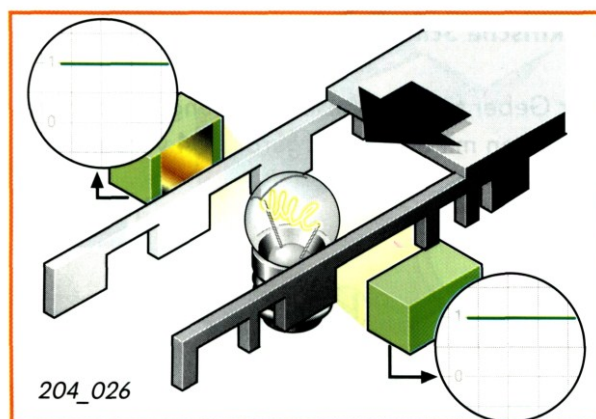


Abbildung 50: Schema eines optischen Sensors [31]

## 6.3 Messsystem

Da die Messergebnisse am Computer ausgewertet werden sollen und auch die Belastung prinzipiell mittels Computers verändert werden soll, ist es sinnvoll, ein Messsystem mit verschiedenen Eingängen ( Analog / Digital ) und auch solchen Ausgängen zu verwenden. Je nach Art des Füllverfahrens, kann das Auslassventil bzw. das Druckregelventil der Bremse über einen solchen Ausgang angesteuert werden.

Ein Beispiel hierfür wäre das Messsystem MOPS ( MOPS steht für **MO**dularer **P**rozessorgesteuerter **S**ignalerfasser ) der Firma CAEMAX Technologie. Das System ist modular aufgebaut, einfach mit einem PC zu verbinden und auf die Bedürfnisse der Prüfstandstechnik ausgelegt.

Dies setzt sich für die beschriebene Anforderung wie folgt zusammen[32]:

### 6.3.1 Grundgerät

- gemischte Erfassung und Ausgabe analoger / digitaler Signale
- max. 1024 Kanäle
- programmierbare Abtastraten je Kanal
- gleichzeitige Einsatzmöglichkeit verschiedener Module für Signalaufbereitung, Filterung, Erfassung und Signalausgabe
- beliebige Verschaltung von Ein- und Ausgängen ( integrierter Kreuzschienenverteiler )
- unterschiedlichste Ausführungen durch modulares Stecksystem
- Master-Slave Kombinationen für fast beliebige Erweiterungen
- komfortable Erkennung und Steuerung aller Module
- Parametrierung aller Kanäle über serielle PC - Schnittstelle
- schnelle parallele Datenkopplung über Interfacekarte im PC
- AC oder DC Stromversorgung verfügbar

Modul zur Drehzahlerfassung:

MOPS RVC Karte

Frequenz- bzw. Impulsratenwandler

- programmierbare Verstärkung des Eingangssignals eines Pulsgebers ( z.B. induktiv, inkremental ein- oder zweiphasig )
- Differenzeingang mit Schwellwertkomparator und Hysterese
- quarzgesteuerte, digitale Periodendauermessung über eine programmierbare Impulszahl ( zur Mittelwertbildung bzw. bei ungleichmäßiger Anordnung der Pulse innerhalb einer Umdrehung )
- programmierbarer Messbereich, mit oder ohne Drehrichtungserkennung
- Umwandlung der ermittelten Periodendauer in eine der Eingangsfrequenz bzw. der Drehzahl proportionalen Größe
- Übergabe des Messwerts an den digitalen MOPS-Bus

### 6.3.2 Modul zur Drehmomenterfassung

MOPS MPA Karte

4 Kanäle programmierbarer Trägerfrequenz oder DC-Verstärker mit Filter und Analog / Digital-Wandler

- Universalverstärker programmierbar als Trägerfrequenz oder DC - Verstärker
- verarbeitet Spannungssignale, Signale von Dehnungsmessstreifen, induktiven und anderen Brücken.
- integrierte Versorgung der Sensoren
- Filterung der Messsignale
- simultane Analog / Digital-Wandlung und Weiterverarbeitung mit Signalprozessor
- 4 unabhängige Kanäle pro Steckkarte

### 6.3.3 Modul zur Temperaturerfassung

MOPS UTC Karte

4 Kanäle universeller Thermoverstärker mit Linearisierung und integriertem A/D-Wandler

- Universalverstärker für Thermosignale von Spannungssensoren und Widerstandsaufnehmern
- integrierte Digitalisierung und Linearisierung
- 4 unabhängige Kanäle pro Steckkarte

## 7 KONSTRUKTION DER ANLAGE

### 7.1 Mechanische Komponenten

#### 7.1.1 Grundrahmen

Anforderungen an den Grundrahmen:

- großer Freiraum für diverse Antriebssysteme
- hohe räumliche Flexibilität und Mobilität
- stabiler, einfacher Aufbau
- schwingungstechnische Entkopplung der Antriebssysteme

Am besten für diese Aufgabe geeignet erscheint ein rollbarer, aus Formrohren ( Hohlprofil DIN 59410 S355J0-60\*60\*5 ) geschweißter Grundrahmen. Siehe Abbildung 51. Alle benötigten Zusatzaufbauten können durch Schraubverbindungen angebracht werden. Die Außenabmessungen sollen 0,9 m in der Breite und 2,5 m in der Länge nicht überschreiten, um die räumliche Flexibilität und Mobilität nicht einzuschränken. Aus diesem Grund wurde die mechanische Leistung der zu konstruierenden Anlage auf etwa 150 kW beschränkt. Eigentlich ausschlaggebender Grund ist ein bestehendes Kühlsystem mit einer Leistung von 300 kW, das für den Betrieb lediglich an den Prüfstand adaptiert werden muss.

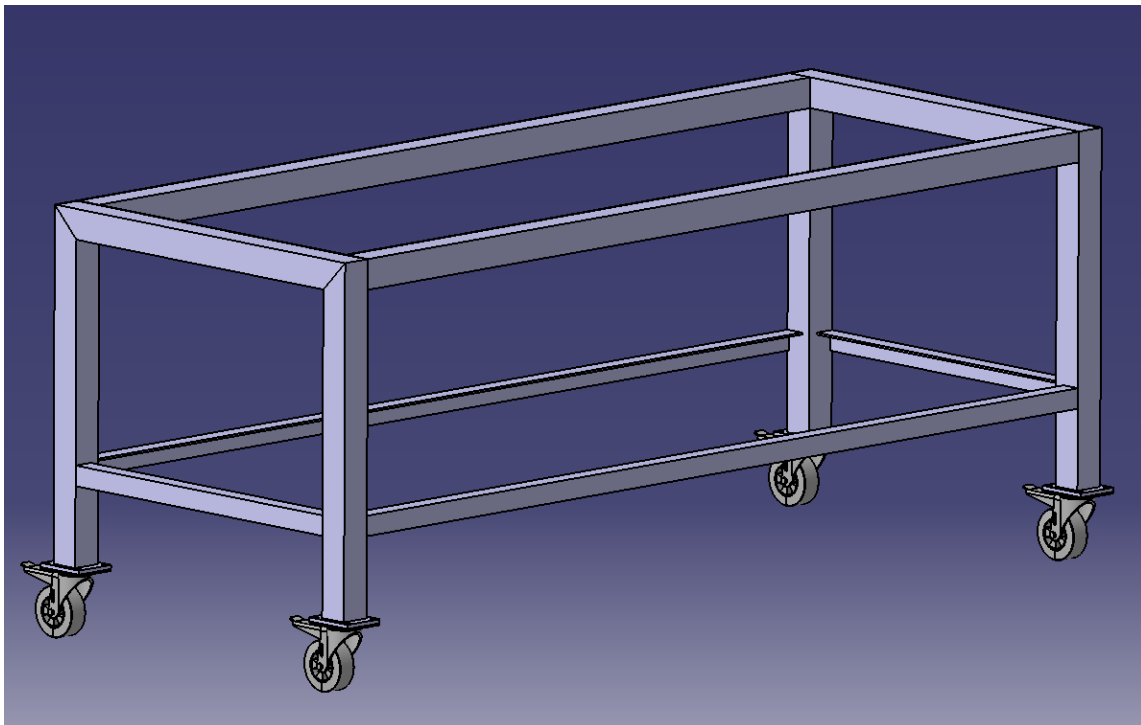


Abbildung 51: Grundrahmen

Das wichtigste Bauteil des Prüfstandes ist die Belastungsmaschine. ( Abbildung 52-55 Detailzeichnungen im Anhang )

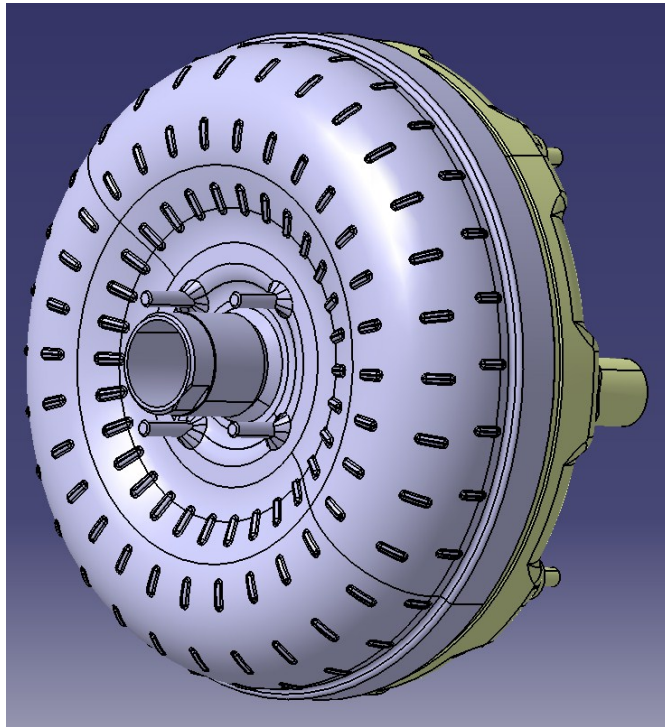


Abbildung 52: Belastungsmaschine gesamt

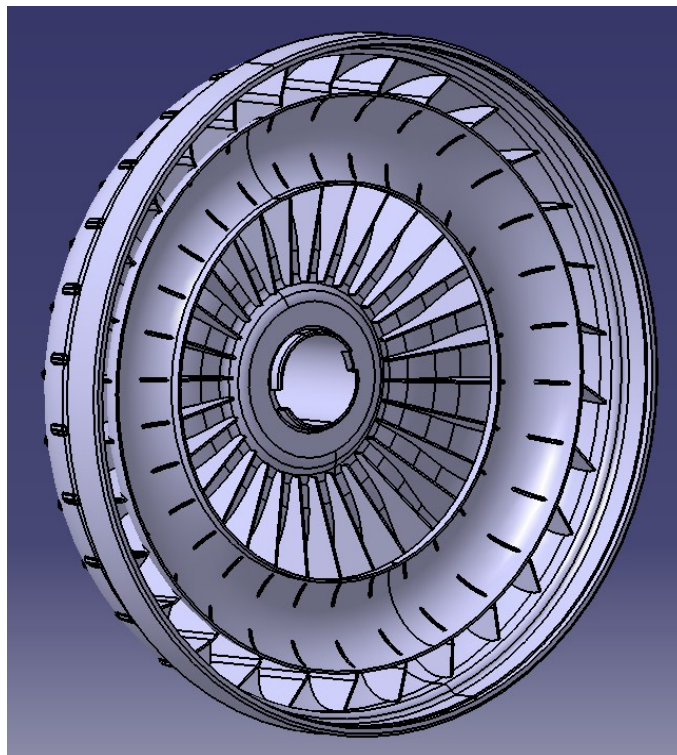


Abbildung 53: Stehender Belastungsmaschinendeckel antriebsseitig



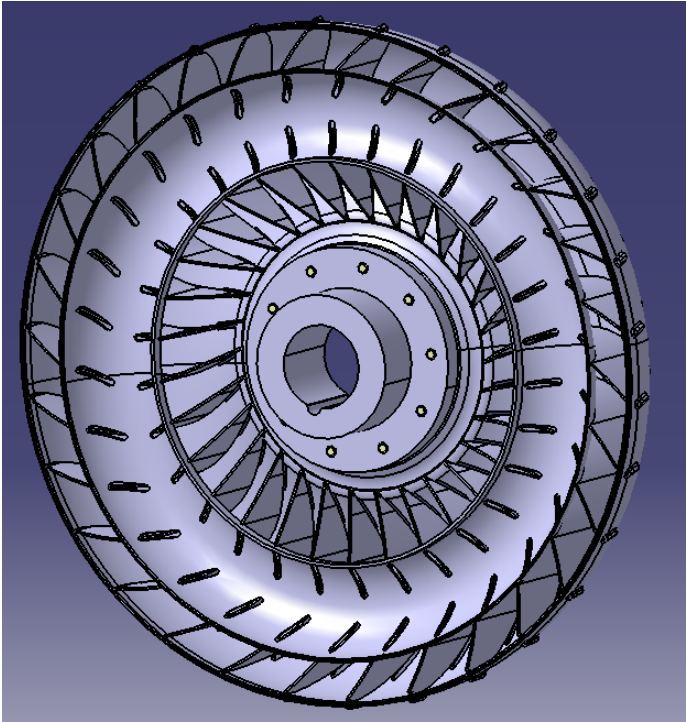


Abbildung 54: Rotierendes Innenteil der Belastungsmaschine

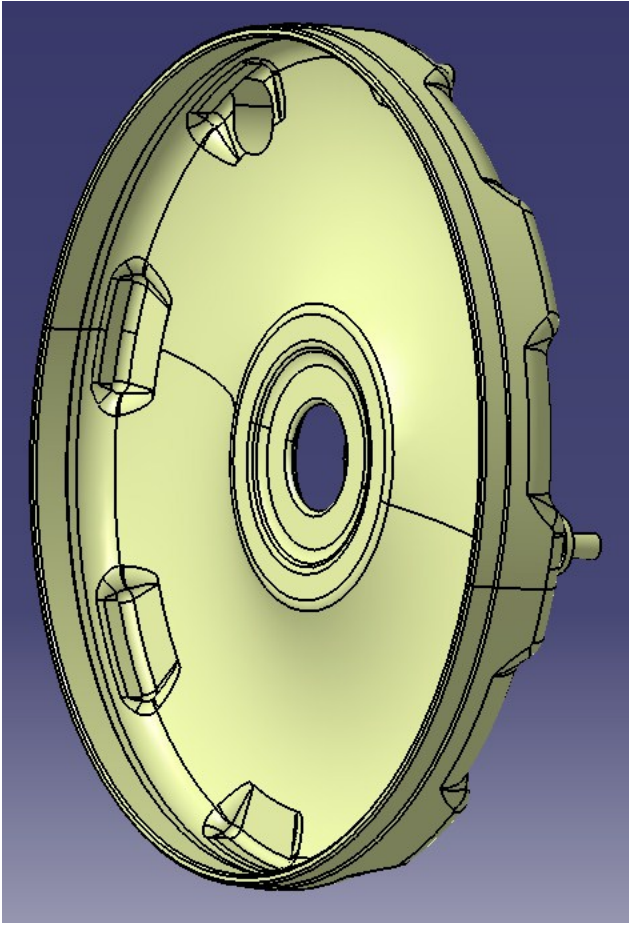


Abbildung 55: Stehender Belastungsmaschinendeckel

Da die Belastungsmaschine als Pendelmaschine auszuführen ist, ergibt sich eine gelagerte Aufhängung. Die Dimensionierung der Lagerung erfolgt aufgrund des Umstandes, dass das Bremsfluid durch das Lager in die Belastungsmaschine einzubringen ist. Die Stehlager sind vom Typ SKF 510.

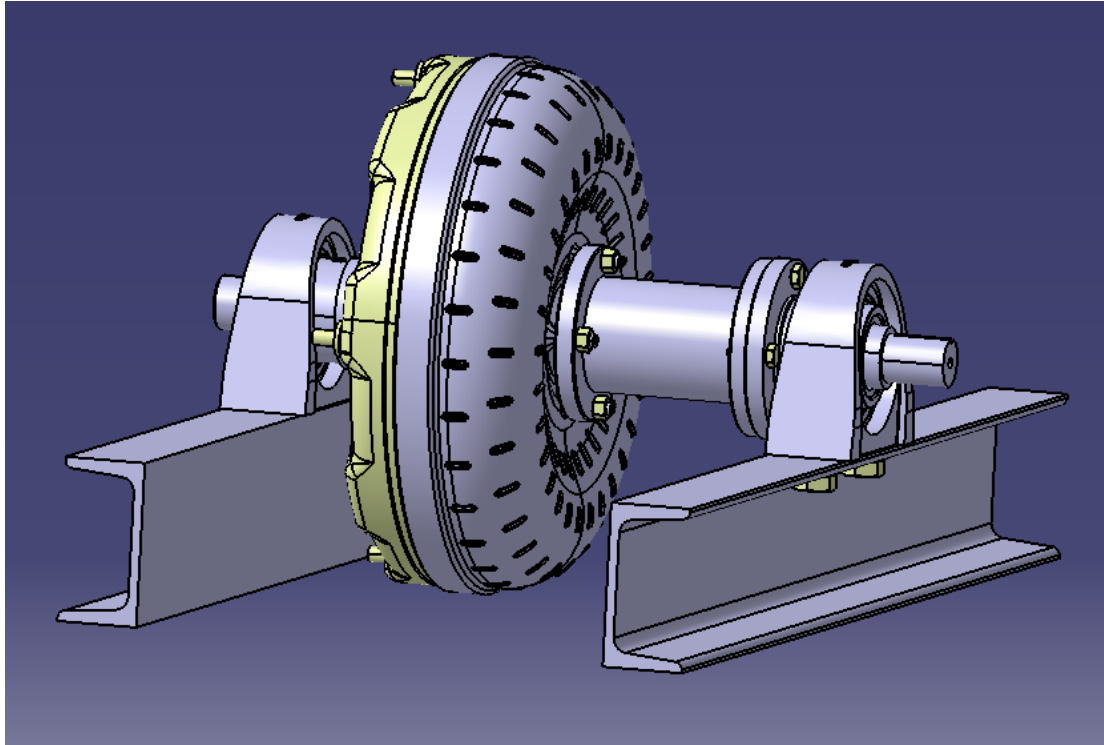


Abbildung 56: Gelagerte Belastungsmaschine 1

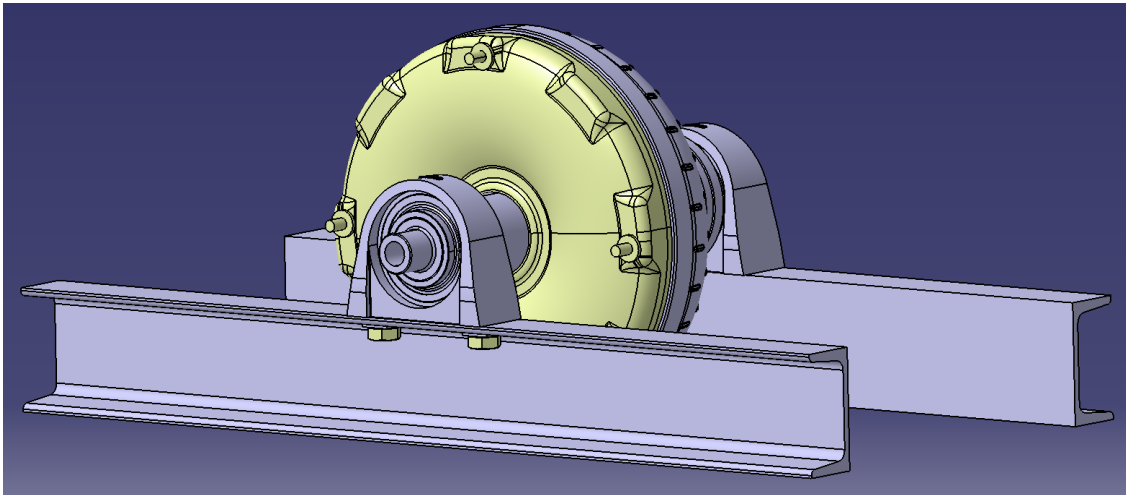


Abbildung 57: Gelagerte Belastungsmaschine 2

Um den Betriebsfluidbehälter möglichst platzsparend unterzubringen, wird über die Belastungsmaschine ein Formrohrgestell konstruiert, welches später die elektrische Schalteinheit beinhaltet, sowie gleichzeitig einen Spritzschutz bei möglichen Flüssigkeitsaustritt bildet.

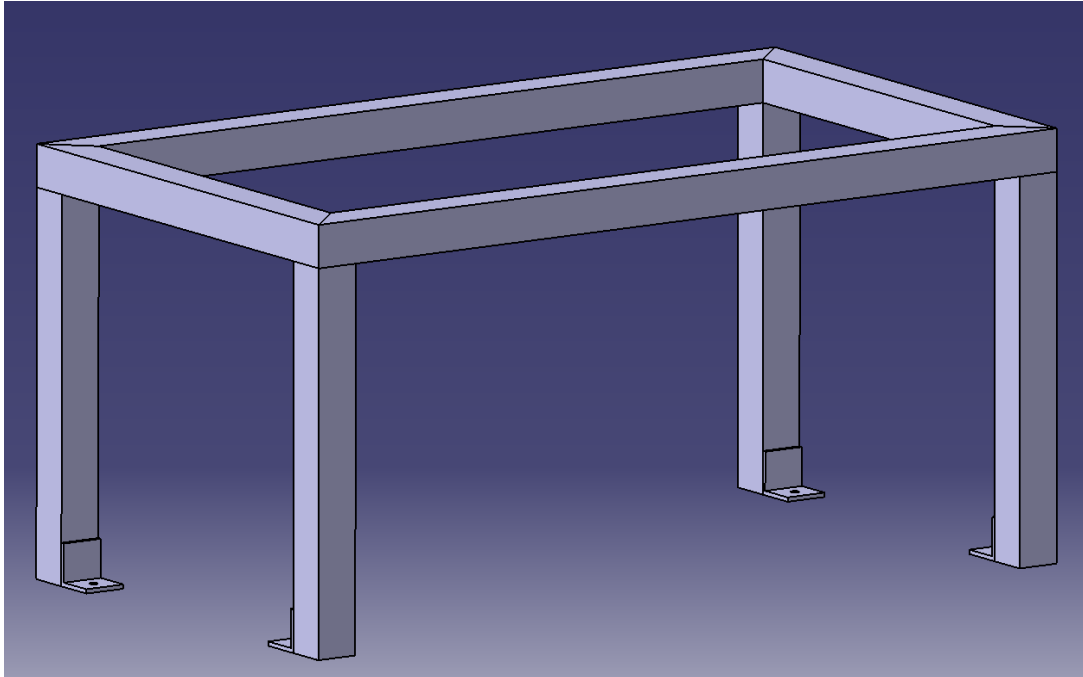


Abbildung 58: Behälterrahmen

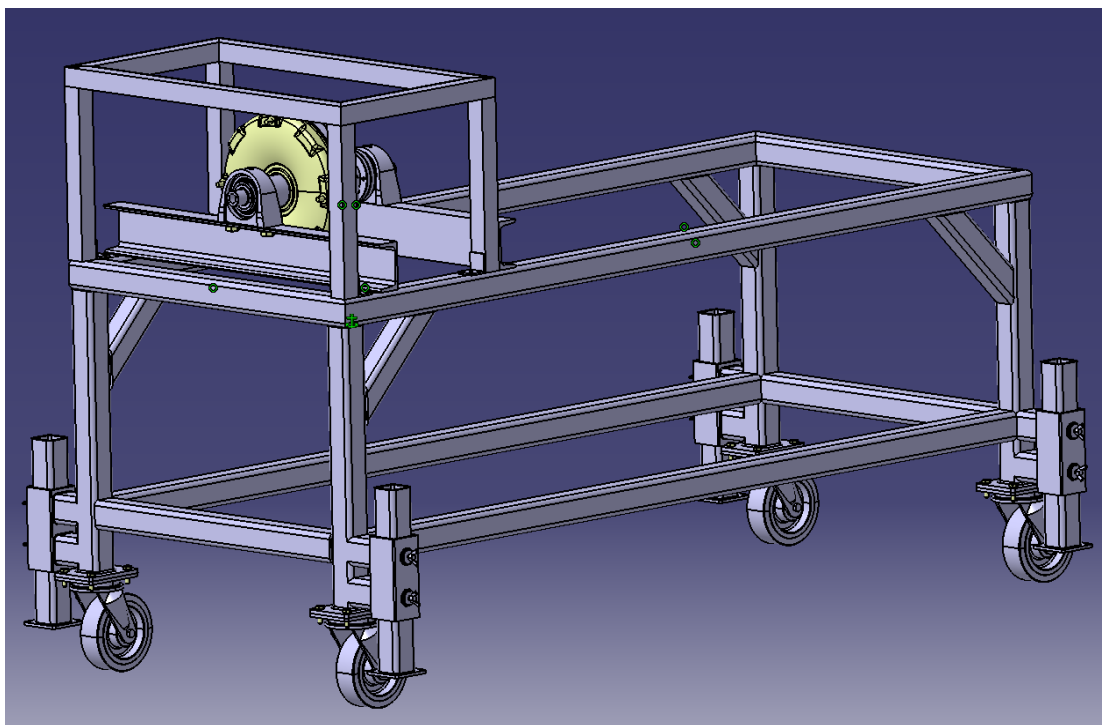


Abbildung 59: Gesamtrahmen mit Behältergestell

Der Kühler wird an der, der Bremse gegenüberliegenden Stirnseite des Rahmens befestigt. Die Pumpe, welche die hydrodynamische Bremse speist, wird unmittelbar unterhalb der Bremse angebracht, um die Druckleitung möglichst kurz ausführen zu können. Um die Kühlung zu gewährleisten, wird hinter dem Kühler ein Lüfterrad montiert. Dieses Lüfterrad wird von einem Motor angetrieben, welcher sich platzsparenderweise im unteren Bereich des Rahmens befindet. Die Kraftübertragung erfolgt mittels Taber - Spannbuchsen und Keilriementrieb. Eine beliebige Übersetzung ist dadurch wählbar ( Siehe Abbildung 60 ). Um die Kühlung effektiver gestalten zu können, ist es notwendig, den Lüfter einzuhäusen. Dadurch wird auch die Gefahr von Verletzungen wesentlich herabgesetzt. Die Einhausung ist so ausgeführt, dass ein unabsichtliches Berühren des laufenden Lüfterrades nicht möglich ist.

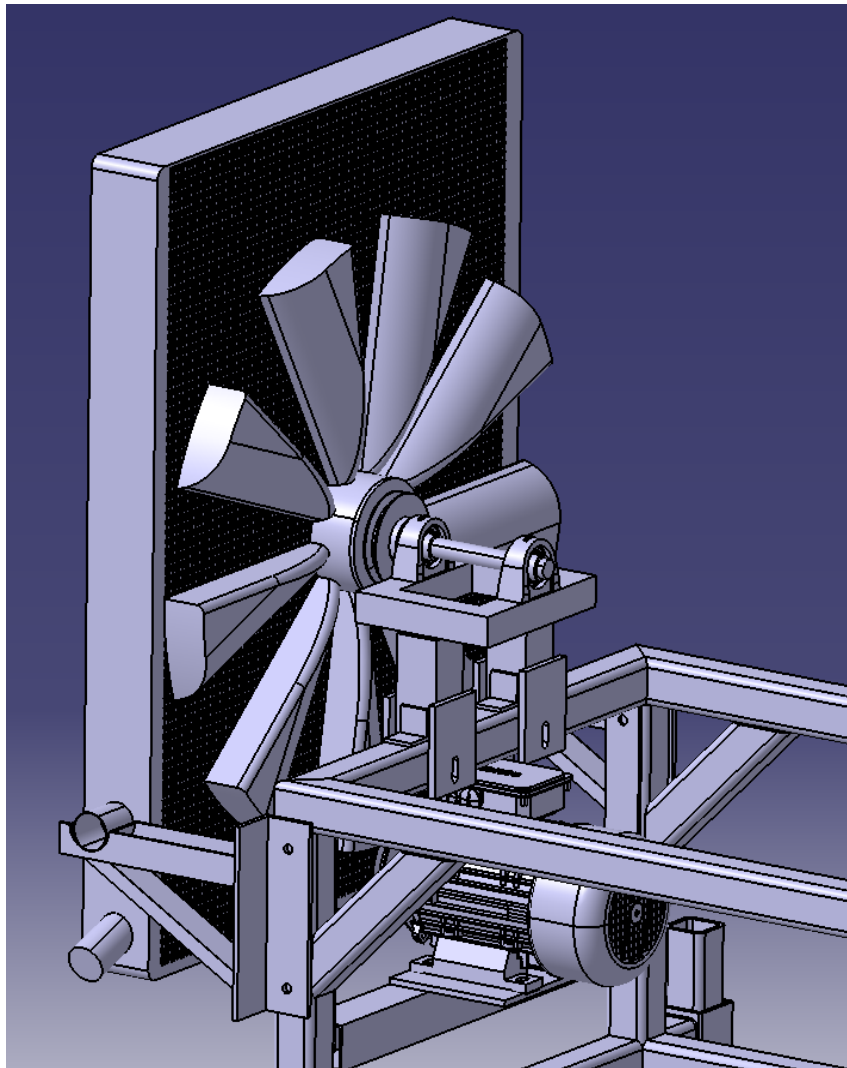


Abbildung 60: Kühler mit Lüfterantrieb ohne Hutze

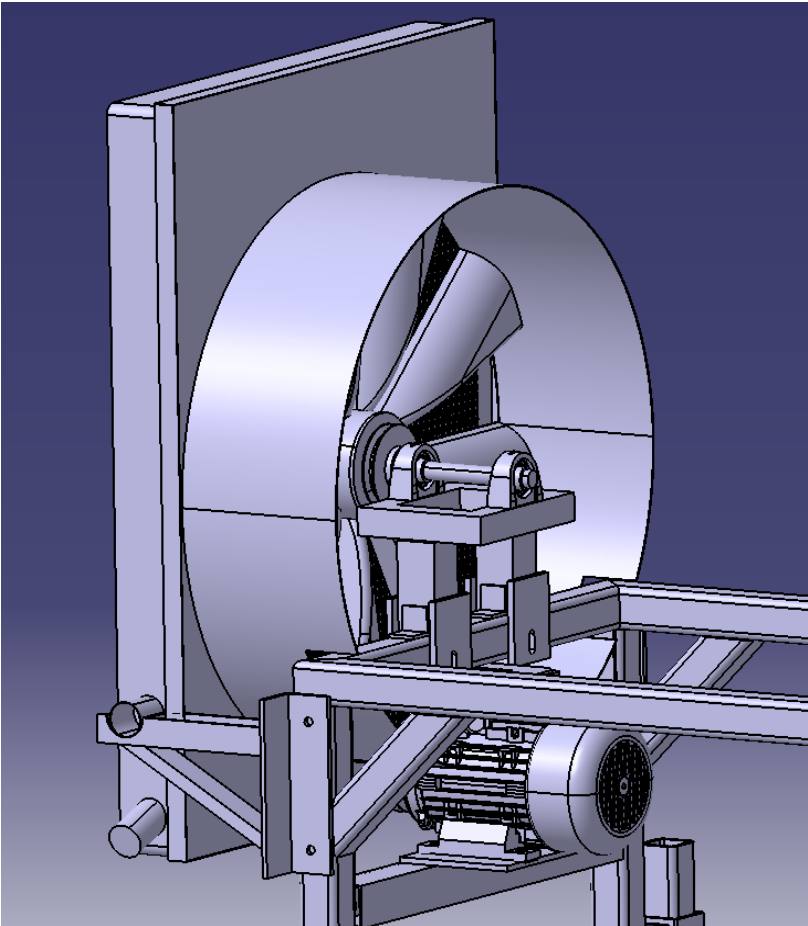


Abbildung 61: Lüfterhaube

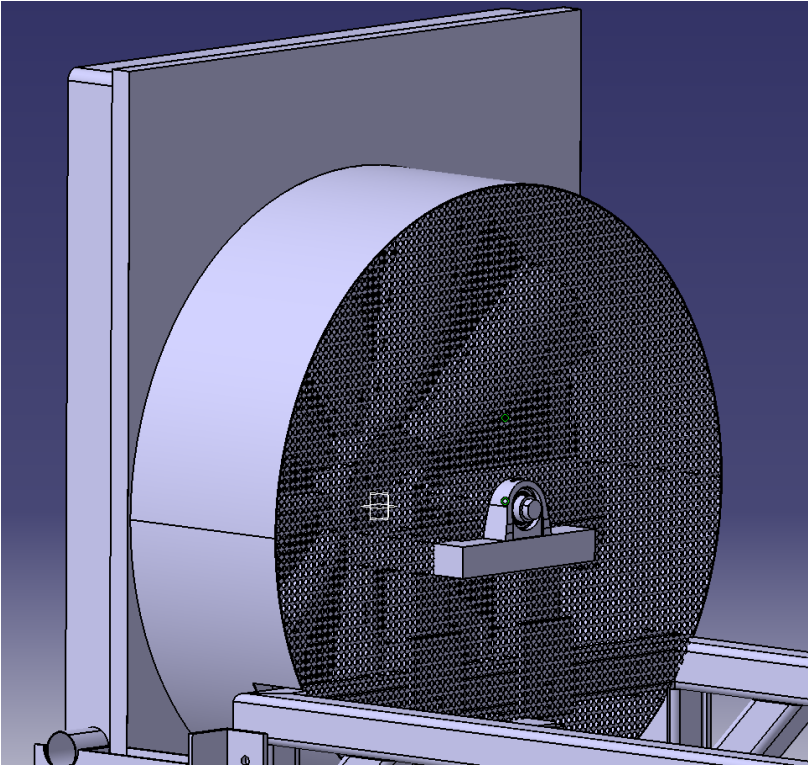


Abbildung 62: Lüftereinhausung, komplett

Die beiden Pumpen sind unterhalb des Behälters platziert. Da sie bauartbedingt nicht selbstansaugend sind, besteht durch diese Anordnung nicht die Gefahr eines "Trockenlaufens". Ebenfalls bringt dies Vorteile beim Entleeren des gesamten Systems.

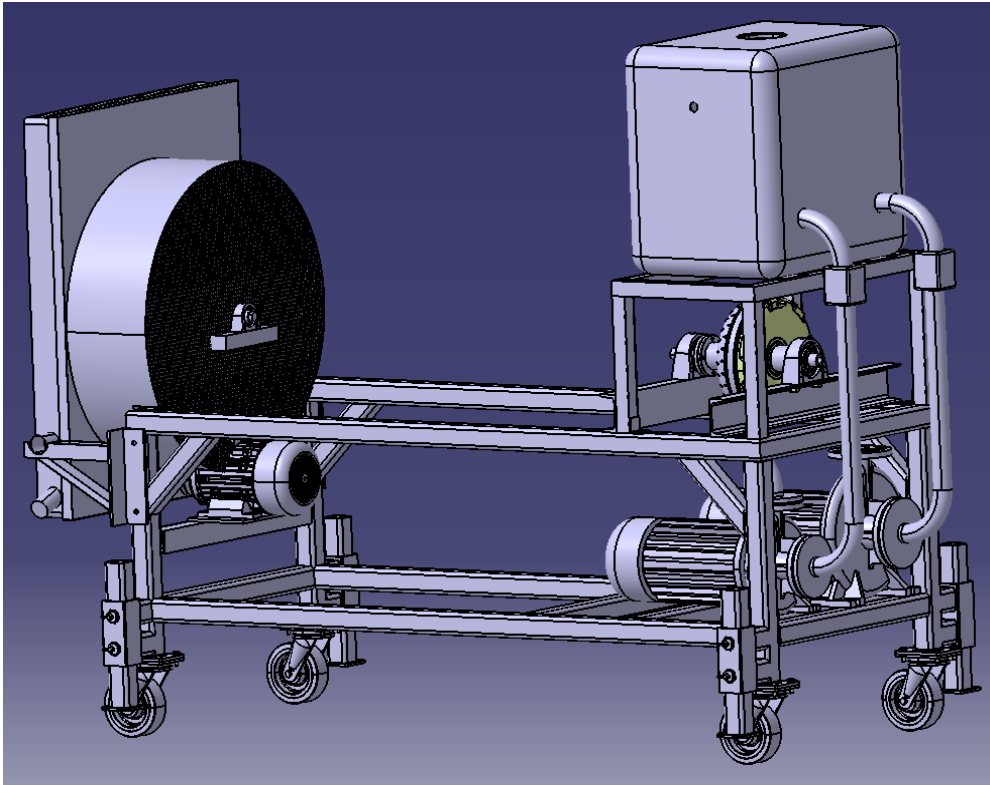


Abbildung 63: Lage der Pumpen

Der Flüssigkeitskreislauf der Kühlpumpe ist folgendermaßen aufgebaut:

Behälter => Ventil => Pumpe => Kühler => Behälter

Der Flüssigkeitskreislauf der Speisepumpe:

Behälter => Ventil => Bremse => Behälter

Die Anordnung der Anschlüsse im Behälter ist so gewählt, dass die gekühlte Flüssigkeit unmittelbar gegenüber dem Sauganschluß der Speisepumpe liegt. Alle Leitungen auf der Saugseite der Pumpen sind als metallische Rohrleitungen ausgeführt. Die Druckleitungen hingegen sind mit drucksicheren ( bis 20 bar ) Schläuchen ausgeführt. Der maximale Pumpendruck beträgt 8 bar. Abbildung 64 und 65 zeigen die vollständige Konstruktion des Prüfstandes. Die elektrischen Komponenten wie Relais, Schalter etc. sind nicht dargestellt. In Kapitel 7 bzw. 8 wird näher darauf eingegangen.

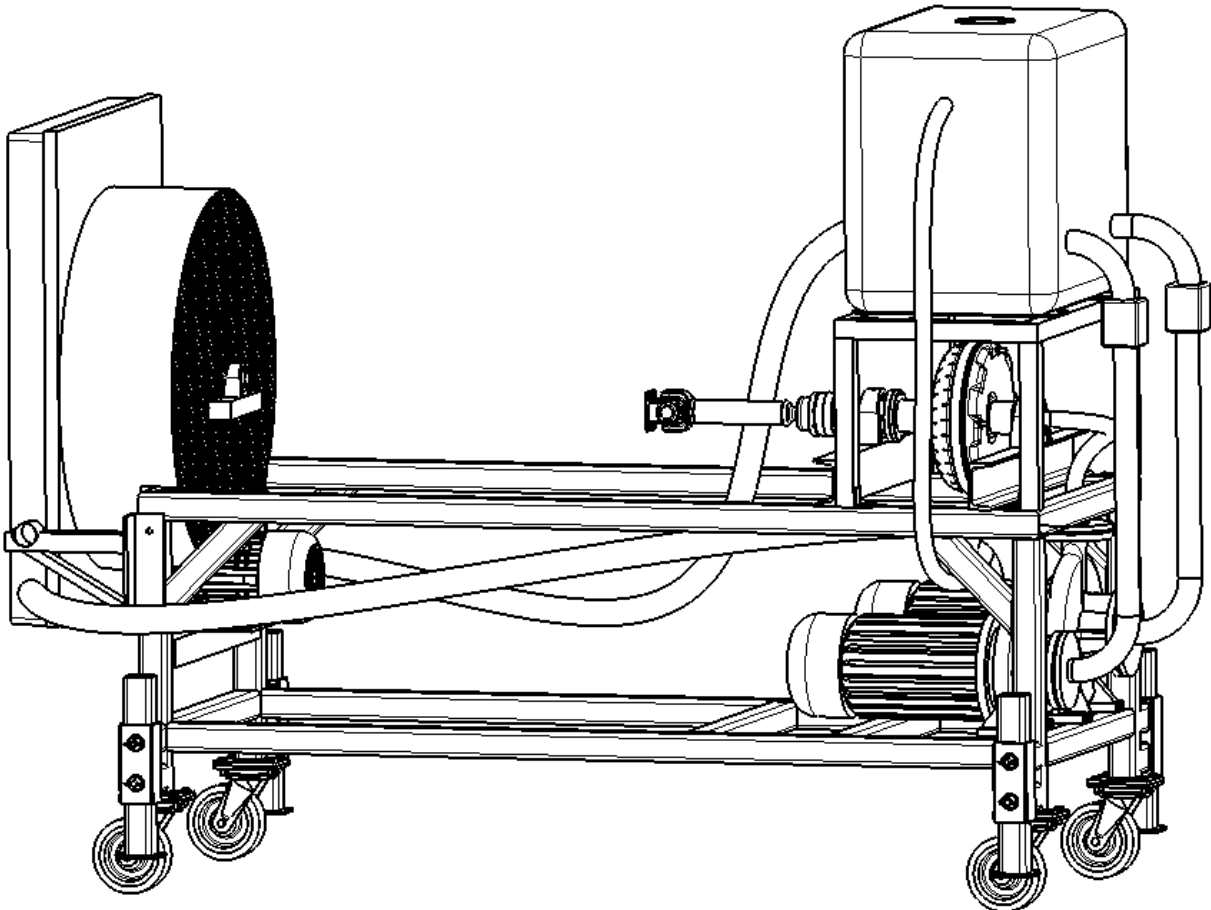


Abbildung 64: Vereinfachte isometrische Ansicht des Prüfstandes 1

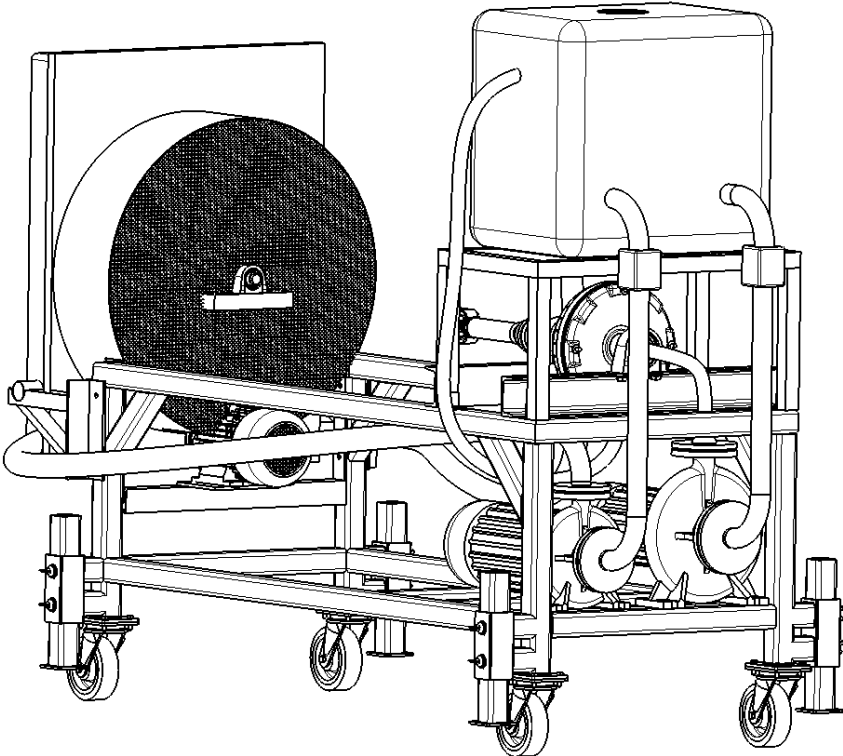


Abbildung 65: Vereinfachte isometrische Ansicht des Prüfstandes 2

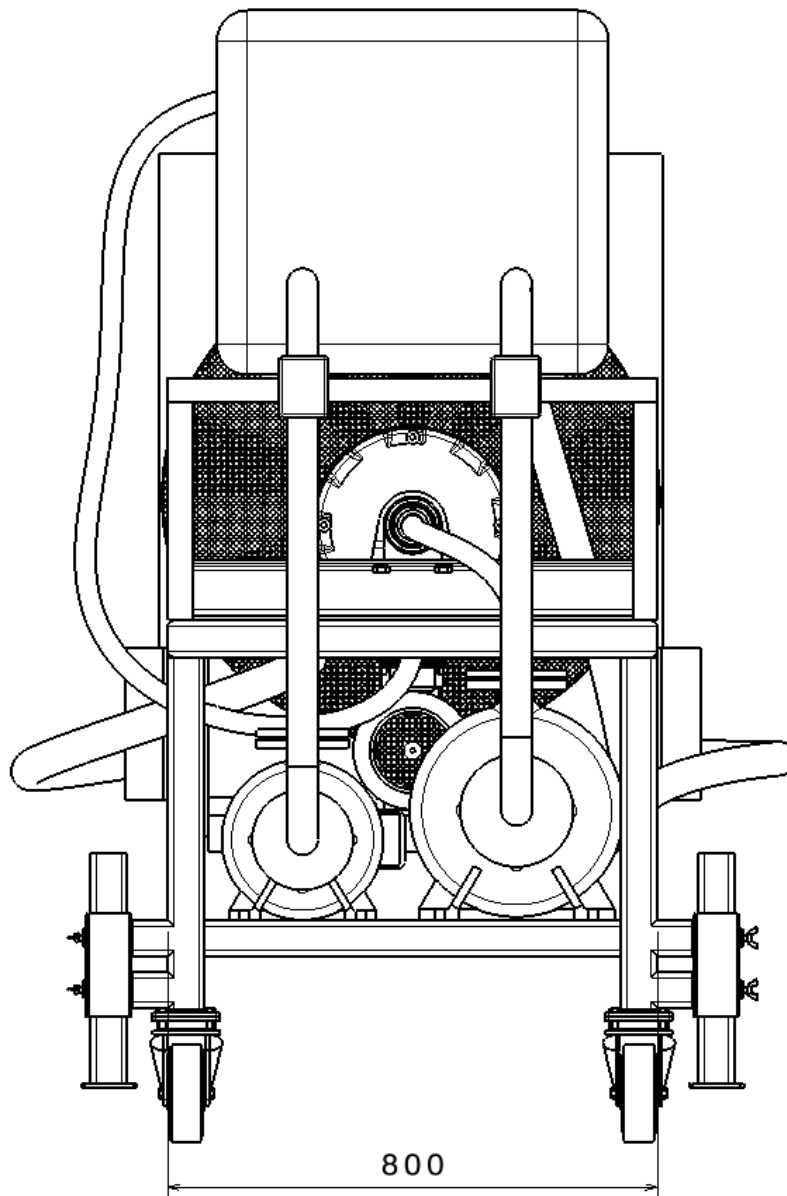


Abbildung 66: Vorderansicht des Prüfstandes

Die seitlichen Rahmenstützen sind optional und in der realen Konstruktion nicht vorhanden.



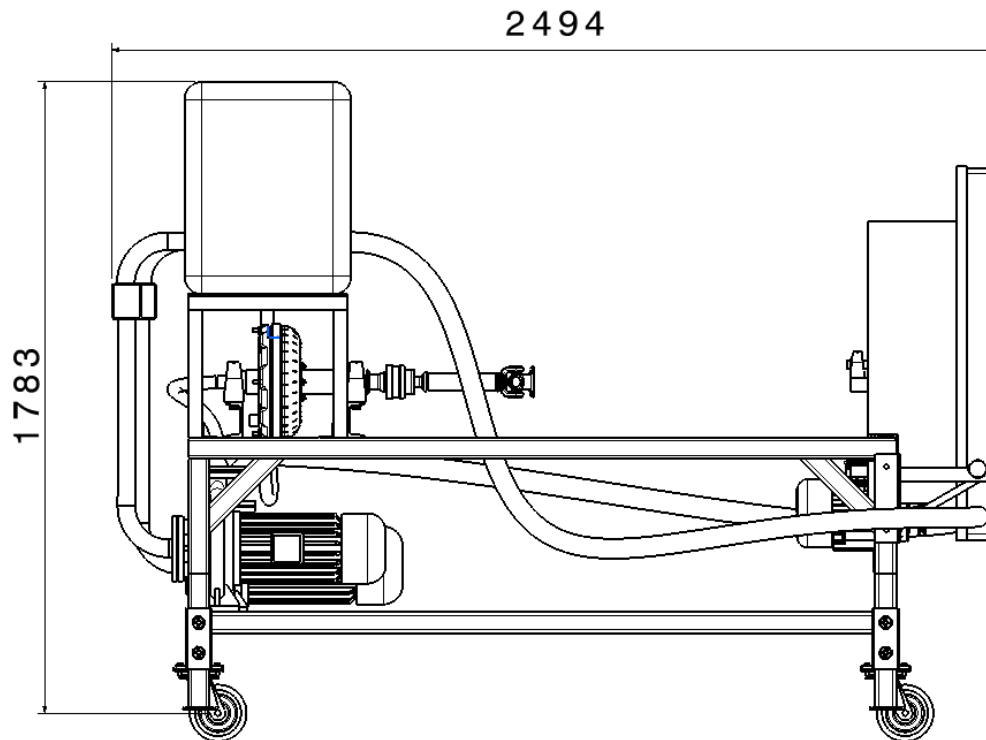


Abbildung 67: Seitenansicht des Prüfstandes

## 7.2 Elektrische Komponenten

Als elektrische Komponenten sind anzuführen:

- Antrieb der Kühlwasserpumpe
- Antrieb der Speisepumpe für hydrodynamische Bremse
- Motor für Lüfterantrieb

Um diese in einem sicherheitstechnisch unbedenklichen Zustand betreiben zu können, bedarf es an einiger Schalter und Taster. ( siehe Abbildung 68 und 69 )

- Steuerstromkreis

L1 230V 50Hz

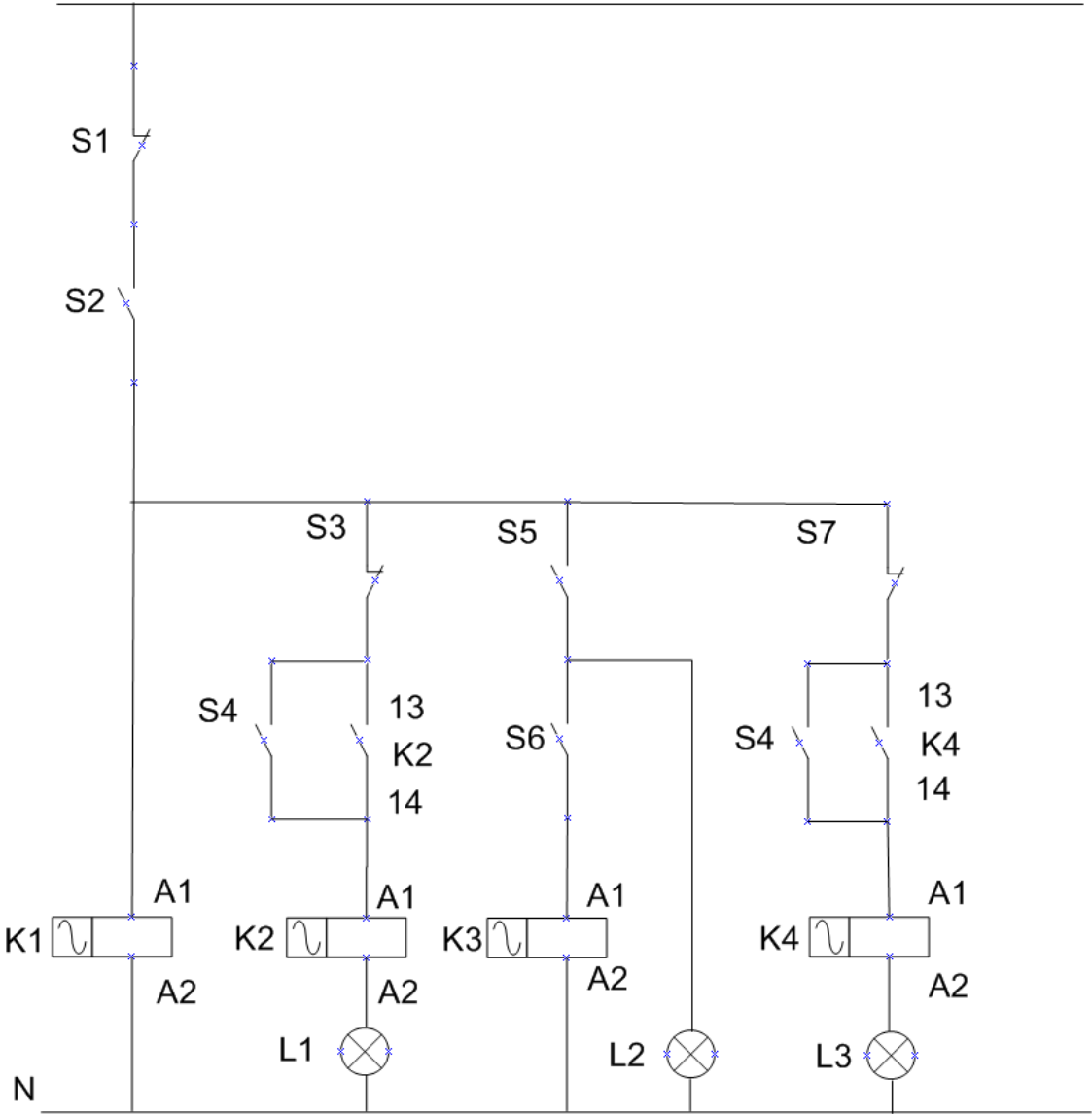


Abbildung 68: Steuerstromkreis 230V 50Hz

- Arbeitsstromkreis

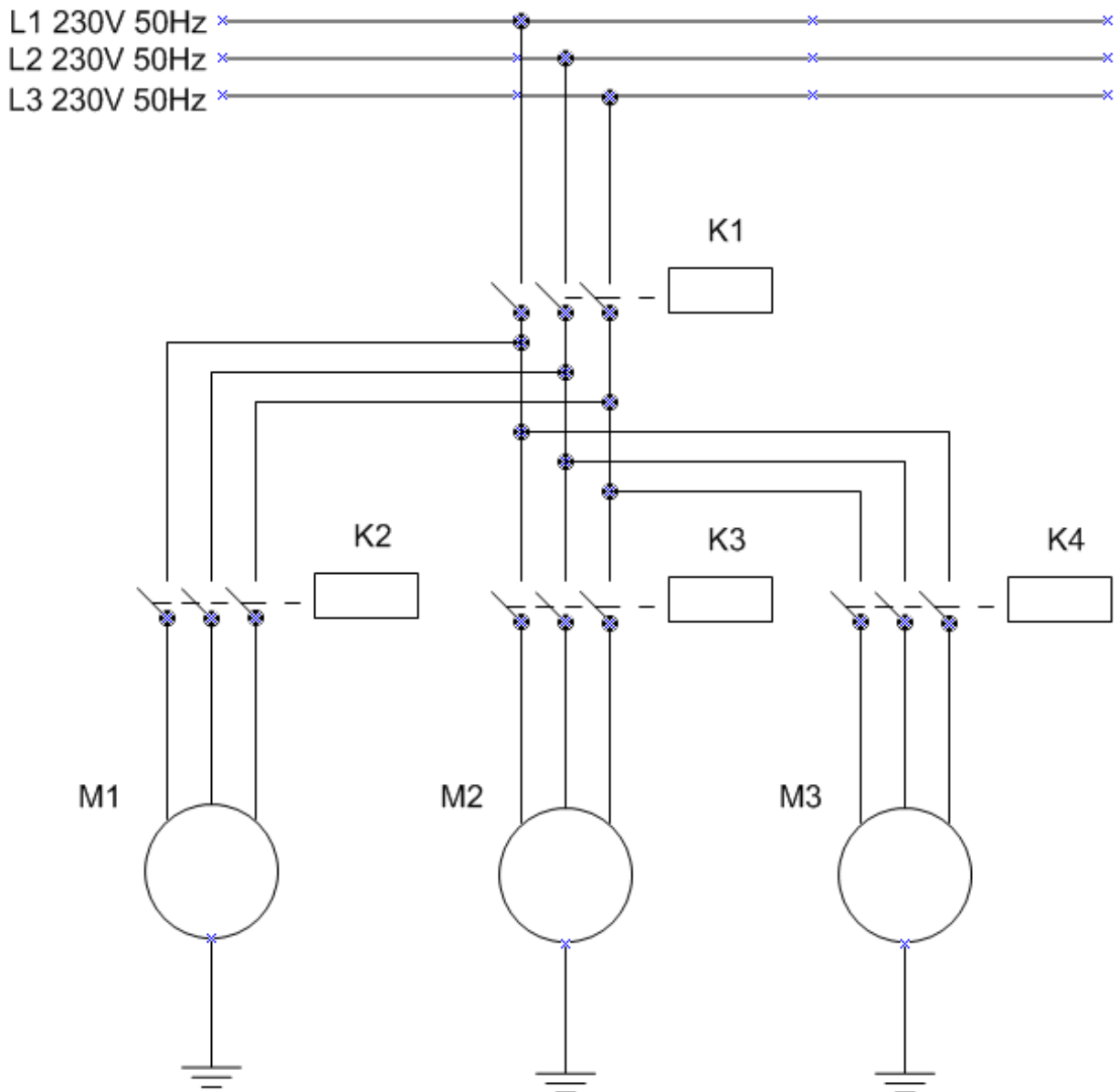


Abbildung 69: Arbeitsstromkreis

- S1: NOT - AUS - Taster
- S2: Hauptschalter Schließer
- S3: Taster Öffner
- S4: Taster Schließer
- S5: Schalter Schließer einrastend
- S6: Thermoschalter ( Schalttemperatur~85° C )
- S7: Taster Öffner

- S8: Taster Schließer
- L1: Speisewasserpumpe in Betrieb
- L2: Kühlpumpe in Betrieb
- L3: Ventilator läuft selbstständig an
- K1: 3 phasiger Schütz 32 A " Gesamtanlage "
- K2: 3 phasiger Schütz - 9 A " Kühlwasserpumpe"
- K3: 3 phasiger Schütz - 9 A " Ventilatormotor "
- K4: 3 phasiger Schütz - 16 A " Speisewasserpumpe "
- M1: Motor Kühlwasserpumpe
- M2: Motor Ventilator
- M3: Motor Speisewasserpumpe

## **8 BAU UND INBETRIEBNAHME DER ANLAGE**

### **8.1 Allgemeines**

Der Bau dieses Prüfstandes erfolgte am Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre. Aufgrund der finanziellen Mittel ist die gebaute Version nicht identisch mit der geplanten bzw. konstruierten Version. Es wurden teilweise vorhandene, gebrauchte Bauelemente verwendet bzw. abgeändert, um den Anforderungen gerecht zu werden. Um die Anlage auf Funktionstüchtigkeit überprüfen zu können, wurde als Versuchsmotor ein Verbrennungsmotor vom Fabrikat OPEL, Typ 13N mit einer Nennleistung von 44 kW bei 5800 1/min sowie einem maximalen Drehmoment von 94 Nm zwischen 3400 - 3800 1/min auf dem Prüfstand aufgebaut. Die Messwerte wurden mittels einer Kraftmessdose zur Messung des Drehmomentes bzw. einem Drehzahlsensor aufgenommen und mit einem Spider 8 Messverstärker ( Fa. HBM ) ausgewertet. Die aufgenommenen Werte wurden mithilfe eines Excel-Files in ein Diagramm umgewandelt.

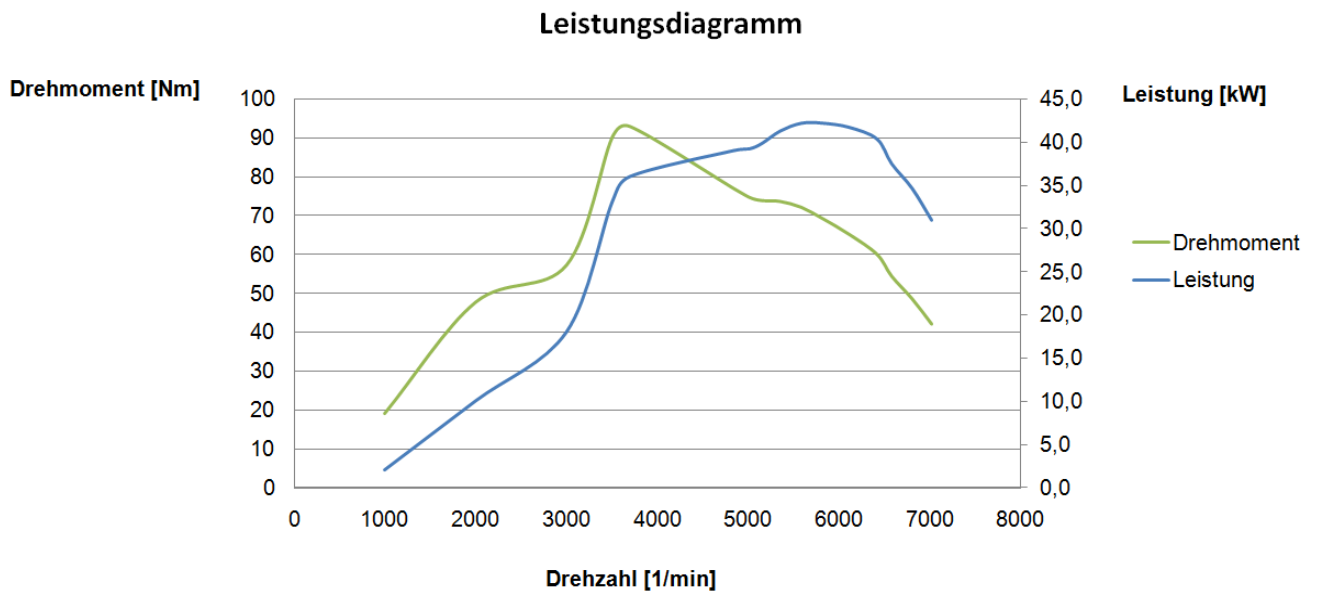


Abbildung 70: Ausgewertetes Leistungsdiagramm

Die aufgenommenen Werte entsprechen fast exakt den Werten laut Datenblatt.



Abbildung 71: Motor am Prüfstand

Die elektrischen Installationen sind gemäß der VDI Richtlinie 2010 für Elektroinstallationen mit größtmöglichem Maß an Sicherheit für den Bediener vom Verfasser dieser Arbeit durchgeführt worden. Dieser Prüfstand besitzt kein CE-Zertifikat und darf nur von speziell unterwiesenen Personen in Betrieb genommen werden.

## 8.2 Vorgehensweise bei der Inbetriebnahme

Die Inbetriebnahme darf nur von geschulten Personen durchgeführt werden. Körperliche Eignung und technisches Verständnis sind Grundvoraussetzung. Die hier angeführte Vorgehensweise gilt nur für den Betrieb mit einem Verbrennungsmotor ( Stand Juni 2011 ).

Vor dem Anschließen der Maschine an eine Stromquelle ( nur mit der dafür vorgesehenen 380 V, 32 A, 50 Hz Steckdose ) ist die komplette Anlage auf Auffälligkeiten zu überprüfen. Folgende Punkte sind speziell zu beachten:

- Ist Betriebsflüssigkeit ausgetreten
- Sind alle Teile fest verschraubt, speziell die Schutzvorrichtungen
- Ist die Anschlußsteckdose unbeschädigt
- Sind alle Kabel in den vorgesehenen Führungen
- Ist der NOT - AUS - Taster leicht gängig
- Sind die Kühlrippen sauber
- Sind die Serviceintervalle des Prüfmotors eingehalten worden
- Befindet sich ausreichend Betriebsflüssigkeit im Behälter
- Befinden sich keine Gegenstände in der Nähe, die durch den Lüfter umfallen, vertragen etc. werden können
- Bin ich mit der Handhabung bzw. Regelung ausreichend vertraut
- Wo befindet sich der nächste Feuerlöscher
- Wo befindet sich der nächste Verbandskasten
- Sind alle Personen in unmittelbarer Nähe darüber informiert, dass beabsichtigt wird, den Prüfstand zu starten

Wenn alle diese Punkte gewissenhaft überprüft wurden, kann man die Versorgungsleitung 380 V, 32 A, 50 Hz an die Anlage anschließen. Der Hauptschalter muss sich in OFF - Stellung befinden und der NOT - AUS - Taster eingerastet sein. Als erstes ist die Funktion des NOT - AUS - Tasters zu überprüfen. Dabei wird der NOT - AUS - Taster gelöst und der Hauptschalter auf " ON " gedreht. Danach ist der NOT - AUS - Taster zu drücken. Wie im Ernstfall erfolgt dies durch einen Schlag auf den Kopf des Tasters, dabei muss deutlich das Abfallen des Hilfskontaktes des Hauptrelais zu hören sein. Nun sind alle anderen Taster zu drücken. Es muss alles funktionslos sein. Ist die Funktion des NOT - AUS - Tasters überprüft, kann man sich vergewissern, ob alle Taster gemäß ihrer Beschriftung funktionieren. Sicherheitshalber ist stets eine Hand in unmittelbarer Nähe des NOT - AUS - Tasters zu halten. Die Funktion des Sicherheitstasters gilt auch für das 12V Netz des Verbrennungsmotors. Durch Drücken dieses Tasters wird die gesamte Anlage stromlos geschaltet.

Nun soll die Zulaufleitung der Speisepumpe für die hydrodynamische Bremse geschlossen und die Pumpe ca. 10 sec. lang in Betrieb genommen werden. Es wird dadurch sichergestellt, dass sich keine Flüssigkeit mehr in der Bremse befindet. Dies soll zu einem leichteren Start des Motors verhelfen, da sich der Drehwiderstand erheblich reduziert, wenn sich keine Flüssigkeit in der Bremse befindet. Vor dem Startvorgang des Verbrennungsmotors sind die Kontakte mit der 12 Volt Batterie herzustellen und die Ventile für den Kühlkreislauf des Verbrennungsmotors zu öffnen. Die Batterien der Temperatursensoren sind einzusetzen. Sie zeigen jeweils die Temperatur der Flüssigkeit am Speisepumpenausgang sowie die Temperatur der Flüssigkeit am Kühlkreislaufeingang des Verbrennungsmotors. Der Motor kann nun gestartet werden. Dazu ist der Zündungsschalter zu drücken, es sollte ein grünes Licht aufleuchten. Dies bedeutet, dass bei der Zündung eine Spannung anliegt. Ebenso leuchtet die Kontrolleuchte für den Öldruck und die Ladekontrolleuchte der Lichtmaschine. Diese beiden sollten nach wenigen Sekunden des Motorlaufs erlöschen. Leuchten Sie während des Betriebs plötzlich auf, ist sofort der NOT - AUS - Taster zu drücken und Nachschau zu halten. Die anderen Kontrolleuchten dienen zur optischen Kontrolle, ob eine Pumpe oder der Ventilator eingeschaltet ist. Es handelt sich um eine logische Verschaltung. Beim Ventilator gibt es drei gekennzeichnete Stellungen. In der Stellung "Automatik" leuchtet eine rote Kontrolleuchte. Sie sagt aus, dass der Ventilator ab einer

Speisepumpeneingangstemperatur von 75° C selbständig anläuft und sich erst bei einer Temperatur von 65° C wieder ausschaltet.

Nachdem sich beide Kühlkreisleitungen erwärmt haben, das Motorthermometer soll ca. 70° C. anzeigen, kann mit einem Mess - Belastungsvorgang gestartet werden. Der Motor hat Betriebstemperatur erreicht. Der Vorgang zu einer konkreten Messung wird hier nicht erklärt, da es viele verschiedene Vorgehensweisen geben kann. Der Motor wird je nach Füllgrad in der hydrodynamischen Bremse unterschiedlich stark belastet. Um eine Belastung aufzubringen, ist die Speisepumpe bei geschlossenen Zulaufventil einzuschalten und mittels des Handregelventils kann nun die gewünschte Belastung aufgebracht werden. Man spricht von einer Füllgradregelung. Durch Schließen des Zulaufventils wird die Last wieder weggenommen. Die Drehzahl des Motors wird über einen Schiebehebel am Bedienpult gesteuert. Er ist zu vergleichen mit dem "GAS"- Pedal im PKW.

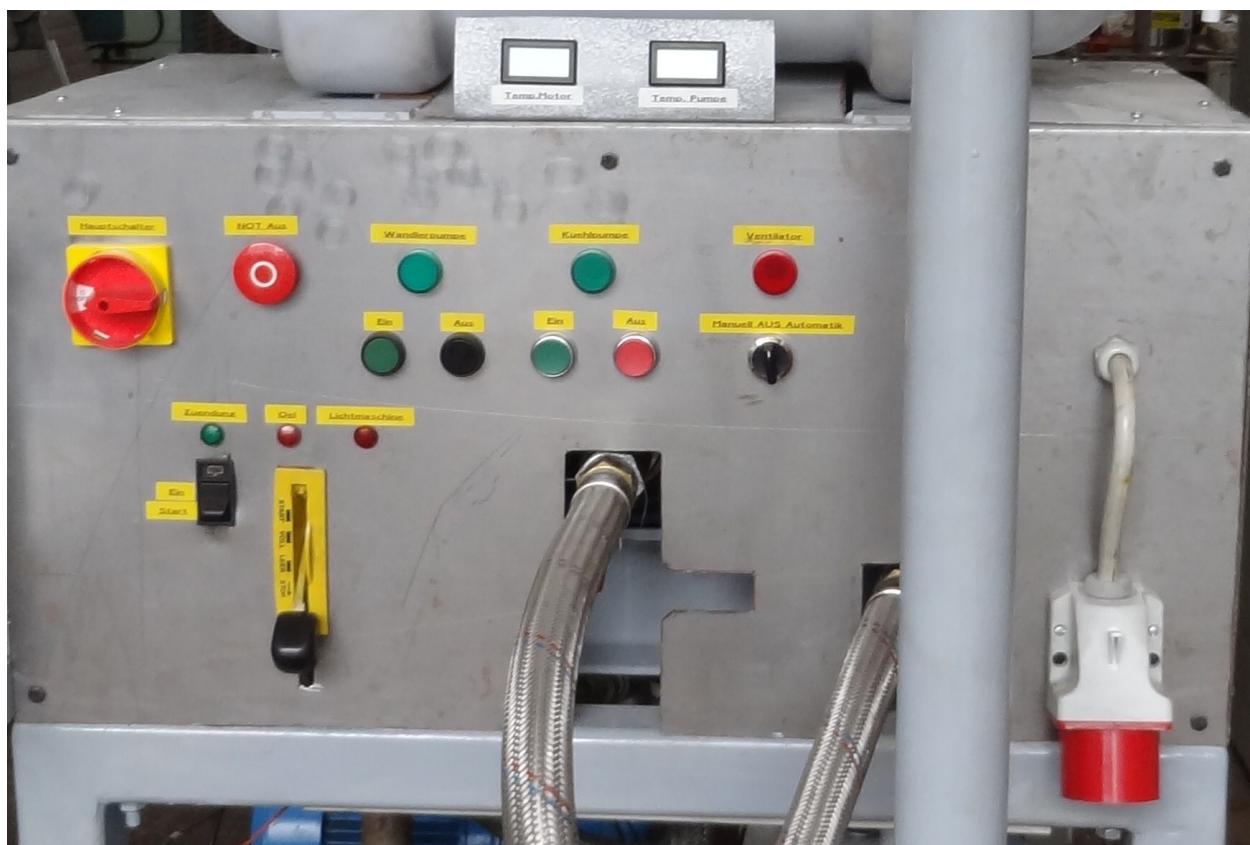


Abbildung 72: Steuerungspult des Prüfstandes





Abbildung 73: Bedienpult mit Messverstärker und Auswertelaptop



Abbildung 74: Gesamtbild

### 8.2.1 Punktuelle Zusammenfassung der Inbetriebnahme

- Visuelle Kontrolle der gesamten Anlage
- Anschließen der Stromversorgung
- NOT - AUS - Taster Test
- Leerfahren der hydrodynamischen Bremse
- Anschließen des Verbrennungsmotors an die Batterie bzw. entsprechende Spannungsquelle
- Starten des Verbrennungsmotors
- Warmlauf des Verbrennungsmotors
- Belastungstest beginnen

## 9 RESÜMEE

Abschließend ist zu sagen, dass mit geringem finanziellen Einsatz ein Leistungsprüfstand für alle möglichen Antriebssysteme durchdacht, ideell konstruiert und mit einfachen Mitteln gebaut wurde. Die Auslegung der hydrodynamischen Bremse erfolgte in den Gründzügen, da nur mit langjähriger Erfahrung und Modelldaten eine exakte Auslegung möglich ist. Die restlichen Komponenten sind mit umfangreicher Literatur beschrieben und auf den speziellen Einsatzfall hin ausgelegt. Die geringe Abweichung der gemessenen Werte des Prüflings sind auf mögliche Serienstreuung sowie Abnutzungserscheinungen des mittlerweile fast 25 Jahre alten Motors zurückzuführen. Es ist als klarer Erfolg zu werten, eine so geringe Abweichung zu messen. Der Leistungsprüfstand steht ab Juni 2011 dem Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre zur Verfügung.

# 10 ANHANG

## 10.1 Kühler



SLB GmbH Industriekühler  
Konrad-Zuse-Straße 16 D-74343 Sachsenheim

zertifiziert nach ISO 9001:2000

SLB GmbH Industriekühler - Konrad-Zuse-Straße 16 - D-74343 Sachsenheim

Lehrstuhl für Fördertechnik und  
Konstruktionslehre  
Herrn Hagauer  
Franz Josef Straße 18

A-8700 Leoben

### ANGEBOT

Nr.: AN1103-697 / 6705

Datum: 28.03.2011

KD-Nr.: 14108

Ansprechpartner: Uwe Starke

Telefon: 07147/27672-22

Ihre Anfrage: auf unserer Homepage vom 25.03.2011

Ihre Fax-Nr.: 0043 3842 402 2802

Sehr geehrter Herr Hagauer,

wir danken für Ihre Anfrage und dem uns damit entgegengebrachtem Vertrauen.  
Unter Zugrundelegung unserer Ihnen bekannten "Allgemeinen Verkaufs- und Lieferbedingungen" können wir Ihnen wie folgt freibleibend anbieten.

Pos	Anz	EH	Art-Nr./Bezeichnung	E-Preis	G-Preis
1	1,0	St.	<b>OLK.T11.103</b> Öl/Luft-Kühler 400/690V-50Hz =DRÜCKEND== Kühlleistung ca.: 400 kW Medium: Wasser+50%Glykol Eintrittstemp. Fluid: 85 °C Austrittstemp Fluid: 55 °C Umgebungstemp.: 20 °C Volumenstr. Fluid 225 l/min max. Betriebsdruck 10 bar Schalldruckpegel 100 dB(A) (in 1m Abstand)	EUR 5.883,00	5.883,00

Falls Sie zu diesem Angebot noch Fragen haben, stehen wir Ihnen jederzeit gerne zur Verfügung.

Lieferzeit: ca. 3-4 Wochen nach Auftragseingang.  
Zahlungsbed.: 14 Tage Netto  
Preisbasis: EXW, zzgl. Verpackung  
Bindefrist: An unser Angebot halten wir uns 2 Monate gebunden.

Wir hoffen, dass unser Angebot Ihre Zustimmung findet. Über eine Auftragserteilung würden wir uns sehr freuen.

Mit freundlichen Grüßen  
SLB GmbH Industriekühler

Uwe Starke

Tel. ++49-7147-27672-0

Sitz der Gesellschaft

Amtsgericht Stuttgart

Geschäftsführer: Uwe Starke,

Fax ++49-7147-27672-25

Sachsenheim

HRB-Nr.: 204688

Uwe-Erich Bissert

E-Mail: info@slb-gmbh.de

Bankverbindung:


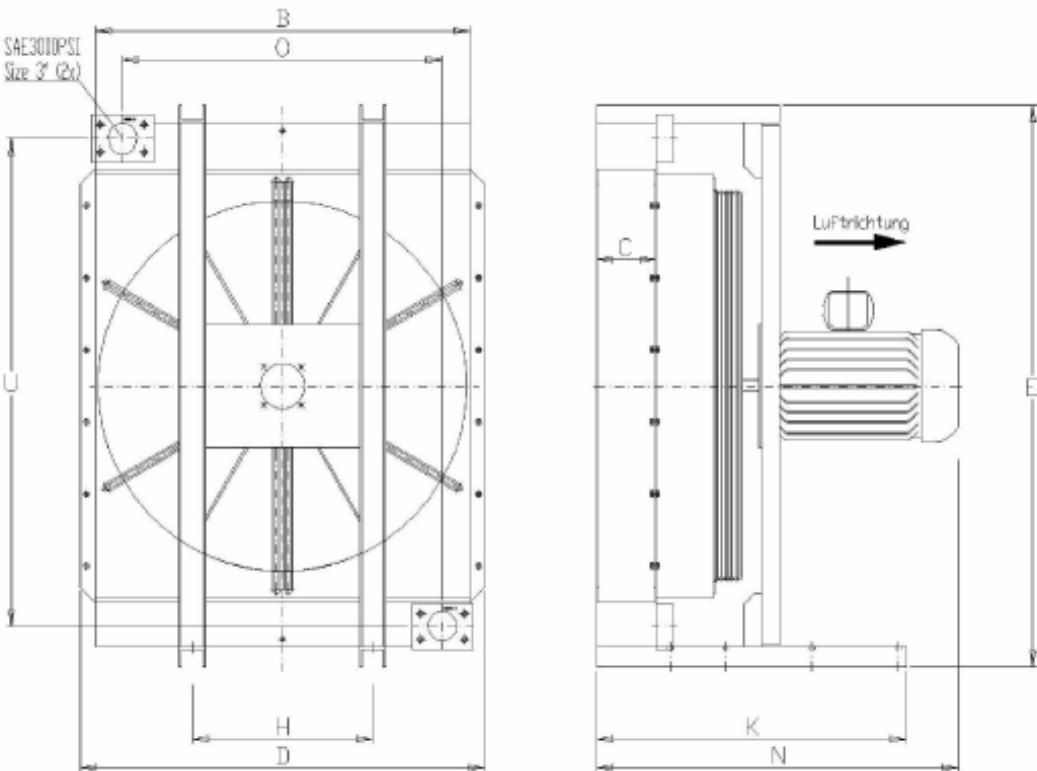
BW-Bank Stuttgart

Kreissparkasse Ludwigsburg

Internet: www.slb-gmbh.de

BLZ 600 501 01 Konto 2 081 199

BLZ 604 500 50 Konto 1 872

<b>Öl/Luft-Kühler [OLK.T9...T11]</b> <b>mit Drehstrom-Motor</b>												
												
	B mm	C mm	D mm	E mm	H mm	K mm	N ca. mm	O mm	U mm	Lüfter- $\phi$ mm	E-Motor	Gew. kg
OLK.T9.203	916	94	986	1350	440	580	650	780	1182	900	2,2 kW 1000 min <sup>-1</sup>	190
OLK.T9L.223	916	94	986	1350	440	580	650	780	1182	900	1,5 kW 750 min <sup>-1</sup>	190
OLK.T9S.233	916	94	986	1350	440	580	650	780	1182	900	5,5 kW 1500 min <sup>-1</sup>	190
OLK.T10.203	916	113	986	1350	440	580	750	780	1182	900	5,5 kW 1500 min <sup>-1</sup>	200
OLK.T10L.223	916	113	986	1350	440	580	750	780	1182	900	3,0 kW 1000 min <sup>-1</sup>	200
OLK.T10LL.223	916	113	986	1350	440	580	750	780	1182	900	1,5 kW 750 min <sup>-1</sup>	200
OLK.T11.203	1197	140	1267	1520	525	750	900	1061	1332	1000	11,0 kW 1500 min <sup>-1</sup>	290
OLK.T11L.223	1197	140	1267	1520	525	750	900	1061	1332	1000	7,5 kW 1000 min <sup>-1</sup>	290
OLK.T11LL.223	1197	140	1267	1520	525	750	900	1061	1332	1000	2,2 kW 750 min <sup>-1</sup>	290
SLB GmbH Industriekühler, Konrad-Zuse-Straße 16; D-74343 Sachsenheim Tel. 0(049)7147/27672-0; Fax 0(049)7147/27672-25; www.slb-gmbh.de; mail: info@slb-gmbh.de												
U-OLK.T9-T11.203-100113												

10.2 Gelenkwelle

0.100

Kardan-Gelenkwellen

Baureihe 0.100

Rollenlager-Ausführung

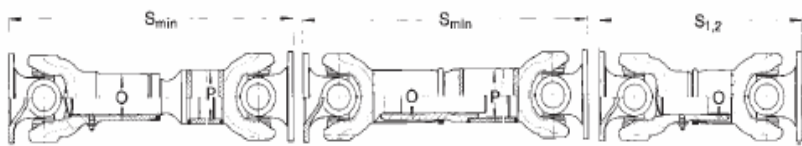
Bei Ausnutzung des Nenndrehmomentes ist eine Überprüfung der Flanschverbindung erforderlich.

Beiderseits Normalflansch  
Endnummer: 0.110.XX0

Beiderseits größerer Flansch  
Endnummer: 0.110.XX1

- β = max. Beugungswinkel pro Gelenk
- $J_n$  = Massenträgheitsmoment
- G = Gewicht
- $S_{min}$  = Mindestlänge der Rohrausführungen
- $S_1$  = Zusammengeschobene Längen der Kurzausführungen
- $S_2$  = Kurzausführungen
- $X_1$  = Ausziehbereich bei  $S_{min}$  bzw.  $S_1$
- $X_2$  = Ausziehbereich bei  $S_2$
- $P_1$  = Rohr-Ø. Fettgedruckte Maße sind Vorzugs-Ø, größere Ø für lange Gelenkwellen unter hohen Drehzahlen, siehe techn. Anhang Bereich Drehzahl
- $P_2$  = alternative Rohr-Ø
- $P_3$  = alternative Rohr-Ø

Gelenkwellen mit Längenausgleich

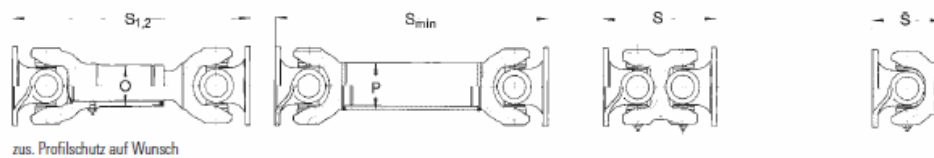


zus. Profilschutz auf Wunsch

Gewünschte Länge „S“ und max. Drehzahl bei Bestellung bitte angeben!	Rohrausführung normaler Ausziehbereich				Rohrausführung größerer Ausziehbereich				Kurzausführung I		
Bestell-Nr.	0.110.100	0.110.101	0.110.102	0.110.105	0.110.110	0.110.111	0.110.112	0.110.115	0.110.130	0.110.131	0.110.132
Beugungswinkel β	20	18	20	35	20	18	20	35	20	18	20
Flansch-Ø	100	120	Nabe	100	100	120	Nabe	100	100	120	Nabe
$S_{min}$ bzw. $S_1$	374	374	464	405	464	464	554	490	255	255	343
$S_2$	-	-	-	-	-	-	-	-	280	280	368
X bzw. $X_1$	40	40	40	40	95	95	95	95	30	30	30
$X_2$	-	-	-	-	-	-	-	-	40	40	40
$P_1$	50 x 3	50 x 3	50 x 3	50 x 3	50 x 3	50 x 3	50 x 3	50 x 3	-	-	-
$P_2$	70 x 3	70 x 3	70 x 3	70 x 3	70 x 3	70 x 3	70 x 3	70 x 3	-	-	-
$P_3$	80 x 4	80 x 4	80 x 4	80 x 4	80 x 4	80 x 4	80 x 4	80 x 4	-	-	-
Zahnprofil DIN 5480	35 x 2 x 16	35 x 2 x 16	35 x 2 x 16	35 x 2 x 16	35 x 2 x 16	35 x 2 x 16	35 x 2 x 16	35 x 2 x 16	35 x 2 x 16	35 x 2 x 16	35 x 2 x 16
Anzahl der Flanschlöcher	6	8	-	6	6	8	-	6	6	8	-
$J_n$ (bei $S_{min}$ bzw. $S_1$ )	0,00378	0,0051	0,0040	0,0041	0,00406	0,00538	0,00428	0,00438	0,00389	0,00521	0,00410
$J_n$ (bei $S_2$ )	-	-	-	-	-	-	-	-	0,00404	0,00536	0,00426
$J_n/100$ mm Normalrohr	0,00019	0,00019	0,00019	0,00019	0,00019	0,00019	0,00019	0,00019	-	-	-
G (bei $S_{min}$ bzw. $S_1$ )	6,32	6,77	7,08	6,56	7,48	7,93	8,23	7,62	5,12	5,57	5,87
G (bei $S_2$ )	-	-	-	-	-	-	-	-	5,44	5,89	6,19
G/100 mm Normalrohr	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	-	-	-

<b>Größe 0.110</b>	<b>Md<sub>Nenn</sub> 2300 Nm</b>	<b>Md<sub>Grenz</sub> 3000 Nm</b>	0.100
<p>Md<sub>Nenn</sub> kann bei dem angegebenen Durchmesser nicht allein über eine Passfeder übertragen werden.</p>			
<p>Beiderseits Anschlussnabe ohne Passfedernut Endnummer: 0.110.XX2 mit Passfedernut Endnummer: 0.110.XX3</p>	<p>Beiderseits Flansch für größeren Beugungswinkel Endnummer: 0.110.XX5</p>		

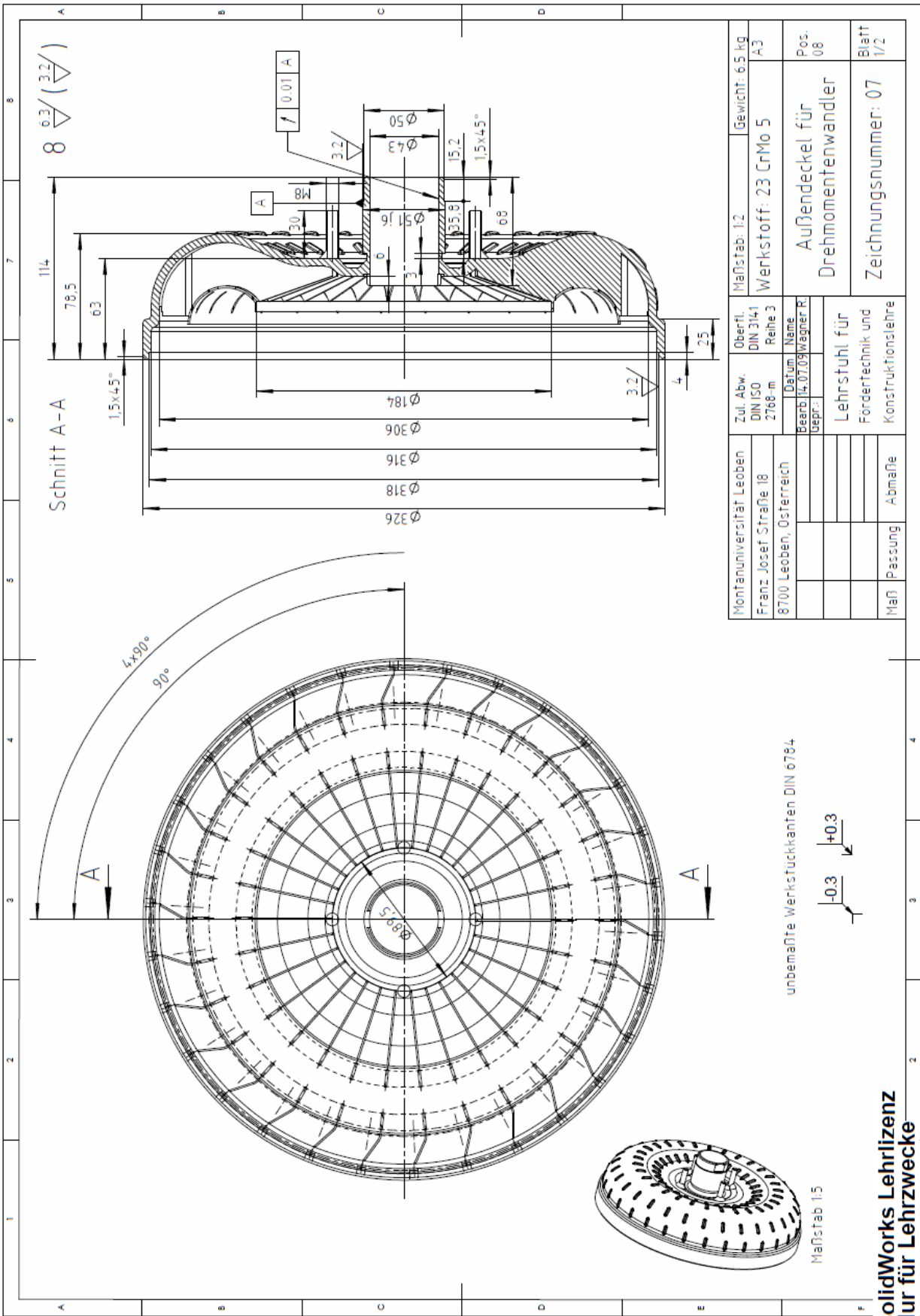
**Gelenkwellen ohne Längenausgleich      Gelenke ohne Längenausgleich**



Kurzausführung II				Rohrausführung				Gelenk doppelt			Gelenk einfach			
0.110.140	0.110.141	0.110.142	0.110.145	0.110.200	0.110.201	0.110.202	0.110.205	0.110.300	0.110.301	0.110.302	0.110.400	0.110.401	0.110.402	0.110.405
20	18	20	35	20	18	20	35	18	18	18	20	18	20	35
100	120	Nabe	100	100	120	Nabe	100	100	120	Nabe	100	120	Nabe	100
310	310	398	355	250	250	338	270	160	160	248	92	92	180	116
340	340	428	385	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
40	40	40	40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
40	40	40	40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	50 x 3	50 x 3	50 x 3	50 x 3	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	70 x 3	70 x 3	70 x 3	70 x 3	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	80 x 4	80 x 4	80 x 4	80 x 4	-	-	-	-	-	-	-
35x2x16	35x2x16	35x2x16	35x2x16	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
6	8	-	6	6	8	-	6	6	8	-	6	8	-	6
0,00415	0,00547	0,00437	0,00519	0,00352	0,00484	0,00374	0,00456	0,00319	0,00451	0,00340	0,00152	0,00284	0,00173	0,00204
0,00430	0,00562	0,00452	0,00542	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	0,00019	0,00019	0,00019	0,00019	-	-	-	-	-	-	-
5,63	6,08	6,38	6,05	4,9	5,35	5,65	5,02	3,98	4,43	4,73	2,25	2,70	3,00	2,39
5,88	6,33	6,63	6,25	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	0,35	0,35	0,35	0,35	-	-	-	-	-	-	-



10.3 Zeichnungen

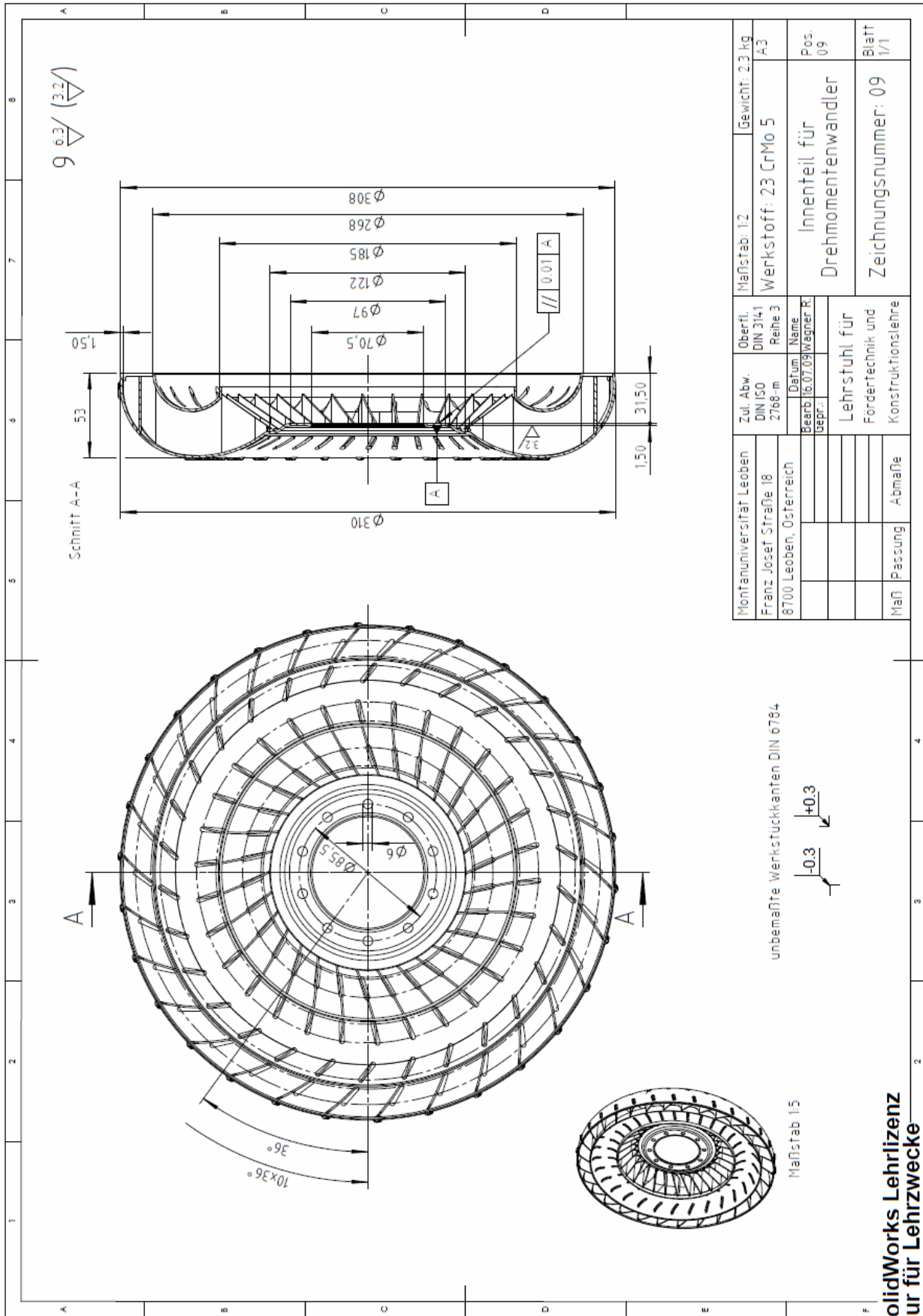


Montanuniversität Leoben		Zul. Abw. DIN ISO 2768-m	Obertl. DIN 3141 Reihe 3	Maßstab: 1:2	Gewicht: 65 kg
Franz Josef Straße 18		Bearb. 14.07.09	Name Wagner R.	Werkstoff: 23 CrMo 5	A3
8700 Leoben, Österreich		gepr.:		Außenendeckel für Drehmomentenwandler	
		Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionstechnik		Pos. 08	
Maß	Passung	Abmaße	Zeichnungsnummer: 07		
				Blatt 1/2	

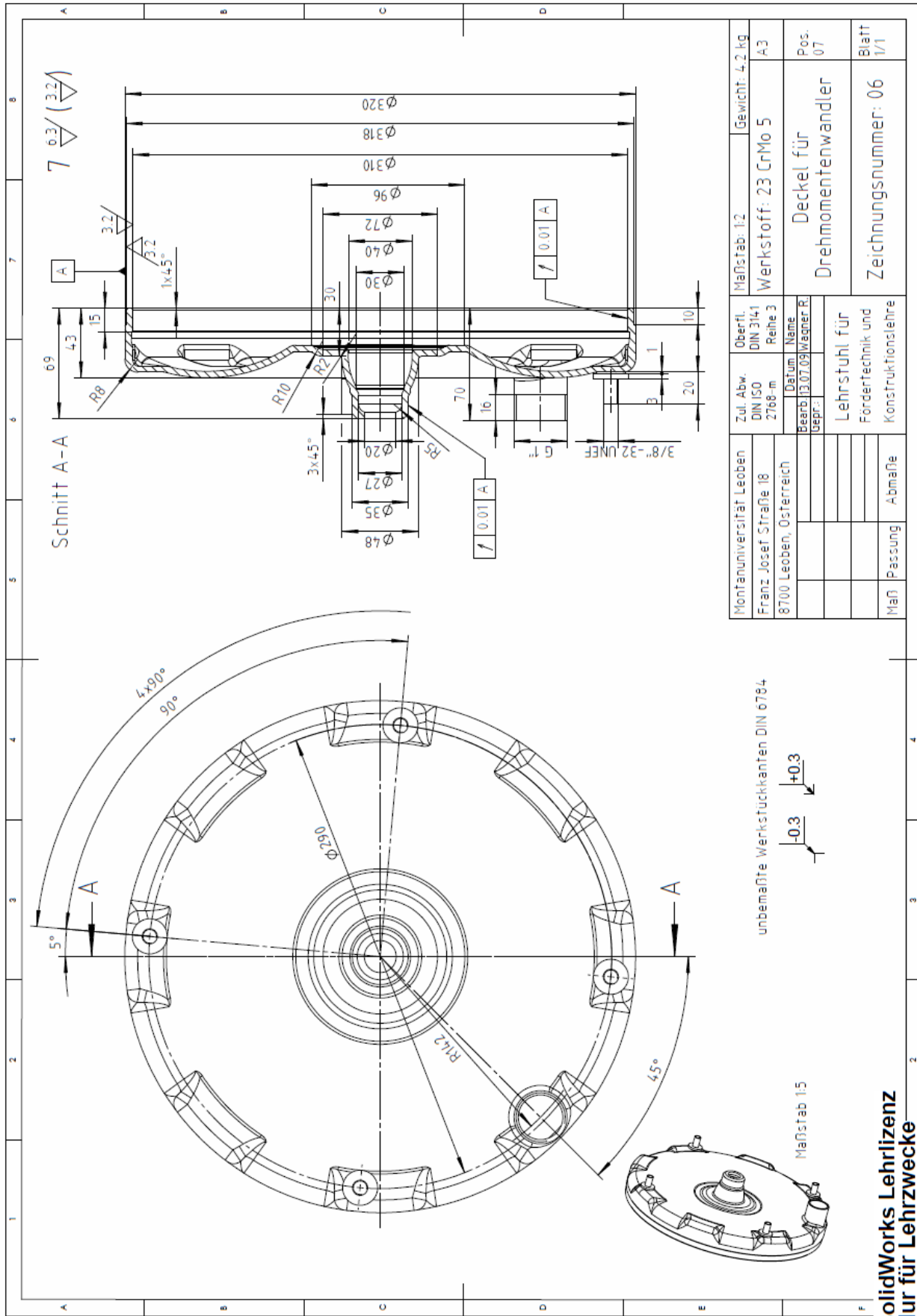
unbemaßte Werkstückkanten DIN 6784

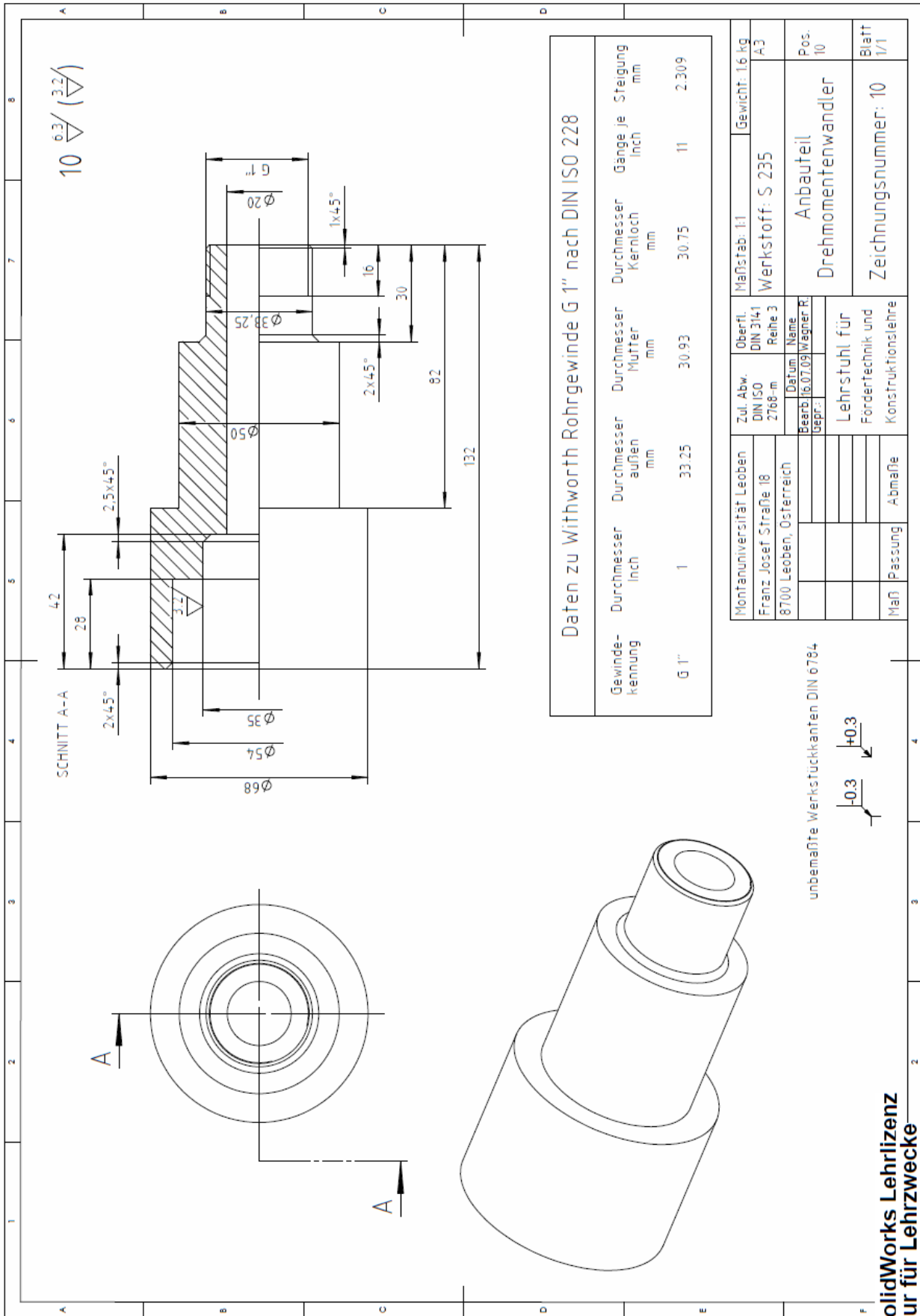
$\sqrt{R}$   $\begin{matrix} -0.3 \\ +0.3 \end{matrix}$

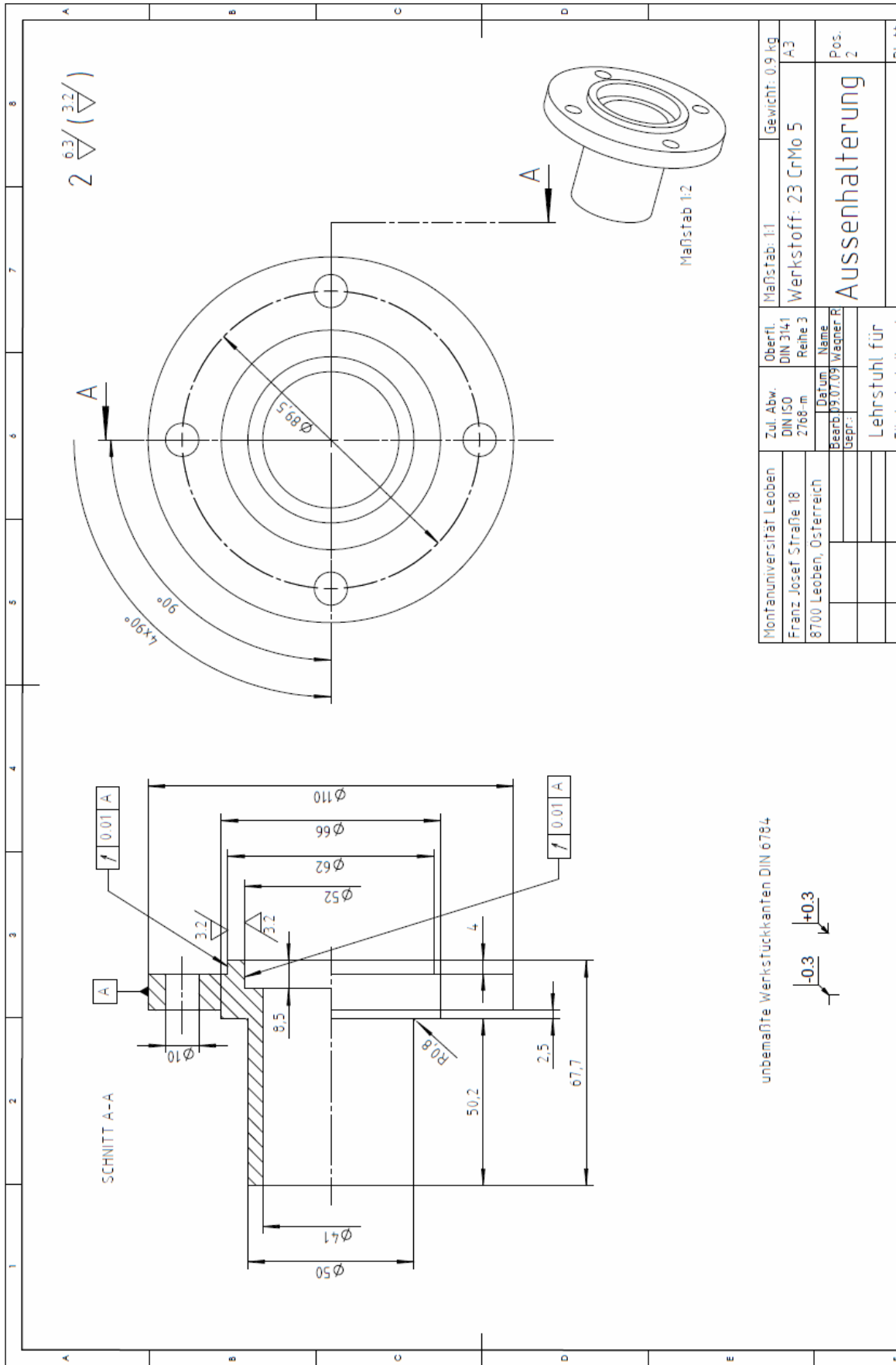
**SolidWorks Lehrlizenz**  
Nur für Lehrzwecke



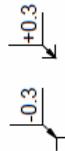




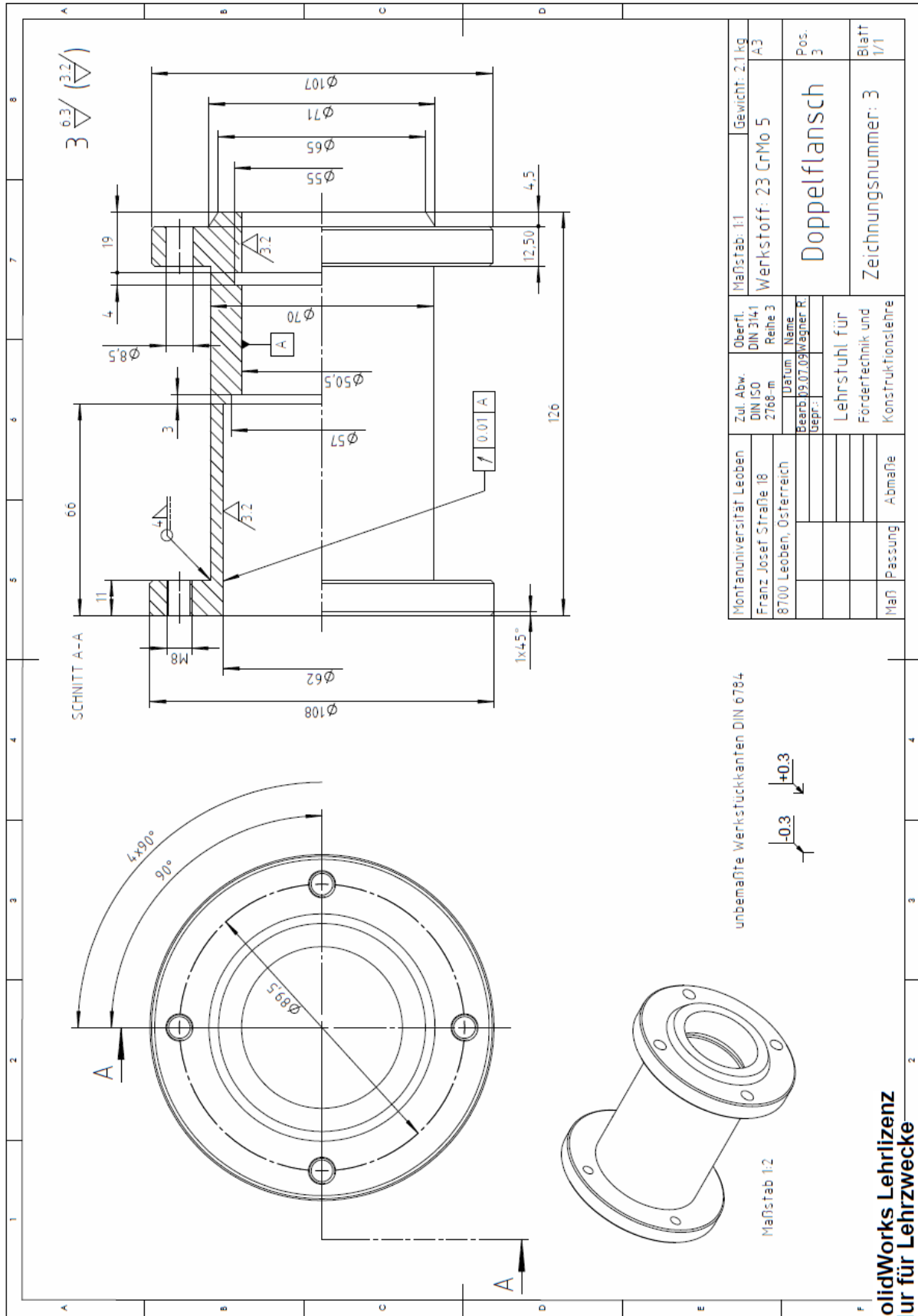




unbemaßte Werkstückkanten DIN 6784



Montanuniversität Leoben	Zul. Abw. DIN ISO 2768-m	Oberfl. DIN 3141 Reihe 3	Maßstab: 1:1	Gewicht: 0.9 kg
Franz-Josef-Straße 18	8700 Leoben, Österreich	Bepr.: 05/07/09	Werkstoff: 23 CrMo 5	A3
		Datum: 05/07/09	<b>Aussenhalterung</b>	
		Name: Wagner R		
Maß	Passung	Abmaße	Lehrstuhl für Fertigkeit und Konstruktionslehre	
			Zeichnungsnummer: 02	
			Blatt 1/1	
			Pos. 2	

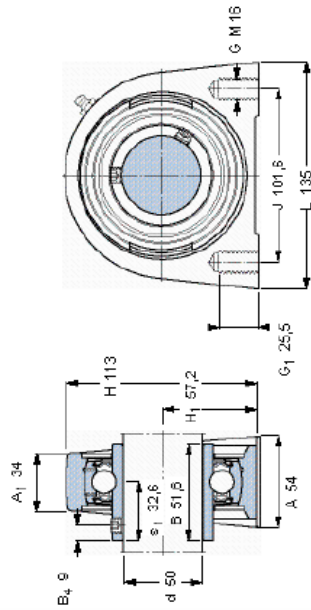


# 10.4 Stehlager



## Y-bearing plummer block units, short base cast housing, grub screw locking

Dimensions		Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designations				
d	A	H	H <sub>i</sub>	L	C	C <sub>0</sub>	with shaft tolerance h6	Bearing unit	Housing	Bearing
mm					KN	r/min	kg	SYF 50 TF	SYF 510	YAR 210-2F
50	54	113	57,2	135	35,1	23,2	2,2	-		



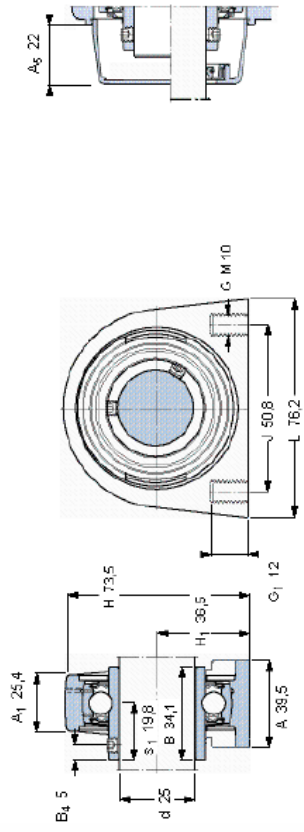
**Grub screw**  
 Recommended tightening torque [Nm]  
 Hexagonal key size [mm]

M 10x1  
 16,5  
 5



**Y-Stahlagereinheiten, verkürztes Kunststoffgehäuse, Gewindestiftbefestigung, Lebensmittelverträgliches Schmierfett, metrische Lager**

Abmessungen		Tragzahlen		Grenz Drehzahl		Gewicht		Kurzzzeichen			
d	A	H	H <sub>1</sub>	L	C	C <sub>0</sub>	stat.	bei Welle nach h6	Lagereinheit	Gehäuse	Eingebautes Lager
mm					mm	min <sup>-1</sup>	kg				
25	39,5	73,5	36,5	76,2	14	7,8	0,32	4300	SYFL 25 TRV/E495	SYFL 505	VAR 205-2RFV/E495



- Gewindestift**  
 Empfohlenes Anzugsmoment [Nm]  
 Inreinechtkant-Schlüsselweite [mm]  
**Enddeckel**
- M 6x0,75
  - 4
  - 3
  - ECL 205
  - ECL 205 B



# 10.5 Messsystem



# MOIPS

## Der MOPS – ein Messwertfassungssystem das Geschichte schreibt!

Wenn andere Messsysteme in die Jahre kommen, fängt der MOPS erst richtig an und wird immer erdiger durch die bestehenden „Plug and Play“-Module für die optimale Signalaufbereitung und die modulare Ausbaufähigkeit. Als Messverstärker bietet der MOPS heute Möglichkeiten, von denen andere Messsysteme nur träumen können:

• Programmierbare, stufenlose Verstärkung von 1.....10.000, stufenlos programmierbare aktive Tiefpassfilter in Bessel- oder Butterworth-Charakteristik  
 • von ca. 3 Hz – 20 KHz, Autozero über den doppelten Messbereich und vieles mehr.

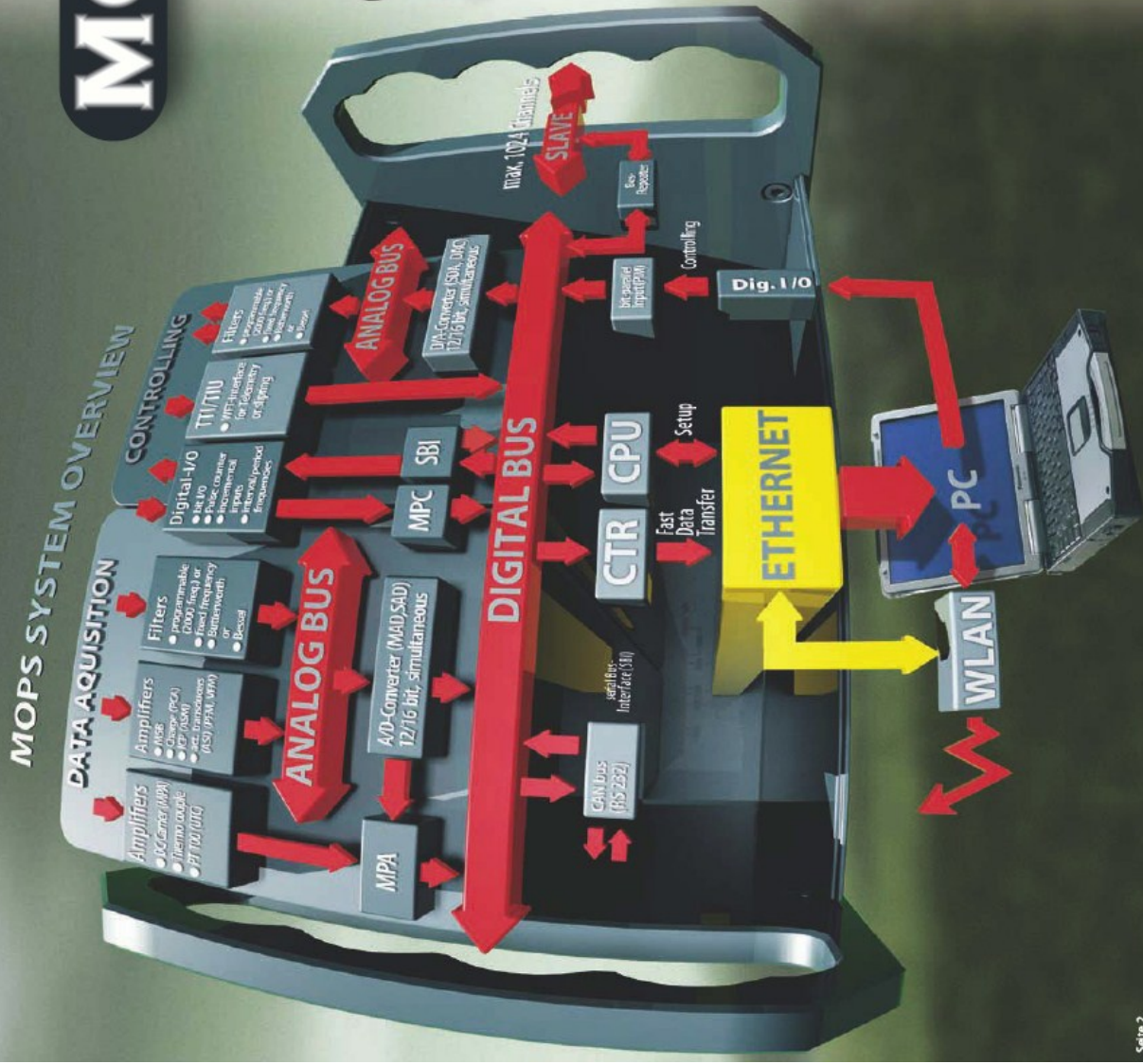
Highend-Zählermodule wie das MPC oder das HEI-Modul – hier werden Genauigkeiten realisiert, die auch Drehgleichförmigkeitsmessungen in bisher nicht vorstellbarer Auflösung in einem Standardsystem erlauben.

Darüber hinaus stehen Verstärkermodule für nahezu alle marktgängigen Sensoren zur Verfügung, sowie Interfaces zum Anschluss von Sensoren mit digitaler serieller Schnittstelle, von CAN-BUS-Erfassungssystemen oder auch einfach für den Anschluss einer GPS-Maus.

Dank seiner „eingebauten“ Intelligenz unterstützt der MOPS den Mess- und Prüfingenieur optimal bei seiner Arbeit, da ihm mühselige Einstell- und Kalibrierarbeiten erspart bleiben. Mit der Standardsoftware WinMOPS zur Parametrierung und der Erfassungsoftware ist der MOPS durchgängig interaktiv bedienbar bis hin zur Auswertung.

Alle Parameter, die für die Durchführung eines Versuchs notwendig sind, wie Verstärkungsfaktoren, Bückenspeisung, Offset-Kompensation, Kalibrierung, Filterfrequenzen und Messstellenbeziehungen werden in einer Datei gespeichert. Vor dem Start eines Versuchs wird nur noch der gewünschte Parametersatz geladen, ein automatischer Abgleich durchgeführt und schon kann die Messung beginnen. Mit der Option EEPROM können die Parameter auch im MOPS selbst nichtflüchtig gespeichert werden. Nach dem Wiedereinschalten wird dann automatisch der letzte Zustand wieder hergestellt.

Der MOPS kann serienmäßig bis zu 1024 analoge bzw. digitale Signale erfassen oder – parallel – auch ausgeben. Er wird dabei dem PC als Frontend vorgeschaltet. Ab sofort steht auch ein integriertes Ethernet-Interface zur Verfügung, das jederzeit auch nachgerüstet werden kann.





# DAS DMS-VERSTÄRKER-MODUL

Der genialste Verstärker der Welt



## MPA

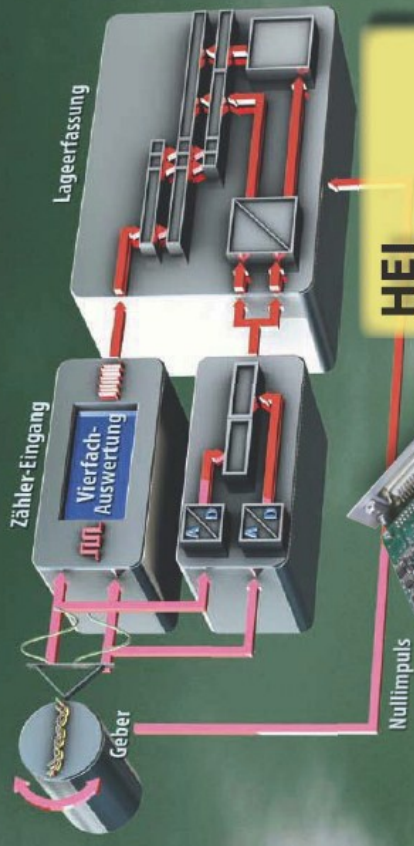
- 4-Kanal-Differenzverstärker, programmierbare Anti-aliasing Filter integriert
- Simultaner A/D-Wandler pro Kanal, analoger Testausgang pro Kanal
- Max. Eingangsbereich  $\pm 10V$
- Programmierbare Verstärkung 1 bis 10000 (stufenlos)
- Geeignet für DMS (Voll- u. Halbrücke), Volt, mVolt, Potentiometer
- Stufenlos variabler Offset
- Automatischer Nullabgleich über den doppelten Eingangsbereich (min.)
- Programmierbare Sensorversorgung  $\pm 0V$  bis  $\pm 5V$
- DC oder Trägerfrequenz (4800Hz, 5000Hz, 9600Hz, 10000Hz)
- Bandbreite 10 kHz bei  $v = 1000$
- Anti-aliasing-Filter (Bessel/Butterworth, 6. Ordnung) mit stufenlos programmierbarer Eckfrequenz
- Referenzwert-Kalibrierung per Software
- Shunt-Widerstand über Software schaltbar
- Max. Abtastrate 128 kHz
- Auflösung 14 (16) Bit
- 7-polige Lemoschnittstelle pro Kanal

Beim komfortablen Verstärkermodul MPA (Multi-Purpose-Amplifier) ersetzt ein digitaler Signalprozessor (DSP) einen Großteil der bisher benötigten analogen Schaltungstechnik. Der 4-Kanal-Verstärker ist für den Anschluss von DMS-Halb- und Vollbrücken sowie von induktiven und potentiometrischen Aufnehmern ausgelegt und kann sowohl im Gleichspannungs- als auch im Trägerfrequenz-Modus betrieben werden. Programmierbare sechspolige Anti-aliasingfilter mit Bessel- und Butterworthcharakteristik und simultane A/D-Wandler sind bereits auf dem MPA-Einschub integriert. Dies ermöglicht z.B. die Erfassung von bis zu 60 frei programmierbaren DMS-Signalen mit einem einzigen MOIS-Grundgerät. Der integrierte DSP übernimmt nicht nur die Filterung der Messdaten mit beliebigsten Grenzfrequenzen und frei programmierbaren Übertragungsfunktionen sondern auch den automatischen Nullabgleich und die Kalibrierung. Und das alles auf 8 Bit genau, reproduzierbar und frei von Temperaturdrift!



# DAS ZÄHLER-MODUL

Drehzahlanwendung in höchster Auflösung



## HEI

- 2-Kanal-Modul für hochauflösende, inkrementale SIN/COS Winkel- und Weggeber
- Winkel- bzw. Lageauflösung: 1024 Abtastungen pro Strich
- Zusätzlich max. 256-fache Oversampling
- Bandbreite 250 kHz
- Integrierte sense-gerechte 5V-Geberversorgung
- Zusätzlich synchrone Analoggänge für Ferraris-Sensoren zur simultanen Erfassung der Drehrichtung



## Der universelle Zähler

## MPC

- 2-Kanal-Universalzähler für alle Arten von Pulssignalen, z.B. zur Weg- oder Positionsbestimmung oder zur Zeit- oder Frequenzmessung
- Dekodierung von Inkrementalgebern
- Programmierbare Frequenz- oder Positionszählung
- Programmierbare Frequenz- oder Periodendauer-messung mit gleitender Mittelwertbildung
- Simultane Abtastung
- Programmierbare differenzielle Analoggänge
- RS485-Eingänge
- Programmierbare Sensorversorgung: 0 ... 30 VDC





### Zähler

- 2-Kanal programmierbarer digitaler Zähler MPC für indermentale Geber
- Periodenmessungen
- Frequenzmessung
- RS485-Eingang
- Zähler (Events, Pulse, etc.)

### Messräder

Interface zum Anschluss von max. 2 Messrädern

- TTI für Telemetrieübertragung
- TIU für Schließringübertragung
- inkl. Signalverarbeitung mit Onlineberechnung für alle Signale

### DMS-Verstärker

4-Kanal Universal-Messverstärker MPA

- TF-Brückenverstärker
- Gleichspannungs-Brückenverstärker
- Anschluss für potentiometrische Aufnehmer
- Spannungsmessung  $\mu V$ , mV, V
- Anschluss für induktive Aufnehmer
- programmierbare Filter (Bessel, Butterworth)
- Stromspan ADC
- Verstärkung 1...10000 pro Kanal separat einstellbar

### Drehzahl

2-Kanal Drehzahlmessung in höchster Auflösung mit dem HE-Hubdi

- inherentiale Sin/Cos-Geber
- Winkel- und Lageerfassung
- Drehungsgleichförmigkeitmessung
- Synchrone Analogeingänge für Ferraris-Sensoren
- Zähler (Events, Pulse, etc.)

### Analog-eingang

- 16-Kanal-Simultaneingang SAD
- 16-Kanal-Multiplexeingang MAD
- umschaltbare Eingangsempfindlichkeit
- unipolar/bipolar
- Analogbus

### Digital I/O

- 2x16 Bit
- Digital In-/Output
- Ein-/Ausgang

### USV

Unterbrechungsfreie Stromversorgung (USV)

### Ladungsverstärker

2-Kanal-Ladungsverstärker PCA

- für piezoelektrische Aufnehmer
- aktive Hoch- und Tiefpassfilter
- programmierbarer Messbereich  $\pm 50 \mu C$ ... $\pm 50000 \mu C$

### Antialiasing-Filter

4-Kanal-Filter programmierbar VFM

- 16-Kanal-Festpassenzfilter FFM
- Butterworth Charakteristik
- 3 Hz bis 20 kHz
- Bessel Charakteristik 2 Hz bis 10 kHz
- umschaltbare Eingangsspannung bis  $\pm 30 V$

### Signalverstärker

4-Kanal aktiver Sensorreinigungsverstärker ASI

- ICP-Aufnehmer
- aktive Aufnehmer
- Strommessung 0 - 20 mA, 4 - 20 mA
- Spannungsmessung von  $\pm 0,01$  bis  $\pm 50 V$
- programmierbare Spannung 0,02 bis 30 V pro Kanal

### CAN-Interface

Serielles BIOS-Interface SBI

- CAN-BUS
- RS232
- GPS-Maus
- serialer Eingang

### Parallel-Digital-Input

Paralleler Input Multiplexer PIM für Prüfstands-Steuerung

- Interface für PC/A-Systeme mit bipolaren, wortserieller Schmitttrelle

### Temperaturverstärker

4-Kanal dynamischer Universal-Thermoverstärker UTC

- aktive Thermoelemente jeden Typs
- PT1000 Elemente
- Anhaltelagfilter

Seite 7

Seite 6

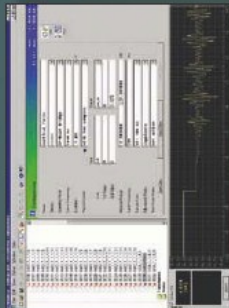


# WINMOPS SOFTWARE

Die Parametrisierungssoftware WinMOPS bietet die interaktive MOPS-Konfiguration per Mausclick. Das Programm ermittelt automatisch die Hardwarekonfiguration des jeweiligen MOPS-Systems und erlaubt beliebiges Nachjustieren, um alle Parameter der vorhandenen Messkarten, die Sensordatenbank oder auch das Online-Display zu aktivieren.

Alle Kanalparameter werden auf einer Seite angezeigt. Die Online-Parametrierung zeigt sofort, welchen Einfluss ein bestimmter Parameter auf das gemessene Signal hat. Ein Klick und der Verstärker ist abgeglichen. Ist die optimale Einstellung für eine Messstelle gefunden, können beliebige Parameter dieses Kanals ausgewählt und zur Sensor-Definition zusammengefasst werden. Dieser Parametersatz kann dann bei anderen Kanälen wieder verwendet werden, das erspart Zeit und sichert die Messergebnisse.

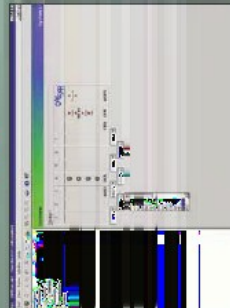
WinMOPS ermöglicht es, Messdaten in einem beliebigen Format zu exportieren. Die Messdaten können in einem beliebigen Format exportiert werden. Die Messdaten können in einem beliebigen Format exportiert werden. Die Messdaten können in einem beliebigen Format exportiert werden.



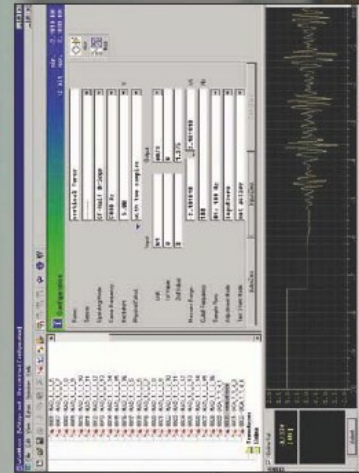
WINMOPS



WINMOPS



WINMOPS



# SPEZIALMODULE

## Master/Slave-Module für die Koppelung mehrerer MOPS-Geräte

Zur Erhöhung der Steckplatz- und damit der Kanalanzahl (Master/Slave-Konfigurationen) stehen spezielle Module zur Verfügung. Das Gerät mit der RPM-Karte (Mastermodul) wird der Master-MOPS, der die gesamte Steuerung und den Datentransfer aller Geräte übernimmt. Die Kopplung zu einem oder mehreren MOPS-Slave-Systemen (mit der RPS-Karte) erfolgt über die Buchsen an den Kartennückwänden. Die Anpassung des Systems an die erweiterte Konfiguration erfolgt automatisch, d.h. die WinMOPS-Software stellt alle Kanäle wie gewohnt zur weiteren Einstellung zur Verfügung.



TTI-Modul zur Anbindung von 6-Komponenten-Messrädern  
Dem TTI-Modul können die Signale von 6-Komponenten-CWT-Felemetrie-Messrädern parallel zu beliebigen anderen Messgrößen aufgeschichtet werden. Die gemessenen Signale – je Rad drei Kräfte, drei Momente und zwei Winkel – werden mit einer Abtastrate von 20 kHz pro Kanal erfasst, mit 16-Bit-Auflösung digitalisiert und mittels DSP online weiterverarbeitet. Hierdurch ist es möglich, die Messdaten in Echtzeit zu analysieren und zu visualisieren. Die Messdaten können in einem beliebigen Format exportiert werden.

# MOPS-MODULE

Spezifikationen auf der Website zum Downloaden

**Downloadbereich**  
Bitte beachten Sie, dass die Standard-Preise festzulegen, damit die originale Software heruntergeladen werden kann. Der Download ist nur über das Internet möglich.

**Bestellen Sie hier kostenlos Eintrittskarten**

**DOWNLOADBEREICH**

- **WINMOPS Software**  
Windows-Parametrisierungssoftware für das MOPS-System  
Dateigröße: 20,5 MB (deutsch, Deutsch)
- **ESD-CD-ROM Software**  
Treiber für EISA-110-Systeme (8 und 16-Wellen)  
Dateigröße: 1,0 MB (deutsch, Deutsch)
- **MOPS-ANLEITUNG**  
Der neue MOPS-ANLEITUNGSPERMANENT  
Dateigröße: 0,11 MB (deutsch, Deutsch)
- **MOPS-LEBEN**  
Universelles Interface für alle Messarten mit 4-Kanal-  
Dateigröße: 0,20 MB (deutsch, Deutsch)
- **MOPS-LEBEN**  
Sensordatenbank mit Akkumulatordaten  
Dateigröße: 0,11 MB (deutsch, Deutsch)
- **MOPS-LEBEN**  
Unterstützte Power Supply Module  
Dateigröße: 0,19 MB (deutsch, Deutsch)
- **MOPS-LEBEN**  
Spezialmodule mit Messarten  
Dateigröße: 0,19 MB (deutsch, Deutsch)
- **MOPS-LEBEN**  
Spezialmodule mit Messarten  
Dateigröße: 0,19 MB (deutsch, Deutsch)
- **MOPS-LEBEN**  
Spezialmodule mit Messarten  
Dateigröße: 0,19 MB (deutsch, Deutsch)

**WINMOPS**

- Parametrisierungssoftware
- Hardwarekonfiguration
- Messdatenbank
- Messarten
- Sensordatenbank
- OMS-Software
- OMS-Software
- OMS-Software
- OMS-Software

**Bestellen Sie hier kostenlos Eintrittskarten**

**MOPS-LEBEN**

08.03.10.02.2010  
18.03.20.02.2010  
MOPS-LEBEN

## 11 LITERATURVERZEICHNIS

[1] Rohne, E.: Fluide für Strömungsgetriebe. Sonderdruck Heidenheim, J. M. Voith GmbH, Heidenheim G1221/1989

[2] Hagauer, Ch.: Projektarbeit Motorprüfstand. Montanuniversität Leoben, Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre 2010

[3] Bertsche, Bernd/Naunheimer, Harald/Lechner, Gisbert, Fahrzeuggetriebe Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2. Auflage, 2007. ISBN: 3540306250

[4] <http://www.inw.hs-merseburg.de/index.php?id=334> Stand:23.11.2009

[5] Jung, Eggert: Beschreibung der Wasserwirbelbremse Junkers G4KK. 21.5.2004. <http://wischhof13.de/trecker/oldtimerfreunde/motorbremse/wasserwirbelbremse.htm>. Stand: 20.11.2009

[6] Van Basshuysen, Richard/Schäfer, Fred.: Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. Berlin: Vieweg + Teubner, 4. Auflage, 2007. ISBN 978-3-8348-0227-9

[7] <http://de.academic.ru/dic.nsf/dewiki/470869> Stand:.23.11.2009

[8] [http://www.langert.de/radi\\_dip/node33.html](http://www.langert.de/radi_dip/node33.html) Stand: 10.02.2011

[9] Bohl, Willi.: Strömungsmaschinen Aufbau und Wirkungsweise. Würzburg: Vogel-Buchverlag 3. Auflage 1985 ISBN 3-8023-0107-2

[10] Schaber, Stephan/Maying, Stephan, Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen. Band 1: Einstoffsysteme Springer Berlin Heidelberg, 18. Auflage 2009, ISBN: 3540928944

[11] Dobrinski, Paul/Krakau, Gunter/Vogel, Anselm: Physik für Ingenieure. Vieweg + Teubner Verlag, 2006, ISBN 3835100203.

[12] [http://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Datei:Druck\\_und\\_Temperaturabh%C3%A4ngigkeit\\_der\\_W%C3%A4rmeleitf%C3%A4higkeit\\_von\\_Wasser.png&filetimestamp=20100405162521](http://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Datei:Druck_und_Temperaturabh%C3%A4ngigkeit_der_W%C3%A4rmeleitf%C3%A4higkeit_von_Wasser.png&filetimestamp=20100405162521) Stand 10.02.2011.

[13] Czichos, Horst.: Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften, D Werkstoffe, Wärmeleitfähigkeit von Werkstoffen. 31. Auflage. Springer, 2000, ISBN 3-540-66882-9

[14] Krischer, Otto/Kast, Werner: Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik, 1992 Springer Berlin Heidelberg, ISBN 3-540-08280-8.

[15] Kortüm, Gustav: Einführung in die chemische Thermodynamik. Verlag Chemie, Basel 1981, ISBN 3-527-25881-7 (bzw. Vandenhoeck & Ruprecht, Göttingen 1981, ISBN 3-525-42310-1)

[16] <http://de.wikipedia.org/wiki/W%C3%A4rmekapazit%C3%A4t> Stand 20.04.2011

[17] Langeheinecke, Klaus/Jany, Peter/Thieleke, Gerd. Thermodynamik für Ingenieure, 6 Auflage, Berlin: Vieweg + Teubner, . ISBN: 978-3-8348-0103-6

[18] <http://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Datei:Konvektion.png&filetimestamp=20040526091010> Stand 21.02.2011

- [19] <http://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Datei:ConvectionHorizontalPlate2.png&filetimestamp=20081003153339> Stand 21.02.2011
- [20] Baehr, H.D./Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung, 4. Auflage. Springer-Verlag, Berlin 2004, ISBN 3-540-40130-X
- [21] <http://www.aquadisk-masuba.de/5598.0.html> Stand 21.02.2011
- [22] <http://de.wikipedia.org/wiki/Emissionsgrad> Stand 21.02.2011
- [23] <http://www.google.at/imgres?imgurl=http://www.energieversorgung-gera.de/mediacenter/images/114/600x400/Gro%C3%9Ftransformator.JPG&imgrefurl=>  
Stand 21.02.2010
- [24] Zimmer, Andreas [http://plantga.de/formelsammlung/FS\\_Waermeuebertragung.pdf](http://plantga.de/formelsammlung/FS_Waermeuebertragung.pdf) Stand: 21.02.2010
- [25] Herwig, Heinz/Moschallski, Andreas: Wärmeübertragung: Physikalische Grundlagen - Illustrierende Beispiele - Übungsaufgaben mit Musterlösungen 2. Auflage 2009 Vieweg + Teubner (Broschiert - 28. April 2009) ISBN: 3834807559
- [26] [http://www.elbe-group.de/technik/elbe\\_techan2.htm](http://www.elbe-group.de/technik/elbe_techan2.htm) Stand 25.02.2011
- [27] Seherr-Thoss, Hans-Christoph/Schmelz, Friedrich/Aucktor, Erich: Gelenke und Gelenkwellen: Berechnung, Gestaltung, Anwendungen 2. Auflage Springer-Verlag, Berlin 2002, ISBN 3-540-41759-1
- [28] Matek, Wilhelm/Muhs, Dieter/Wittel, Herbert/Becker, Manfred/Jannasch, Dieter: Roloff/Matek Maschinenelemente 14. Auflage 2000 Vieweg + Teubner ISBN 3-528-84028-0

[29] <http://www.google.at/imgres?imgurl=http://www.ulrich-rapp.de/stoff/pc/ctg/Leistungsdiagramm.png&imgrefurl>  
Stand 25.04.2011

[30] <http://www.directindustry.de/prod/kistler/drehmoment-messflansche-5346-506631.html> Stand 25.04.2011

[31] Springer, Günter.: Fachkunde Elektrotechnik.. Wuppertal: Verlag Europa-Lehrmittel, 18. Auflage, 1989. ISBN 3-8085-3018-9

[31] Fa.Caemax Technologie GMBH Beschreibung des Vielkanalmesssystems MOPS, München 2010. Url: [http://www.caemax.de/Caemax/Allgemein/Download\\_new.php?MyCategory=/Download/Produkte/Vielkanalmesssysteme/Vielkanalmesssystem%20MOPS](http://www.caemax.de/Caemax/Allgemein/Download_new.php?MyCategory=/Download/Produkte/Vielkanalmesssysteme/Vielkanalmesssystem%20MOPS). Stand: 12.12.2010