

# Neuentwicklung eines Einscheibenrades für ein Rückladegerät



Diplomarbeit

Durchgeführt bei der SANDVIK MINING AND  
CONSTRUCTION Materials Handling GmbH & Co KG

Vorgelegt von

**Mathias Eder**

Betreuer:

Dipl.-Ing. Dr. mont. Michael Prenner

Begutachter:

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

## **EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG**

Ich erkläre hiermit an Eides Statt, dass die vorliegende Diplomarbeit

### **Neuentwicklung eines Einscheibenrades für ein Rückladegerät**

von mir selbst und nur unter Verwendung der angeführten Literatur verfasst wurde.

Leoben, im Februar 2009

Mathias Eder

## **Danksagung**

Diese Diplomarbeit möchte ich meinen Eltern widmen, da sie nicht nur mein Studium zum größten Teil finanziert haben, sondern auch sehr großes Vertrauen in mich setzten und so gut es ging unterstützten.

Weiters möchte ich mich auch bei all denen bedanken, die mich bei der Anfertigung meiner Diplomarbeit so kräftig unterstützt haben. Ganz besonders bedanken möchte ich mich bei Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. mont. Franz KESSLER, Dipl.-Ing. Dr. mont. Michael PRENNER, Dipl.-Ing. Ulfried RIEGER sowie meinem externen Betreuer der Firma Sandvik, Dipl.-Ing. Thomas JABS, für die Ermöglichung dieser Diplomarbeit und der tatkräftigen Unterstützung bei der Erstellung dieser. Vielen Dank für die hilfreichen Anregungen und die große Geduld.

An dieser Stelle möchte mich auch noch bei allen anderen bedanken, die mich während meines Studiums begleitet haben. Ganz gleich wie, ohne Euch hätte ich das niemals geschafft! Großer Dank gebührt auch meiner Freundin Corinna, die während des letzten halben Jahres auf viel gemeinsame Zeit verzichten musste, stets ein offenes Ohr für mich hatte und immer für mich da war.

# Inhaltsverzeichnis

<b>EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG</b>	<b>2</b>
<b>Danksagung</b>	<b>3</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>4</b>
<b>Kurzbeschreibung</b>	<b>8</b>
<b>Abstract</b>	<b>9</b>
<b>1 Einführung</b>	<b>10</b>
<b>2 Zielsetzung</b>	<b>11</b>
<b>3 Grundlagen des Schaufelradrückladere</b>	<b>12</b>
<b>3.1 Grundlagen des Haldenrückholprozesses</b>	<b>14</b>
<b>3.2 Arbeitsweise der Rückladegeräte</b>	<b>15</b>
<b>3.3 Haldensysteme</b>	<b>16</b>
3.3.1 Chevron-Methode	18
3.3.2 Windrow-Methode	19
<b>3.4 Maschinenbauliche Grundlagen des Schaufelradrückladere</b>	<b>20</b>
<b>4 Gestaltung von Schaufelrädern</b>	<b>26</b>
<b>4.1 Das Zellenrad</b>	<b>27</b>
<b>4.2 Das Halbzellenrad</b>	<b>28</b>
<b>4.3 Das zellenlose Rad</b>	<b>29</b>
<b>4.4 Auswahl des geeigneten Schaufelradtyps</b>	<b>30</b>
<b>4.5 Aufbau des Schaufelrades mit Antrieb</b>	<b>31</b>
4.5.1 Die Schaufel	31
4.5.1.1 Form der Schaufel	31
4.5.1.2 Schneidmesser, Zähne	33

## Inhaltsverzeichnis

---

4.5.1.3	Werkstoffwahl der Schneidzähne	35
4.5.1.4	Schaufelbefestigung am Schaufelradkörper	37
4.5.1.5	Schaufelinhalt und Befüllvorgang	38
4.5.1.6	Entleerung der Schaufel	38
4.5.2	Der Schaufelradkörper	40
4.5.2.1	Doppelwandige Ausführung des Schaufelradkörpers	41
4.5.2.2	Einwandige Ausbildung des Schaufelradkörpers mit Speichen	43
4.5.2.3	Einwandige kegelförmige Ausbildung	44
4.5.2.4	Transport des Schaufelradkörpers	46
4.5.2.5	Verbindung des Schaufelradkörpers mit der Schaufelradwelle	47
4.5.3	Schaufelradwelle	48
4.5.4	Lagerung der Schaufelradwelle	48
4.5.4.1	Schaufelrad und Getriebe zwischen den Lagern	50
4.5.4.2	Schaufelradkörper zwischen den Lagern, Getriebe außerhalb	52
4.5.4.3	Schaufelrad und Getriebe außerhalb der Lager	53
4.5.5	Verbindungselemente zwischen Schaufelradwelle und Getriebe	54
4.5.5.1	Verbindungselement Hohlwellenstummel	55
4.5.5.2	Verbindung durch einen Hydraulikpressverband des Großrades mit der Schaufelradwelle	56
4.5.5.3	Keilwellenverbindung zwischen Schaufelradwelle und Getriebegroßrad	57
4.5.5.4	Flanschverbindung zwischen Schaufelradwelle und Großrad des Getriebes	58
4.6	<b>Stellung des Schaufelrades zur Böschung</b>	<b>59</b>
<b>5</b>	<b>Konzept und Anforderungen</b>	<b>61</b>
5.1	Konstruktionsmethodische Vorgehensweise	61
5.2	Anforderungsliste	63
5.3	Methode „Paarvergleich zum Bewerten“	66
5.4	Gewichtigkeit	68

<b>6</b>	<b>Variantenfindung</b>	<b>70</b>
6.1	Variante Schrumpfscheibe	70
6.2	Variante Hirthverzahnung	72
6.3	Variante Aufschweißen	73
6.4	Variante Gießen	75
6.5	Variante Aufschumpfen	76
6.6	Variantenvergleich	77
<b>7</b>	<b>Lastannahmen</b>	<b>78</b>
7.1	Schwenkkraft	81
7.2	Umfangskraft	82
7.3	Gewichtskraft	83
<b>8</b>	<b>Berechnung und Simulation des Schaufelrades</b>	<b>84</b>
8.1	Wellenberechnung	86
8.1.1	Grundgedanken zum Tragfähigkeitsnachweis und Aufbau von DIN 743	86
8.1.2	Grundlagen von Belastungen und Beanspruchungen	88
8.1.3	Nennspannungen	92
8.1.4	Zeitlicher Verlauf der Belastungen	94
8.1.5	Werkstoffkennwerte	94
8.1.6	Ruhende Belastung	95
8.1.7	Dynamische Belastung	95
8.1.8	Dauerfestigkeitsschaubild	98
8.1.9	Örtliche Spannungen	99
8.1.10	Kerbwirkung	99
8.1.11	Prinzipieller Ablauf des Nachweises der Sicherheit	102
8.1.12	Sicherheiten	103
8.1.13	Eingabewerte und Ergebnisse der Berechnung	104
8.2	Lagerberechnung	106
8.2.1	Grundlagen der Lagerberechnung	106

## Inhaltsverzeichnis

---

8.2.2	Eingabewerte und Ergebnisse der Loslagerberechnung	109
8.2.3	Eingaben und Ergebnisse der Festlagerberechnung	110
<b>8.3</b>	<b>Pressverbände</b>	<b>111</b>
8.3.1	Theoretische Grundlagen	111
8.3.2	Pressverband zwischen Schaufelradflansch und Welle	115
8.3.3	Pressverband zwischen Kupplungsflansch und Welle	117
<b>8.4</b>	<b>Schraubenberechnung - Verbindung Schaufelradflansch/Scheibenrad</b>	<b>118</b>
8.4.1	Grundlagen	118
8.4.2	Verspannungsschaubild	120
8.4.3	Eingabewerte und Ergebnisse	124
<b>8.5</b>	<b>Scheibenrad</b>	<b>125</b>
8.5.1	Eingabewerte und Ergebnis	125
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>131</b>
<b>10</b>	<b>Verzeichnisse</b>	<b>133</b>
10.1	Abbildungsverzeichnis	133
10.2	Literaturnachweis	137

## **Kurzbeschreibung**

Zum Rückladen von Schüttgut aus einer Halde werden verschiedene Rückladegeräte eingesetzt, unter anderem Schaufelradrücklader. Das Schaufelrad ist dabei das zentrale Bauteil eines derartigen Haldenrückladegerätes. In diesem speziellen Fall handelt es sich um ein Rückladegerät auf einem Schienenfahrwerk wobei das Schaufelrad an einem heb- und senkbaren Schwenkausleger montiert ist. Anhand eines konkreten Einsatzbeispiels wird ein Schaufelrad für ein Rückladegerät in Form eines Einscheibenrades entwickelt. Der Schwerpunkt wird auf die Konstruktion des Einscheibenrades gelegt. Das Scheibenrad soll aus zwei zusammengeschweißten, konischen Blechen bestehen. Das primäre Ziel dieser Arbeit ist eine Gewichtsoptimierung des Schaufelrades und dessen Komponenten mit Hilfe von Berechnungen und Simulationen. Hierbei wird das Hauptaugenmerk auf die Fertigungsart der Welle und des Schaufelradflansches, inklusive der Verbindung beider Komponenten miteinander gelegt. Weitere Kriterien sind die Fertigungskosten, der Bauraum, der Transport und der Ein- bzw. der Ausbau des Schaufelrades. Mit diesen Kriterien und allen bekannten Lasten werden verschiedene Varianten betrachtet und die am besten geeignete konstruiert.

## **Abstract**

In order to sufficiently reclaim bulk freight from waste tips, various models of retrieval and reloading devices are employed. Among them: the bucket wheel reclaimer. The central mantle piece of this construction is the bucket wheel itself, which is used to reload the bulk material from the rock pile. It moves on specific rails and is further outfitted with a remove- and lowerable jib boom. With the aid of concrete data, such a bucket wheel is to be assembled in form of a one-disk bucket wheel. In terms of manufacture, a one-disk wheel needs to be designed, which is supposed to be built out of two welded, tapered steel sheets. Primary aim of this diploma work is to establish a sufficient, optimal weight optimization of the bucket wheel and its components through calculations and computer simulations. With this the processing of the shaft and bucket wheel muff, including the fusion of both components are to be examined. Further, criteria include cost of manufacture, required area of construction, transport, installation and dismounting of the bucket wheel. In hindsight to these criteria and known weight afflictions, various samples shall be reviewed in order to distinguish and built the most efficient.

## 1 Einführung

Die Firma SANDVIK MINING AND CONSTRUCTION Materials Handling GmbH & Co KG konstruiert und entwickelt unter anderem Schaufelradrücklader in verschiedenen Formen, Größen und mit unterschiedlichen Förderleistungen. Zum Rückladen von Schüttgut (Kohle, Erz, Mineralien) aus einer Halde werden verschiedene Rückladegeräte eingesetzt. Eine haufenförmige Ansammlung von Schüttgut wird im Bergbau als Halde bezeichnet. In diesem speziellen Fall handelt es sich um ein Rückladegerät auf Schienen mit einem Schaufelrad an einem heb- und senkbaren Schwenkausleger.

Der Inhalt dieser Arbeit ist die Neuentwicklung eines Einscheibenrades für ein Rückladegerät anhand eines Beispiels einer bestehenden Maschine.

Die vorliegende Arbeit besteht aus zwei Teilen. Im ersten Teil werden die theoretischen Grundlagen eines Rückladegerätes und das System der Halde, sowie die Varianten des Schaufelrades erklärt. Weiters werden die auszulegenden Elemente definiert und beschrieben. Anhand eines Beispielrückladers wird im zweiten Teil der Arbeit ein Schaufelrad in Form eines Einscheibenrades mit Hilfe von Berechnungen und Simulationen ausgelegt und entworfen und dieses mittels eines 3D-Programms konstruiert.

## 2 Zielsetzung

Die Aufgabenstellung ist die Konstruktion und Dimensionierung eines Einscheibenrades, insbesondere von Welle, Lager, Wellen-Nabenverbindungen und des Antriebsflansches unter der Berücksichtigung einer Gewichts-, Montage-, Wartungs- und Fertigungsoptimierung.

Das primäre Ziel ist eine Gewichtsoptimierung des Schaufelrades und dessen Komponenten mit Hilfe von Berechnungen und Simulationen. Sekundär werden die Fertigungsart der Welle und des Flansches und die damit verbundenen Kosten betrachtet. Insbesondere werden die Welle, der Schaufelradkörper, die Lagerung und die Verbindungen zwischen Schaufelradkörper, Flansch und Welle behandelt.

### 3 Grundlagen des Schaufelradrückladers

Die Herstellung von Produkten wird oftmals von Rohstoffen bestimmt, die in den Erzeugerländern teilweise nur schwer erhältlich sind. Rohstoffe wie Eisenerz, Bauxit, Kohle oder Getreide werden daher über sehr weite Strecken mit dem Schiff transportiert und in Häfen vorübergehend zwischengelagert. Die Lagerung der oben genannten losen Schüttgüter erfolgt dabei auf einer Halde. Damit diese Ansammlungen von Schüttgütern möglichst kostengünstig aufgenommen und der weiteren Verarbeitung zugeführt werden kann, werden verschiedenste technische Einrichtungen wie zum Beispiel Förderbänder und Absetzer benötigt. Technische Einrichtungen die ein erneutes Aufsammeln dieser Schüttgüter ermöglichen werden Haldenrückgewinnungsgeräte genannt [2].

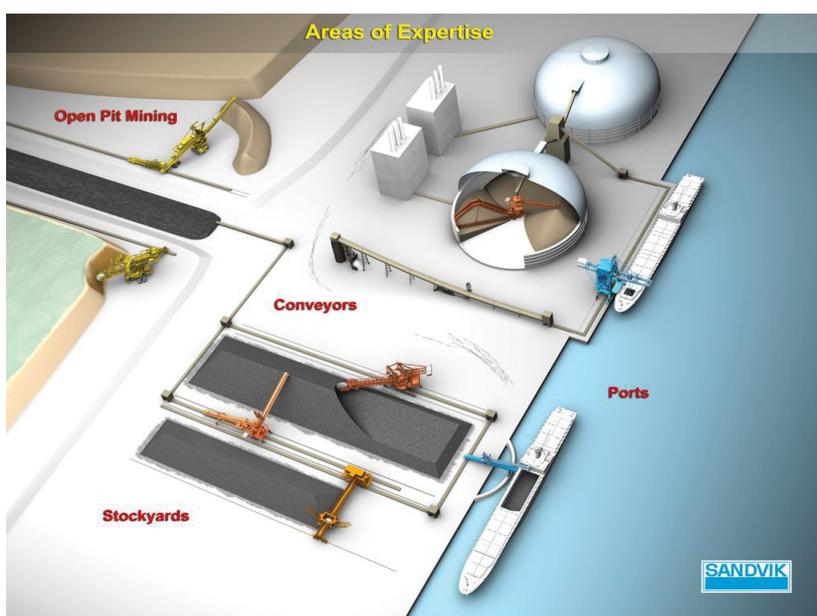


Abb.1: Grundaufbau eines Umschlagplatzes

Schaufelradrücklader dienen ausschließlich zur Wiederaufnahme von Schüttgütern von einer Halde. Zum Aufschütten der Halde sind gesonderte Absetzer mit einem Bandschleifwagen im Einsatz. Auch eine Kombination beider Maschinen ist möglich und wird bei kleineren Halden eingesetzt. Diese können sowohl als Bagger als auch als Absetzer zum Aufschütten der Halde eingesetzt werden. Hier ist der dafür nötige Bandschleifwagen an eine hydraulische Vorrichtung gekoppelt, mit deren Hilfe dieser nach Bedarf ein- und ausgefahren werden kann. Beim

Absetzbetrieb läuft das Förderband in Richtung des Schaufelrades und wirft das Material beim Schaufelrad vorbei auf die Halde.



Abb.2: Schaufelradrücklader

### 3.1 Grundlagen des Haldenrückholprozesses

Der Arbeitsprozess von Rückladegeräten umfasst den Abbau von Rohstoffen von einer Halde und das Aufnehmen derselben für den Transport. Um den Rohstoff aus der Halde herauszulösen, muss er durch geeignete Mittel örtlich so stark beansprucht werden, dass die Festigkeitsgrenze überschritten wird. Auf der Halde befindet sich aufgeschüttetes Rohmaterial. Da die Druckfestigkeit deutlich größer ist als die Zug- und Scherfestigkeit müssen direkt oder indirekt ausreichend große Zug- bzw. Scherspannungen erzeugt werden. Beim Abbau von Erdstoffen mittels Schaufelradbaggern, sowie bei Haldenrückholgeräten, werden ausschließlich physikalische Prinzipien angewendet. Die Grundlagen werden nachfolgend dargestellt. Für den Rückladeprozess ist jedoch nur das Prinzip des „Brechens“ relevant. Die anderen Prinzipien werden nur bei Schaufelradbaggern eingesetzt.

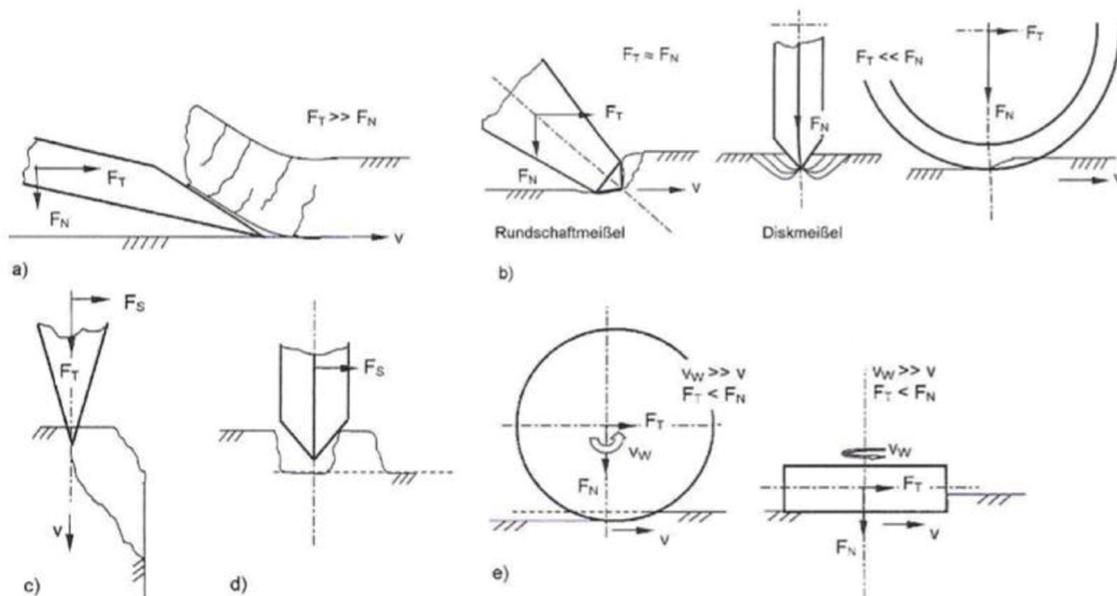


Abb.3: a) Spanen, b) Kerben, c) Spalten, d) Brechen, e) Schleifen

### 3.2 Arbeitsweise der Rückladegeräte

Zum Lösen des Fördergutes aus seinem Verband in der Böschung wird das drehende Schaufelrad in den einzelnen Höhenlagen um einen bestimmten Schwenkwinkel geschwenkt. Der Abbau des Fördergutes erfolgt immer von der höchsten Lage nach unten. Durch unterschiedliche Auslenkwinkel wird eine Seitenböschung mit einem bestimmten Neigungswinkel  $\alpha$  geschnitten [2].

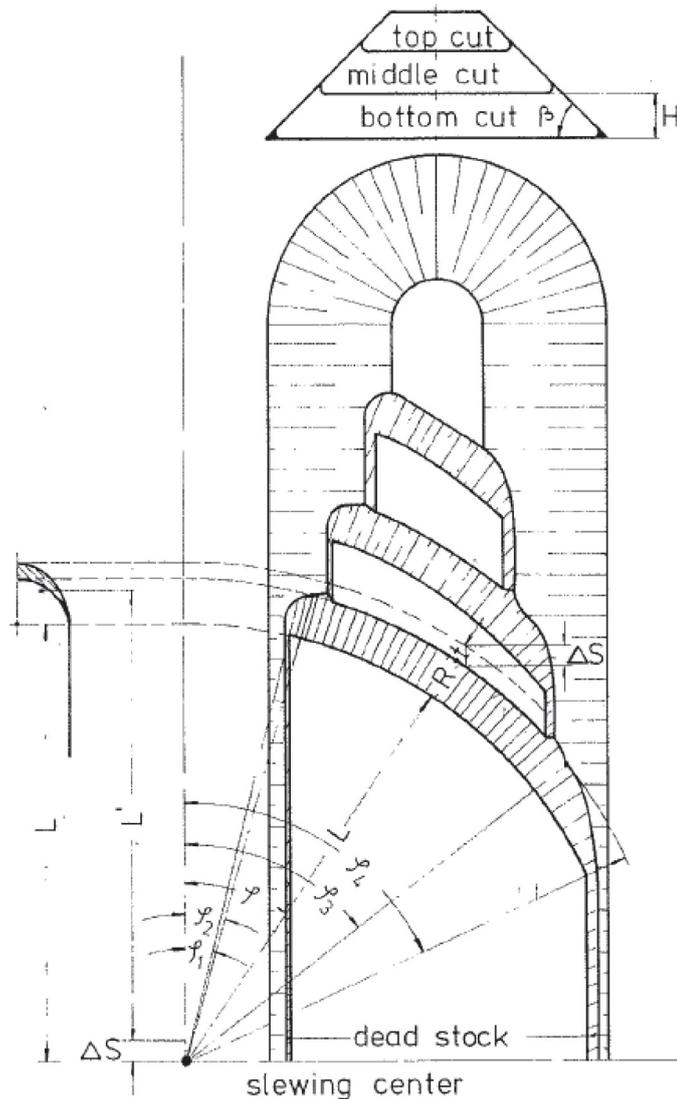


Abb.4 : Arbeitsweise des Rückladegerätes

### 3.3 Haldensysteme

Für die Lagerung großer Schüttgutmengen bieten sich Halden an, die mechanisiert und vollautomatisch auf- und abgebaut werden können. Die verfahrenstechnischen Anforderungen an die Lagerhaldentechnik führten zur Entwicklung von Haldenauf- und -abbausystemen mit einer speziell auf diese Belange zugeschnittenen Maschinenentwicklung. Unter dem Begriff Mischbetttechnik werden heute alle die Verfahren und zugehörigen Maschinen zusammengefasst, deren Aufgaben über die reine Umschlagtechnik hinausgehen [5].

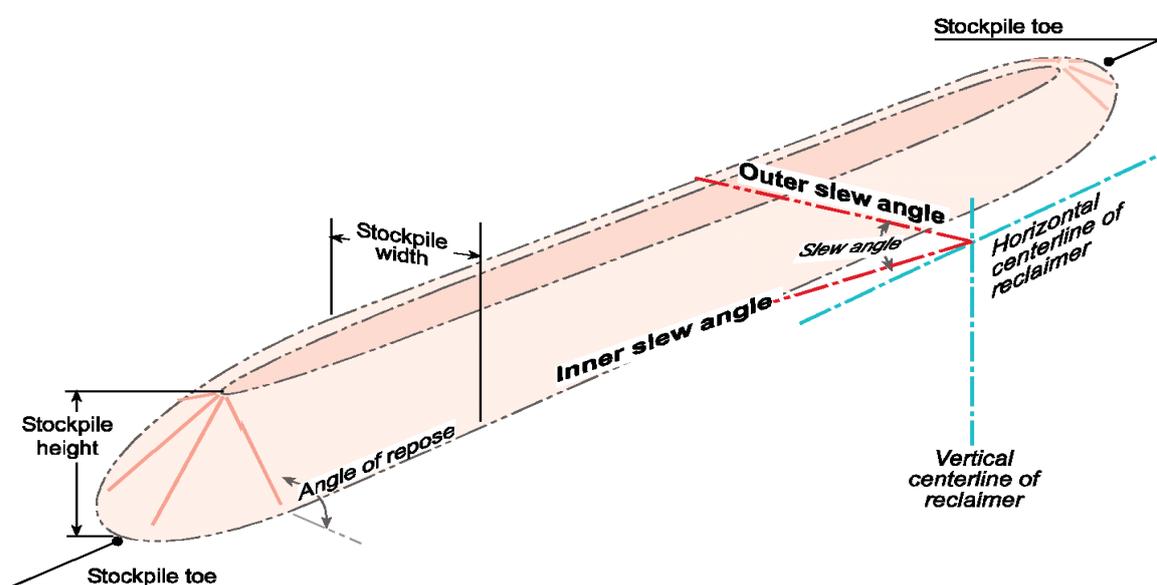


Abb.5: Grundaufbau einer Längshalde

Im Laufe der Zeit sind eine Vielzahl von Systemen entwickelt worden mit dem Ziel, die theoretischen Vorstellungen möglichst gut zu erreichen. Der Lagerplatztyp und seine Funktion als Puffer oder Mischbett bestimmt die Methode des Absetzens. Für das Absetzen auf Längslagern im Freien kommen Absetzer mit Fahrbrücke, mit Schwenk- oder mit Schwenk- und Hubeinrichtung zum Einsatz. Die Beschickung der Absetzer selbst erfolgt über einen Gurtförderer mit Bandschleifenwagen. Nachfolgende Abbildung zeigt einen Überblick der verschiedenen Haldensysteme. Die zwei, die für Schaufelradrücklader relevant sind, werden im Folgenden erörtert.

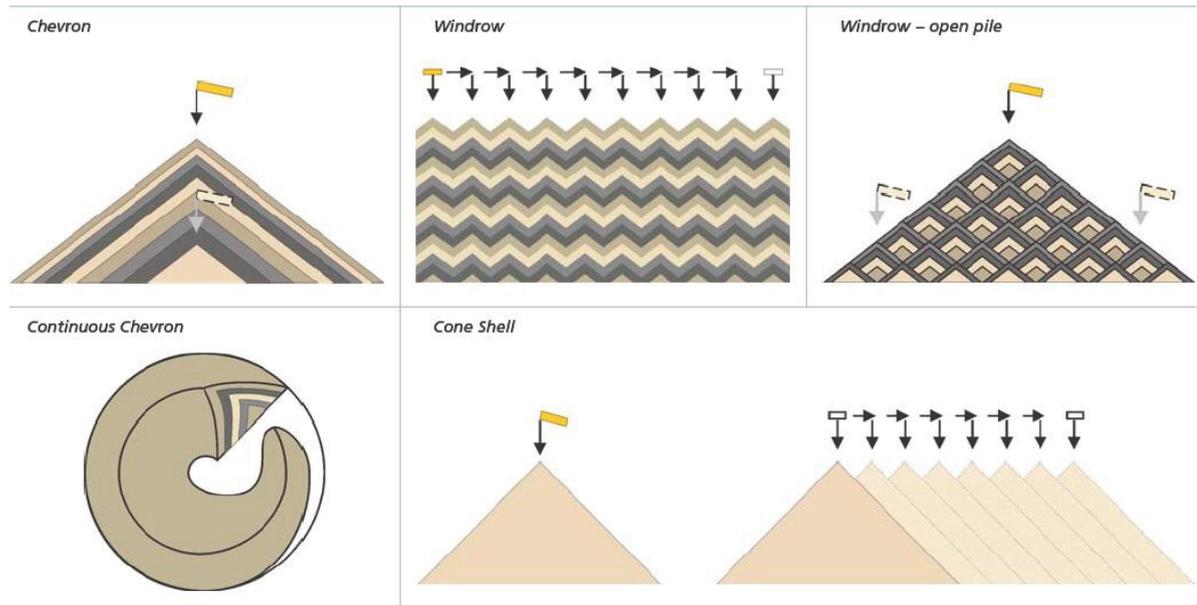


Abb.6: Mischbettsysteme

### 3.3.1 Chevron-Methode

Der Aufbau erfolgt in Längsrichtung durch Aufschütten auf den First der Halde, wobei der Abbau in Querrichtung erfolgt. Durch dieses System können verschiedene Zusammensetzungen gemeinsam erfasst werden. Beim Aufschütten freifließender Schüttgüter mit breiter Korngrößenverteilung rollen die groben Partikel weiter den Schüttkegel hinunter als die feinen. Daraus ergibt sich eine systematische Anreicherung großer Körner im unteren Bereich der Lagerhalde.

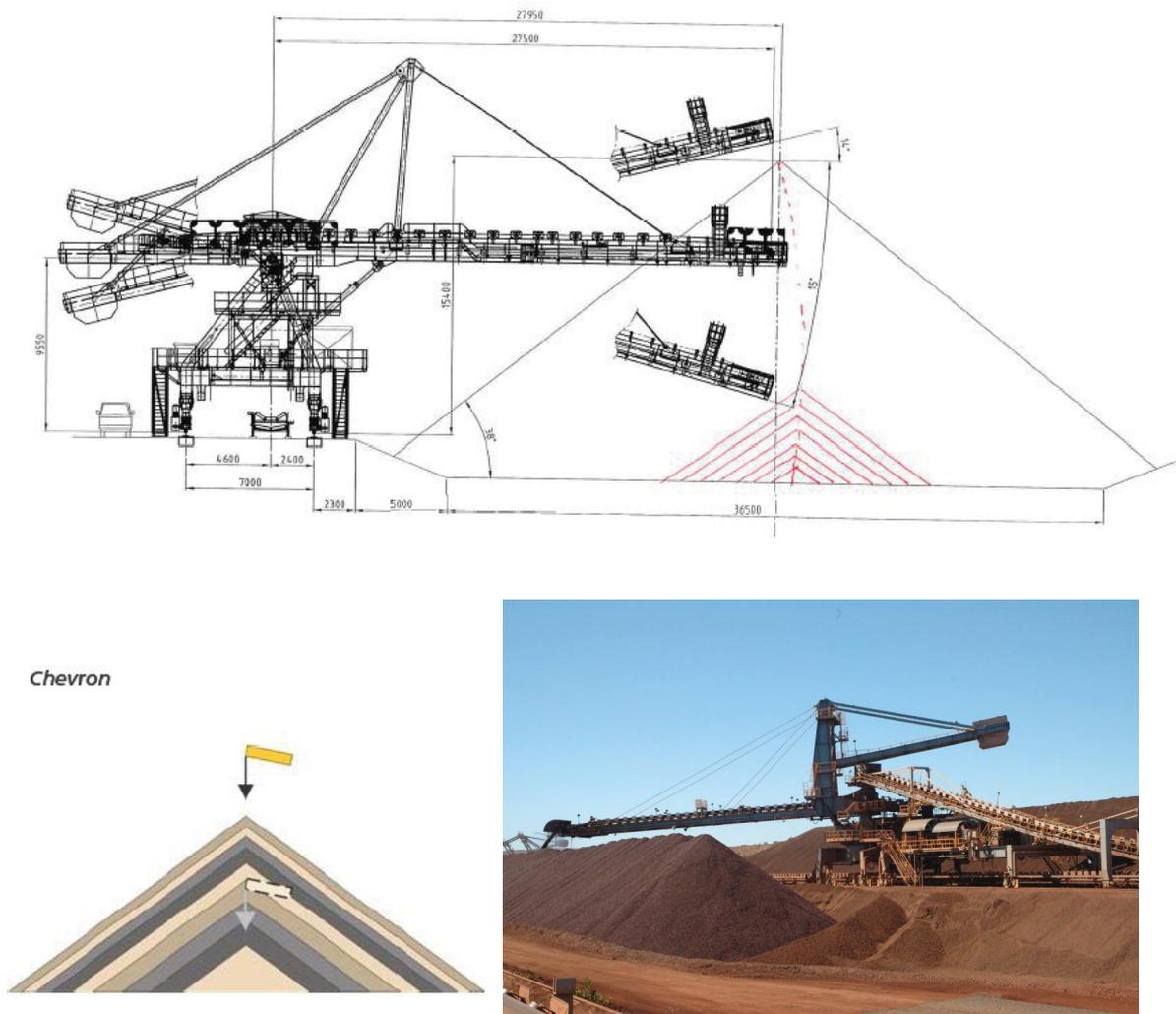


Abb.7: Chevronmethode

### 3.3.2 Windrow-Methode

Der Aufbau der Halde erfolgt mittels nebeneinander und übereinander liegenden, längs aufgebauten Einzelschüttungen. Beim Rückfördern des Schüttgutes wird die Halde der Haldenflanke entlang seitlich abgebaut. Bei dieser Methode gibt es keine spezifischen Zonen mit Grobkornanreicherung. Die Grobkornanreicherung ist über den ganzen Haldenquerschnitt verteilt.



*Windrow – open pile*

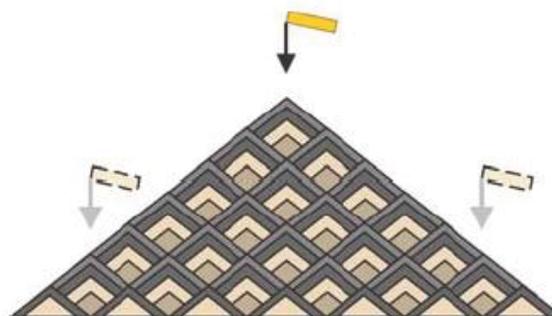


Abb.8: Windrowmethode

### 3.4 Maschinenbauliche Grundlagen des Schaufelradrückladers

Zum Rückladen von Schüttgut (Kohle, Erz, Mineralien) aus einer Halde werden verschieden große Rückladegeräte eingesetzt. Die Art des Rückladegerätes wird unter anderem durch das Material, die Durchsatzleistung und die Struktur des Lagerplatzes bestimmt.

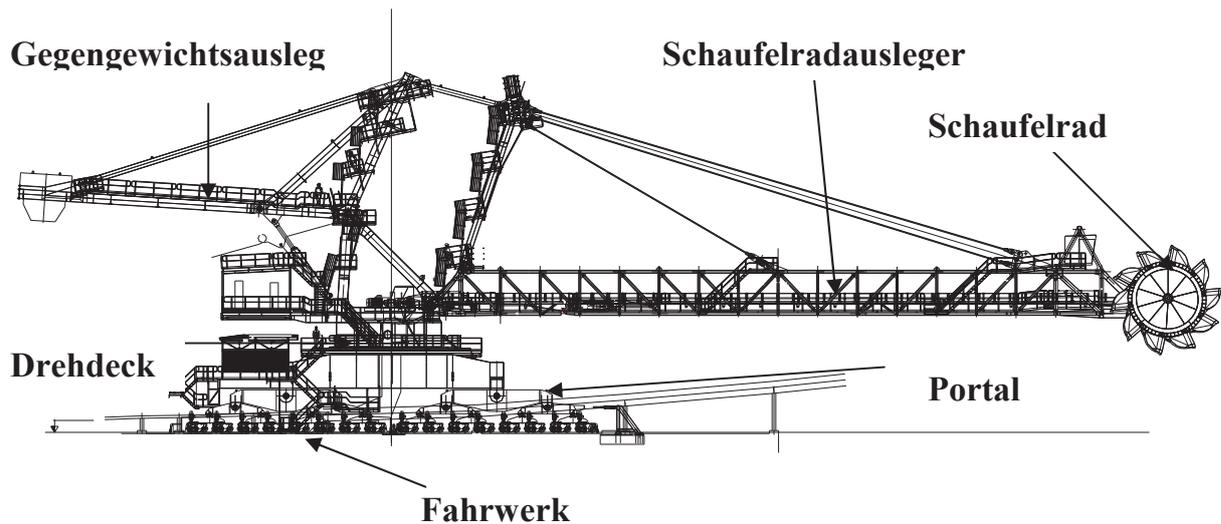


Abb.9: Übersicht des Schaufelradrückladers

Das Fahrwerk besteht üblicherweise aus drei auf Schienen fahrenden Fahrgestellen. Die Funktion des Portals besteht darin, die Auflasten und Horizontalkräfte einer Drehverbindung an die üblicherweise drei Fahrwerksgruppen auf Schienen abzuleiten. Die Laufwerke einer Gruppe unterhalb eines Portalstützpunktes werden durch ein System von Ausgleichsschwingen so gekoppelt, dass sich an allen Laufrädern einer Gruppe die gleichen Raddrücke aus den Vertikallasten ergeben.

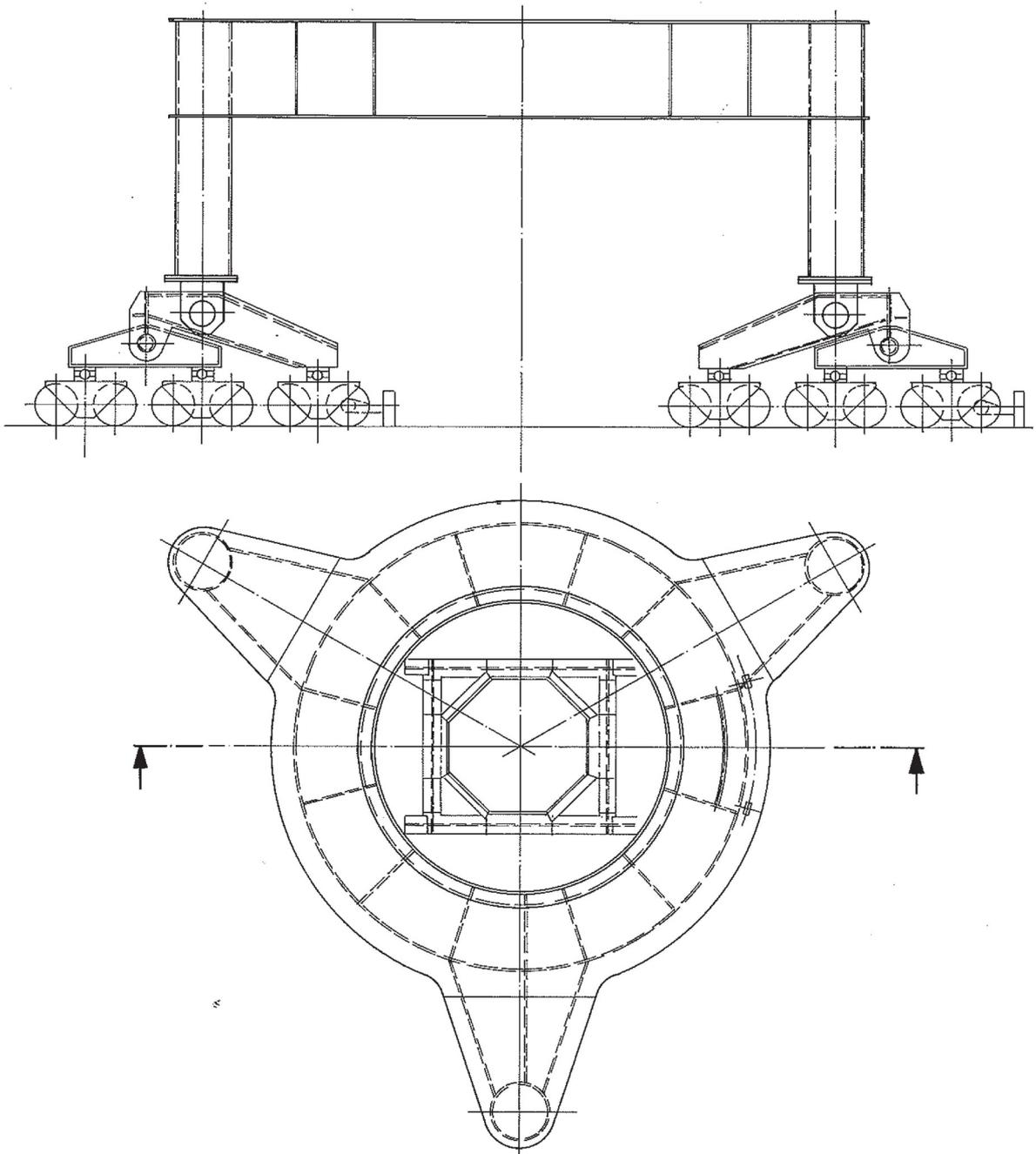


Abb.10 : Portal mit unsymmetrischer Dreipunktstützung

Die Ausgleichsschwingen sind in der Regel als Balkenträger mit Kastenquerschnitt ausgebildet, um an den so genannten „Fest“ – Punkten der Portale auch die quer zur Schiene gerichteten Kräfte übertragen zu können. Das gebräuchlichste System ist die unsymmetrische Dreipunktstützung (Abb. 10). Bei der Dreipunktstützung ist es üblich, die Fahrwerkgruppe der Einpunktseite als „Pendelstütze“ auszubilden, wobei Neopren – Lager die Funktion des Drehgelenkes an der Lagerstelle zwischen

Portal und Hauptschwinge übernehmen. Die Schwinge muss dann in Schienenrichtung durch besondere drucksteife Distanzstäbe abgefangen werden[6].

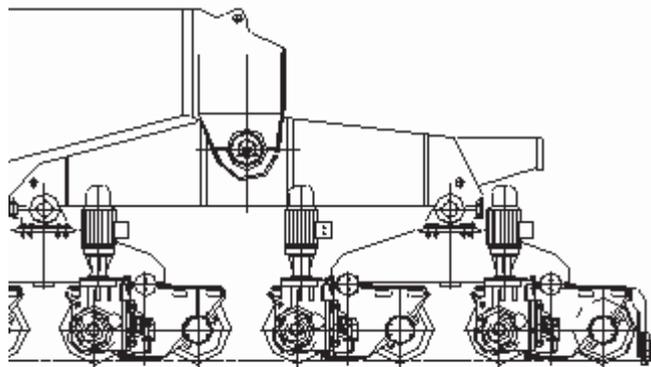


Abb.11: Fahrgestell

Schaufelradrücklader werden fast ausschließlich als schwenkbare Geräte ausgeführt. Das heißt, dass der Oberteil gegen ein Unterteil um eine senkrechte Achse drehbar ist. In den meisten Fällen ist der Drehmechanismus nach dem Drehscheibenprinzip ausgebildet. Zur Realisierung dieses Prinzips sind Ringträger erforderlich.

Der obere Teil des Portals trägt den unteren Teil des Drehdecks. Das Portal steht auf drei Fahrwerken, welche mit drei Verbindungsarmen mit dem Portal verbunden sind. Das Drehdeck verbindet das Portal mit dem oberen Teil des Schaufelradrückladers. Der Baggervorgang erfordert eine kontinuierliche Schwenkbewegung des Oberbaus und eine sich wechselnde Richtungsumkehr an den Enden des Blockes. Daher übernimmt das Schwenkwerk die Aufgabe des Vortriebs zur Wahrung eines kontinuierlichen Förderstromes. Ein Drehdeck besteht aus dem Schwenkantrieb oder Drehwerk und der die Auflasten übertragenden Drehscheibe.

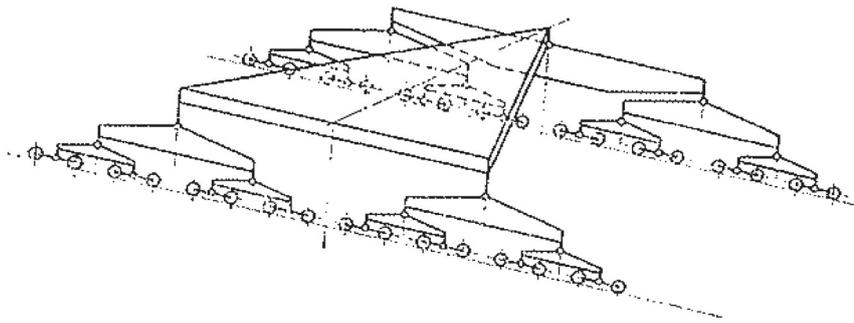


Abb.12: Schema der Schienenfahrwerke mit einer Dreipunktstützung

Der Ring des Drehdecks ist ein biegesteifes, geschweißtes Kastenfachwerk. Der obere Teil des Drehlagers ist mit einem Ring mit dem Oberbau verbunden. Der äußere Ring des Drehwerks ist mit einem Zahnkranz versehen, welches als Antriebsrad fungiert. Dieses wird mit ein oder mehreren Antrieben betrieben. Im Inneren schützt ein Trägersystem das Förderband.

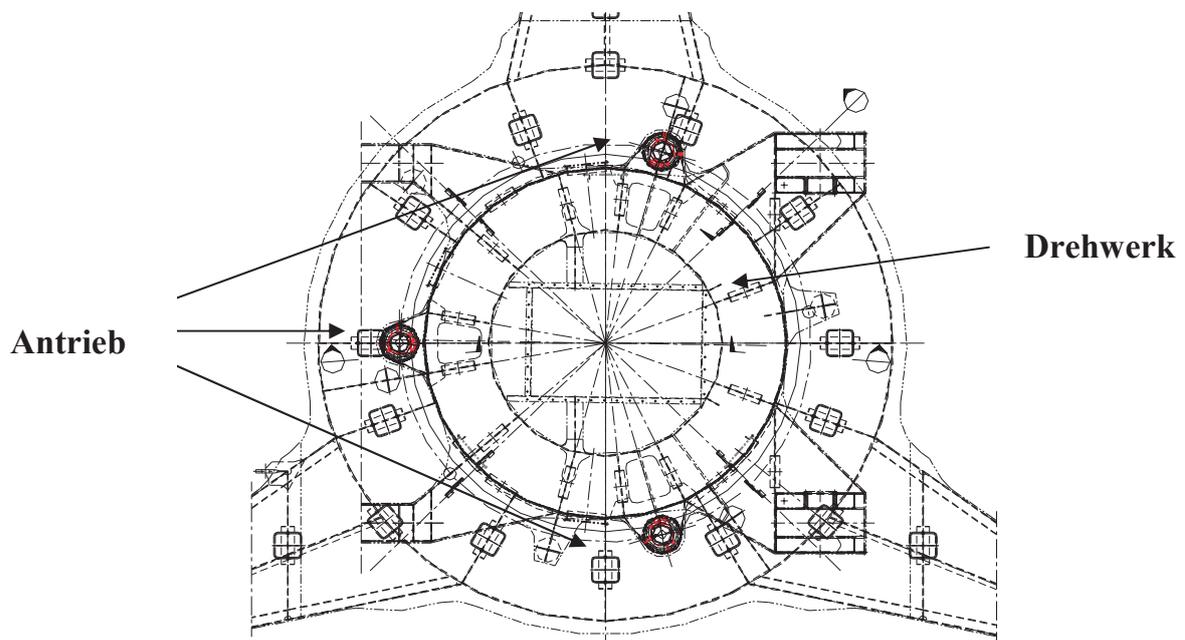


Abb.13: Drehdeck

Der Oberbau besteht aus einem Fachwerksystem, dem Gegengewichts- und dem Schaufelradausleger. An der Spitze des Schaufelradauslegers befindet sich das Schaufelrad.



Abb.14: Gegengewichtsausleger

Der Gegengewichtsausleger besteht aus einer Trägerkonstruktion und Betonblöcken und ist am hinteren Ende des Schaufelradrückladers angebracht. Das Gegengewicht sorgt für die Balance des Schaufelradrückladers sowohl im Ruhezustand als auch bei Volllast. Der Gegengewichtsausleger ist mittels zweier Aufhängungen mit Seilsystem und über Bolzen mit dem Fachwerksystem verbunden.

Der Schaufelradausleger umfasst die Hauptförderkomponenten der Maschine. Das Schaufelrad transportiert das Schüttgut auf das nachfolgende Förderband, welches das Schüttgut zur Mitte der Maschine fördert.

Der Schaufelradausleger ist mit dem Mast und dem Pylon mittels eines Seilsystems verbunden, sowie mittels Verbindungsbolzen mit dem Gegengewichtsausleger. Mit den Wippzylindern kann der Ausleger gehoben und gesenkt werden. Mit diesem System steht der Lader in jeder Arbeitslage stabil.

Der Schaufelradrücklader wird darauf ausgelegt, den Boden der Halde zu erreichen, sowie über die gesamte Breite und Höhe der Halde schwenken zu können [2].

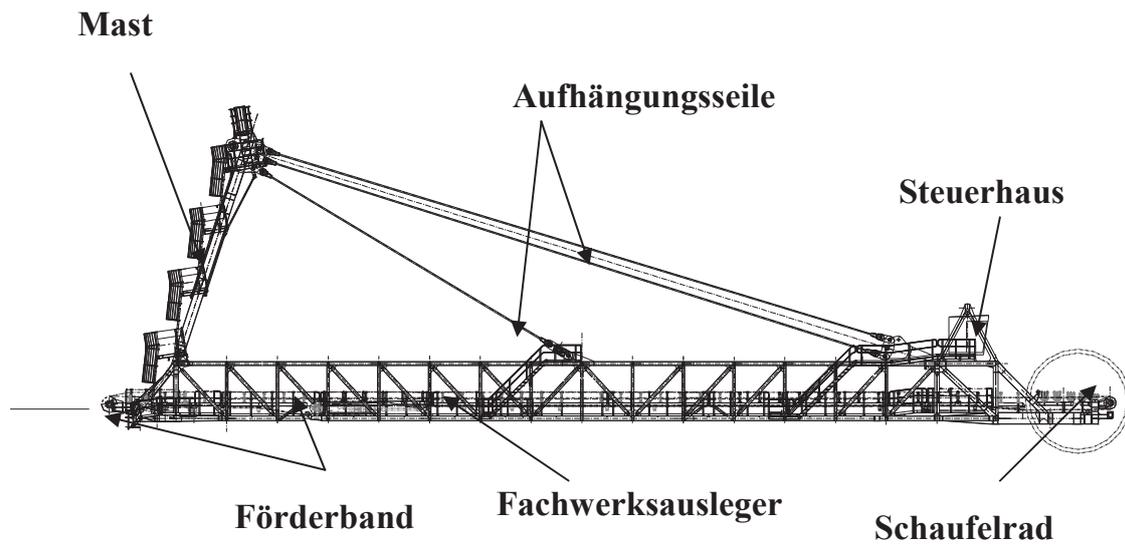


Abb.15: Schaufelradausleger

Der Schaufelradausleger beinhaltet folgende Hauptkomponenten:

- Mast
- Aufhängungsseile
- Schaufelrad mit Antrieb
- Förderbandeinheit
- Schaufelrad- und Ringschurre
- Steuerhaus
- Fachwerksausleger

## 4 Gestaltung von Schaufelrädern

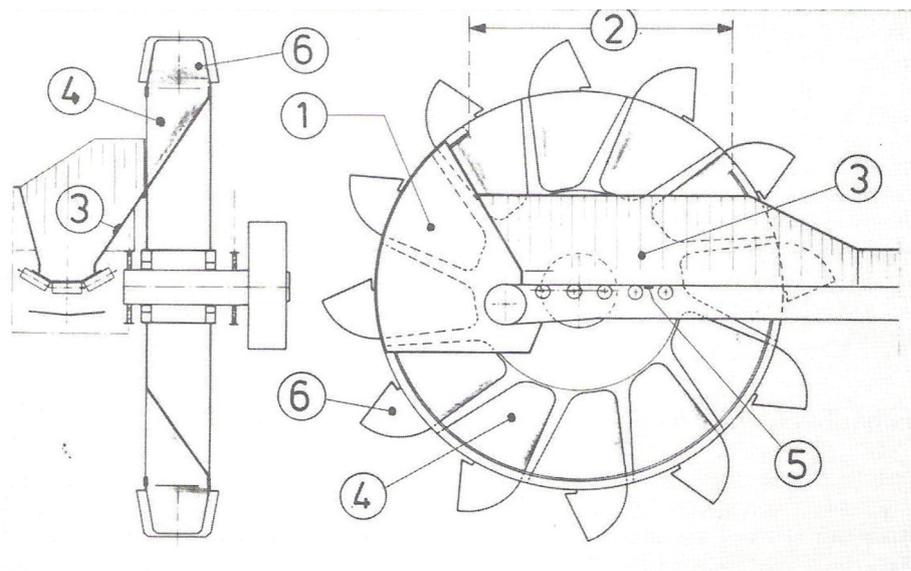
Das Schaufelrad als primäres Förderorgan ist die wesentlichste Komponente des Schaufelradrückladers. Die Dimensionierung und Auslegung des Schaufelrades ist daher bei der Planung für den Einsatz eines Schaufelradrückladers sehr wichtig. Man unterscheidet grundsätzlich drei verschiedene Arten des Schaufelrades:

- Zellenrad
- Halbzellenrad
- Zellenloses Rad

Diese unterscheiden sich nur in der Art der Ableitung des von den Schaufeln gelösten Fördergutes auf das weiterfördernde Band im Schaufelradträger.

## 4.1 Das Zellenrad

Beim Zellenrad befinden sich im Körper des Schaufelrades zusätzliche Kammern, die zur Fördergutaufnahme dienen. Das gelöste Material wird durch diese Zellen zur bandseitigen Außenwand des Schaufelrades befördert und im Bereich der Ausschüttöffnung über eine Schurre auf das Band im Schaufelradträger übergeben (Abb. 16). Eine feststehende Schurre, die am Schaufelradträger befestigt ist, verhindert die frühzeitige Entleerung des gelösten Fördergutes. Durch das Vorbeigleiten des Schüttguts an der Schurre, ist diese einem sehr starken Verschleiß unterzogen. Für das Abgleiten des Fördergutes ist eine möglichst große Neigung der Zelle notwendig, weshalb die Zelle im Schaufelradkörper möglichst nahe an den Drehmittelpunkt des Schaufelrades herangezogen werden muss oder das Schaufelrad einen entsprechend großen Durchmesser haben muss [2].

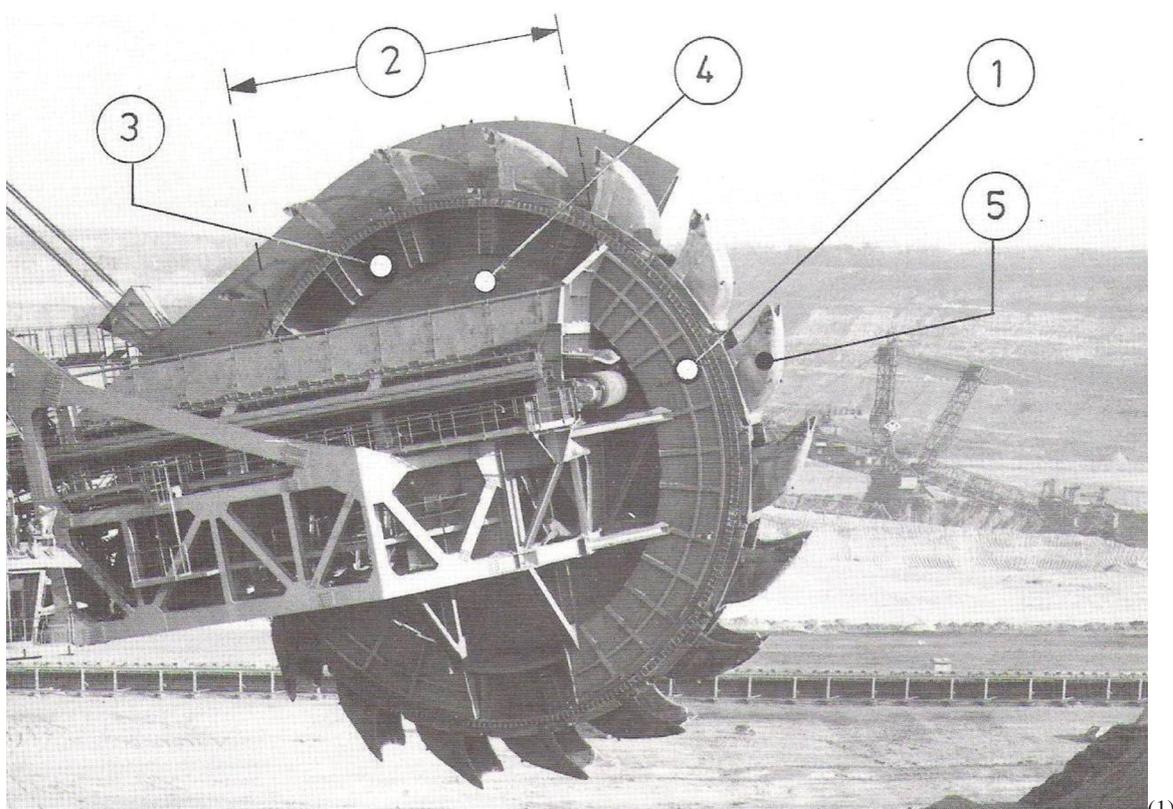


(1) Wand zum Festhalten des Fördergutes, (2) Ausschüttöffnung, (3) Schurre, (4) Zelle im Schaufelrad, (5) Band im Schaufelradträger, (6) Schaufel

Abb.16: Schaufelrad mit Zellen

## 4.2 Das Halbzellenrad

Beim Halbzellenrad liegt unter den Schaufeln im Schaufelradkörper ein Hohlraum, der von einer Ringschurre in radialer Richtung begrenzt wird. Diese Ringschurre wird soweit an der Innenseite des Halbzellenrades geführt, bis das Fördergut im Bereich der Austrittsöffnung das Schaufelrad verlassen kann. Durch eine seitlich geneigte Austragsschurre gleitet das gelöste Schüttgut auf das Förderband zur Abförderung. Die Neigung der Austragsschurre ist abhängig von den Kontaktbedingungen (Reibung, usw.) zwischen Schüttgut und Schurrenauskeidung. Dieser Winkel und die Größe der Halbzelle ergeben den erforderlichen Schaufelraddurchmesser. Die verschleißbehafteten Flächen der Halbzellen sind ebene Bleche mit einer einfachen Geometrie und können somit kostengünstig ausgewechselt werden. Die theoretische Fördermenge muss um das 1,5 fache größer bemessen werden, als die tatsächliche Fördermenge. Die Abb.17 zeigt den Aufbau eines Halbzellenrades [2].

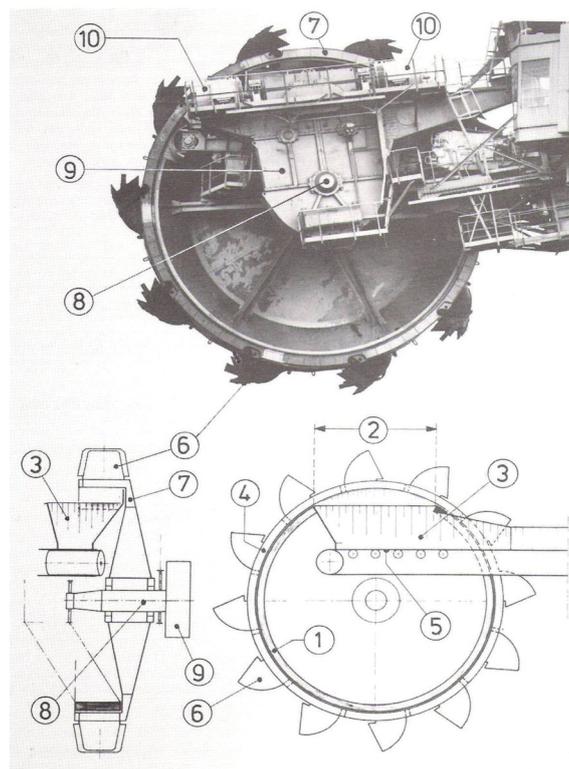


Ringschurre, (2) Ausschüttöffnung, (3) Halbzelle, (4) Schurre, (5) Schaufel

Abb.17 : Halbzellenrad

### 4.3 Das zellenlose Rad

Unter den Schaufeln liegt beim zellenlosen Rad ein Hohlkörper, dessen Größe allein von der Konstruktion der Schaufel abhängig ist. In radialer Richtung wird das Fördergut durch eine Ringschurre abgeschlossen und erst beim Austritt ermöglicht diese das Entleeren des gesamten Fördervolumens. Der Hohlraum unter der Schaufel wird bei der Errechnung der theoretischen Förderleistung ebenfalls berücksichtigt. Da die Höhe des Raumes unter der Schaufel bei einem zellenlosen Rad geringer ist als beim Halbzellenrad, kann der Schaufelraddurchmesser im Allgemeinen kleiner sein. Das Austragsband im Schaufelradträger kann bei dieser Ausführungsform oberhalb der Drehachse des Schaufelrades liegen, wobei sich günstigere Schnittverhältnisse ergeben. Die Lage der Ausschüttöffnung sowie die Konstruktion der Schaufeln kann aus Abb.18 entnommen werden [2].



(1) Ringschurre, (2) Ausschüttöffnung, (3) Schurre, (4) Ringraum, (5) Band im Schaufelradträger, (6) Schaufel, (7) Schaufelradkörper, (8) Schaufelradwelle, (9) Schaufelradgetriebe, (10) Antriebsmotoren

Abb.18 : Zellenloses Schaufelrad

#### 4.4 Auswahl des geeigneten Schaufelradtyps

Bei der Auswahl des Schaufelradtyps kann die nachfolgende Abbildung verwendet werden [2].

	Zellenrad	Halbzellenrad	Zellenloses Rad
Schneidgeschwindigkeit	etwa 2 m/s	etwa 2 bis 3 m/s	3 bis 4 m/s
Eigenschaften	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ Ausgezeichnete Betriebsergebnisse bei grobstückigem Fördergut</li> <li>+ Gut ausgesteifter Tragkörper großer Festigkeit</li> <li>- Zellenräder sind nur für eine Drehrichtung geeignet</li> <li>- Zelle muss bis nahe an den Schaufelradmittelpunkt herangezogen werden um die Neigung für das Abgleiten des Fördergutes zu erhalten</li> <li>- Starker Verschleiß der Rutschflächen an der Zelleninnenwand</li> <li>- Verdichtung des Baggergutes im Bereich des Radmittelpunktes</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ Größtmögliche Füllung bei vollständiger Entleerung, auch bei klebrigen Fördergut</li> <li>+ Förderband im Schaufelradträger kann über der Drehachse des Schaufelrades angeordnet werden</li> <li>+ Schleifflächen der Halbzelle sind Ebenen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>+ Steigerung des Durchsatzes und Verkürzung des Entleerungsvorganges</li> <li>+ Fertigung des Schaufelrades</li> <li>+ Geringes Gewicht des Schaufelrades</li> <li>+ Verwendung von Gleitschurren, Rollenroste oder Drehteller als Entleerungsvorrichtungen</li> <li>+ Größte Umfangsgeschwindigkeit</li> <li>+ Vergrößerung der Schaufelradfüllung durch Ringraumanteil</li> </ul>
Einsatzgebiet	Schüttgutumschlag		Schaufelradbagger im Tagebau

Abb.19: Schaufelradtypen und deren Eigenschaften

## 4.5 *Aufbau des Schaufelrades mit Antrieb*

Das Schaufelrad mit Antrieb umfasst alle Teile, die für die Drehbewegung des Rades und das Lösen und Transportieren des Fördergutes zu dem Abzugsförderband notwendig ist [2].

### 4.5.1 Die Schaufel

#### 4.5.1.1 Form der Schaufel

Die Schaufel wird meistens als gepresster oder geschweißter Stahlkörper ausgeführt. Die Querschnitte der verschiedenen Schaufelkörper sind in Abb.20 und Abb.21 dargestellt und können entweder rechteckförmig, trapezförmig oder kreisförmig sein [2].

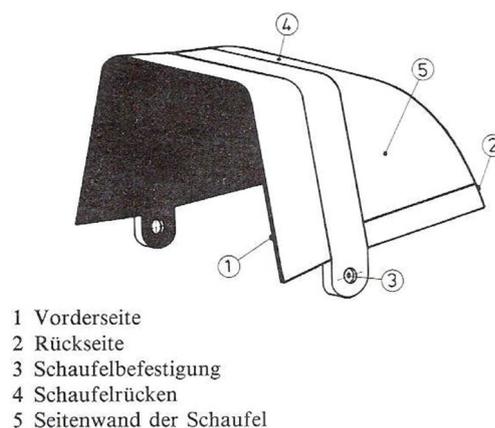


Abb.20: Trapezförmige Schaufel



Abb.21: Kreisförmige Schaufel

Die Schneidkanten oder Schneidmesser der Schaufeln sind mit verschleißfestem Material z.B. Brinar 400 (1.8714) gepanzert. Der Abstand zwischen zwei Schaufeln und die Schaufelbreite ist in Abhängigkeit des Schaufelraddurchmessers und des Fließverhaltens vom Material zu wählen. Die Schaufel besteht aus den Schaufelwänden, dem Schaufelboden und -rücken, den Schneidezähnen und den Schaufelbefestigungen. Die Schaufelwände und der Schaufelboden werden bei Haldenrückholgeräten leichter ausgeführt, als die der Schaufelradbagger. Die Schaufeln und Seitenwände müssen so geformt sein, dass ein gutes Befüllen und Entleeren der Schaufeln möglich ist und die Seitenwände die Böschung nicht berühren.

## 4.5.1.2 Schneidmesser, Zähne

Durch die Arbeitsweise des Schaufelrades gräbt eine Schaufel nur mit einer Seite. Der Übergangsbereich zwischen Seiten- und Außenkante ist jener Bereich, der während des Grabens den größten Beanspruchungen ausgesetzt und daher dem größten Verschleiß unterworfen ist. An der Grabkante werden Zähne eingesetzt, damit die Schneidkante entlastet wird und vor Verschleiß geschützt ist.

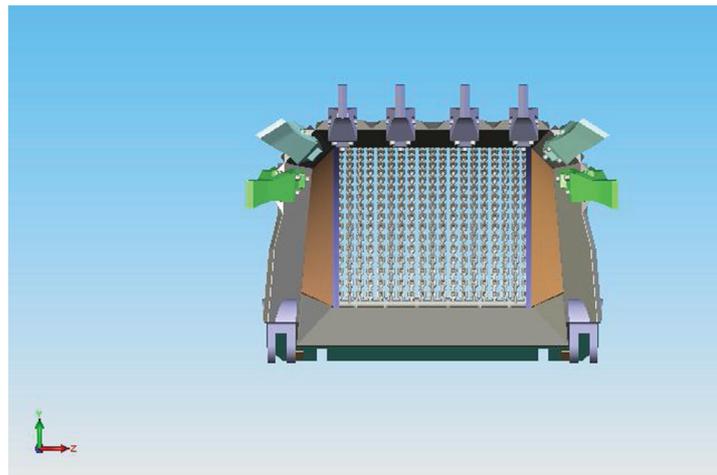


Abb.22: Frontansicht der Schaufel eines Schaufelradbaggers

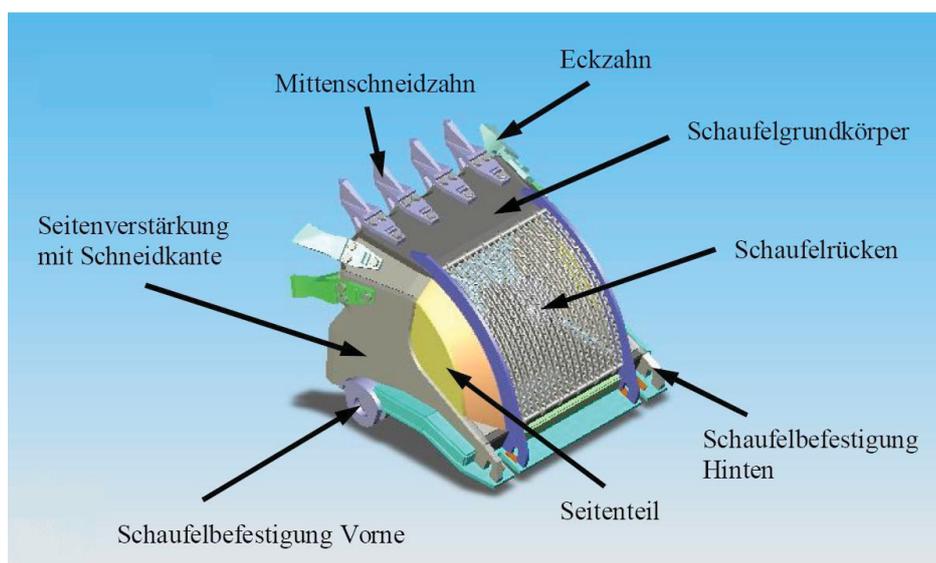


Abb.23: Schaufelkomponenten

In den Seitenwänden von rechteckigen oder trapezförmigen Schaufeln werden die Zähne vorwiegend in Längsrichtung beansprucht, während die Zähne in der Vorderkante der Schaufel auch starken seitlichen Beanspruchungen unterworfen

sind. Diese werden umso größer, je höher die Schwenkgeschwindigkeit des Rades in Bezug auf die Umfangsgeschwindigkeit wird. Besonders hoch sind die Beanspruchungen der Eckzähne, bzw. der vorgezogenen Eckmesser [2].

Grundsätzlich gibt es zwei Möglichkeiten zur Verbindung der Zähne mit der Schaufel:

- Schraubverbindung
- Keilverbindung

Da die Schraubverbindung schwer lösbar ist und daher lange Zeit für den Zahnwechsel benötigt wird, wird die Keilverbindung vorgezogen. Aus Abbildung 24 ist ersichtlich, dass die einzelnen Schneidmesser mit Hilfe von Keilen in den angeschweißten Taschen gesichert werden. Diese Verbindung ist auch unter Verschmutzung einfach lösbar und ermöglicht kurze Zahnwechselzeiten.

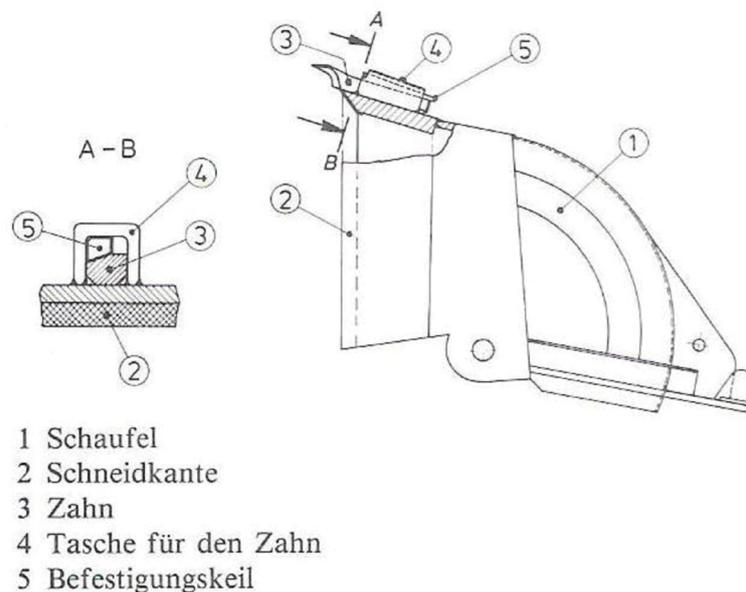


Abb.24: Aufgesteckter Zahn

Stumpfe Schneidkanten bzw. Schneidzähne führen zu einer erheblichen Steigerung der Schnittkräfte und damit der Antriebsleistung und sollte daher möglichst vermieden werden. In den meisten Fällen können stumpfe Schneidorgane durch Aufschweißen wieder verwendet werden.

### 4.5.1.3 Werkstoffwahl der Schneidzähne

Nach [8] soll der Schneidzahn einen Grundkörper aus legiertem Stahlguss mit guter Bruchdehnung haben. Die Zahnschneiden werden zusätzlich mit Panzerschweißung gegen Verschleiß geschützt. Abb. 25 zeigt den Werkstoff der Zahnspitze und die Einsatzzeit eines Schaufelradzahnes in bestimmten Einsatzgebieten.

Tagebau vorliegende Bodenart	Werkstoff der Zahnspitze	Standzeit in Betriebsstunden (soweit bekannt)
Neyveli Cudalore Sandstein SchRs $\frac{700}{3} \cdot 20$	Widia GT10 aufge- lötet Silberlot Plattenstärke 40 mm Form nach Bestellung	in sehr hartem Sand- stein 350 h, in vorgesprengtem Sand 500 h
Landgewinnung Bedak Singapur Yellow Bedoksoil Bild 13-12 SchRs 150 s	Widia GT10 Verdur (Krupp) als Flächenpanze- rung	Standzeit max. 500 h Kosten 1967 f. Zähne 0,03 DM / $\text{cm}^3$
Hahatoe (Togo) Phosphat SchRs 150 s	z.Teil Ripperzähne mit Widia GT10 siehe Bild 6-27	2700 h nur Ausbrüche beim Auffreffen auf Steine
Stripmining Sch Rs $\frac{1500}{3} \cdot 30,5$ Tonschiefer Fr. Krupp Peabody North. Ill.	Esco - Zähne leg. G.St. vergütet $\sigma_z = 63 \text{ kp/mm}^2$ HB = 418	Kosten 1964 0,050 DM / $\text{cm}^3$
GCS - Tagebau am Athabasca River Alberta (Kanada) Ölsand Sch Rs $\frac{1000}{7,5} \cdot 26$	USA - Lieferung auswechselbare Spitzen, gepanzert mit Carbid - Legierung	in vorgesprengtem Ölsand 125 h
Panzerelektroden mit Carbiden	Verdur (Krupp) FOX Multidur (Wo Carbid) 68 - 72 Rc (Böhler) Ledurit 6 - 60 Rc Weilrit für Auflegen - u. E-Schweißung	

Abb.25: Werkstoffe und Standzeiten von Schaufelzähnen

Um eine weitere Verbesserung der Standzeit von Schaufelzähnen zu erreichen, empfiehlt es sich in eine bedingt verschleißfähige Matrix, Karbide und andere Hartstoffe einzulagern. Wegen der auf die Schneiden zusätzlich einwirkenden Stoß- und Schlagbeanspruchungen muss auch genügend Zähigkeit vorhanden sein. Die Härtevergleichstabelle (Abb. 26) gibt einen Überblick über die Härte der Minerale und die der Hartstoffe [2].

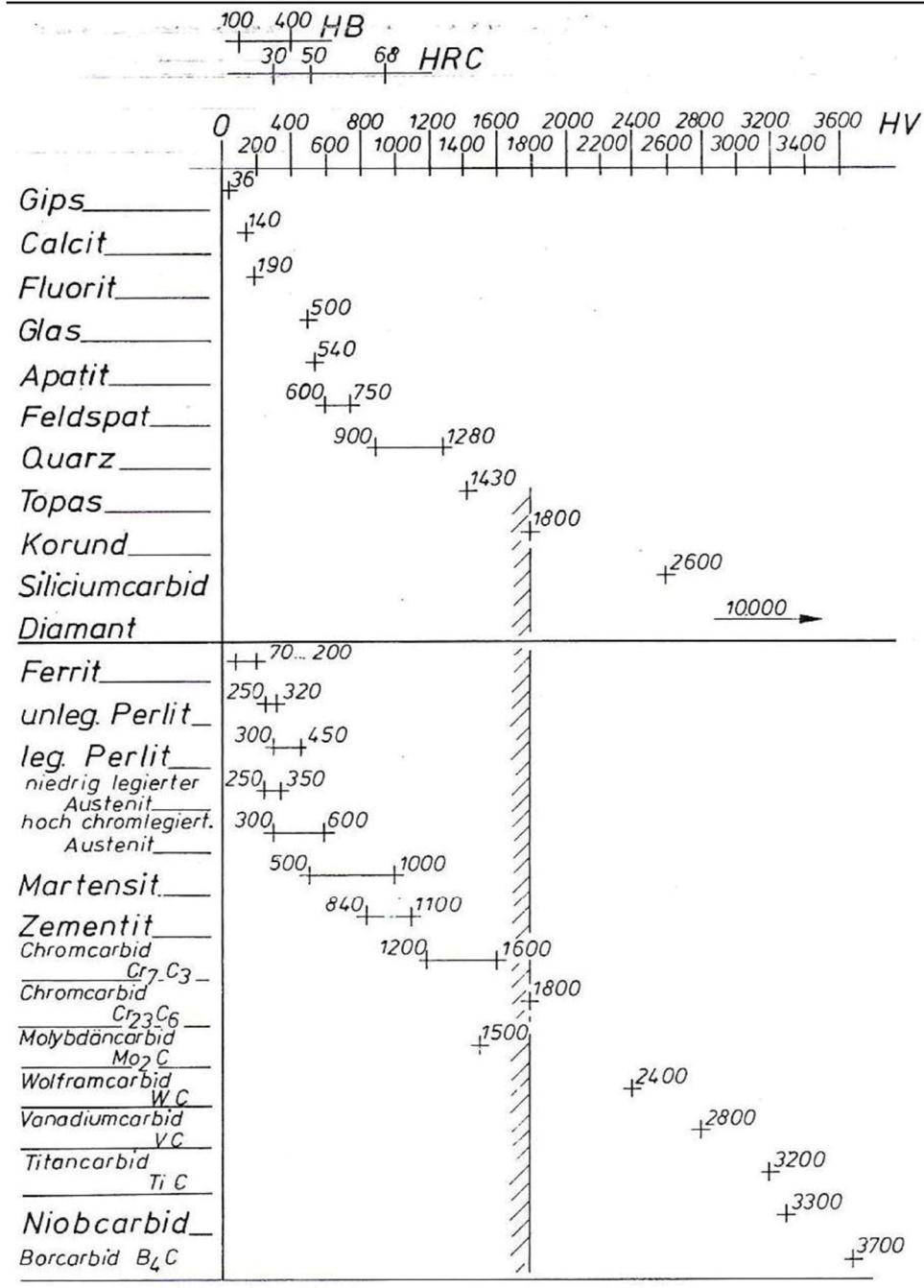
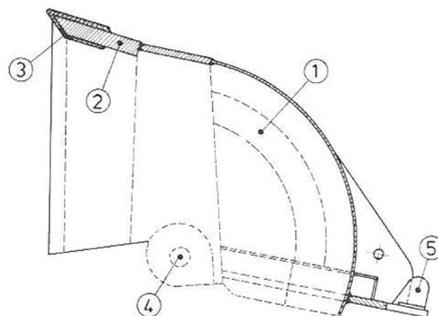


Abb.26.: Härtevergleichstabelle

#### 4.5.1.4 Schaufelbefestigung am Schaufelradkörper

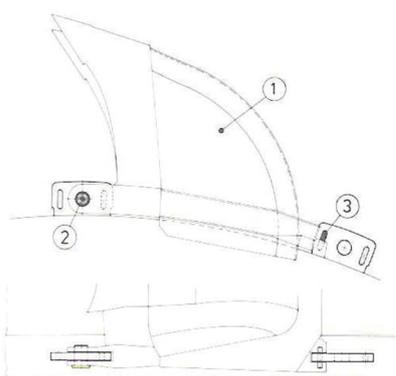
Die Schaufel wird bei den vorderen und hinteren Schaufelbefestigungen durch zwei Bolzen mit dem Schaufelradkörper verbunden. Eine weitere Verbindung erfolgt in der Mitte der Schaufel über einen Spannkeil. Die vordere und die hintere Befestigung der Schaufel werden in Abb.27 gezeigt.



- 1 Schaufel
- 2 Schneidmesser
- 3 Panzerschweißung der Schneidkante
- 4 Vordere Schaufelbefestigung
- 5 Hintere Schaufelbefestigung

Abb.27: Schaufelbefestigung am Schaufelradkörper

Wenn eine Drehrichtungsumkehr für den Tiefschnitt erforderlich ist, so müssen die angebrachten Schaufeln um 180° gewendet werden. Dies ergibt eine Schaufelbefestigung gemäß der nachfolgenden Abbildung (Abb.28).



- 1 Schaufel
- 2 Vorderseitige Befestigung durch Bolzen
- 3 Rückseitige Befestigung durch Keil

Abb.28: Schaufelradbefestigung bei drehbaren Schaufeln

Wenn der Grundkörper der Schaufel keinem besonderen Verschleiß ausgesetzt wird, kann die Schaufel direkt auf den Schaufelträger angeschweißt werden. Bei Wartungsarbeiten wird dann lediglich die Schneidkante erneuert.

### 4.5.1.5 Schaufelinhalt und Befüllvorgang

Der Schaufelinhalt und der Füllgrad sind von der Form des Schaufelrades und dem Winkel der Drehachse zur Schneidebene abhängig. In Abb.29 ist der Füllgrad des Schaufelvolumens bei einem Schneidebenenwinkel von  $20^\circ$  dargestellt.

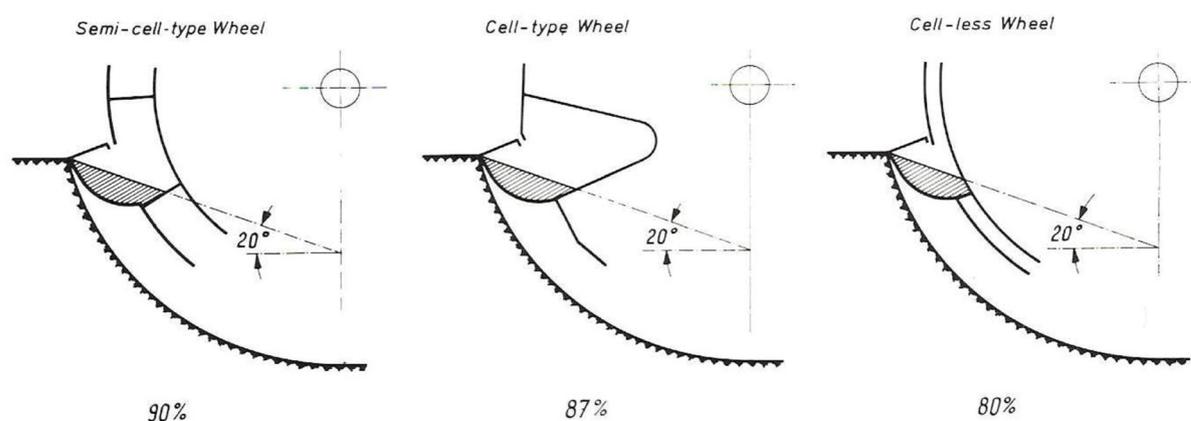


Abb.29 : Füllgrad bei verschiedenen Schaufelradtypen

Wenn das Schaufelrad mindestens mit dem halben Durchmesser im Schnitt steht, kann eine vollständige Füllung der Schaufel erfolgen. Deshalb kann die Wirtschaftlichkeit eines Schaufelradrückladers bei zu geringen Schnitthöhen nicht gewährleistet werden.

### 4.5.1.6 Entleerung der Schaufel

Die vollständige Entleerung des gesamten Schaufelinhaltes muss innerhalb der Ausschüttöffnung erfolgen (Abb. 29). Um eine rasche Entleerung zu erreichen, verringert sich der Schaufelquerschnitt von außen nach innen. Damit wird das Anbacken des Fördergutes an den Seitenwänden verhindert. Weiters wird das aufgenommene Material durch die Umfangsgeschwindigkeit des Schaufelrades nach außen gedrückt. Dabei darf die Zentrifugalkraft einen bestimmten Wert nicht

überschreiten. Für die Entleerung der Schaufeln von besonders klebrigem Fördergut ergeben sich folgende Notwendigkeiten:

- Auskleiden der Schaufelinnenseite mit Stoffen geringerer Haftfähigkeit
- Anordnung von Ketten oder Gummimatten an der Schaufelrückseite
- Beheizung der Schaufelinnenflächen

### 4.5.2 Der Schaufelradkörper

Der Schaufelradkörper hat die Aufgabe, die Schaufelradwelle mit den Schaufeln fest zu verbinden. Dabei müssen alle Kräfte und Momente zwischen den beiden Komponenten übertragen werden. Das mit den Schaufeln aufgenommene Fördergut wird durch den Schaufelradkörper auf das Förderband weitergeleitet [2].

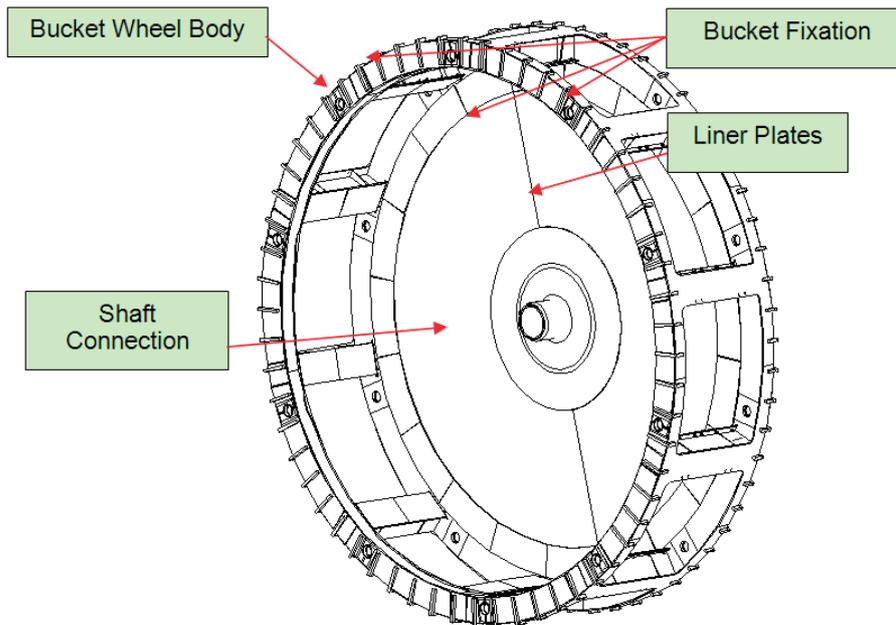


Abb.30: Schaufelradkörper

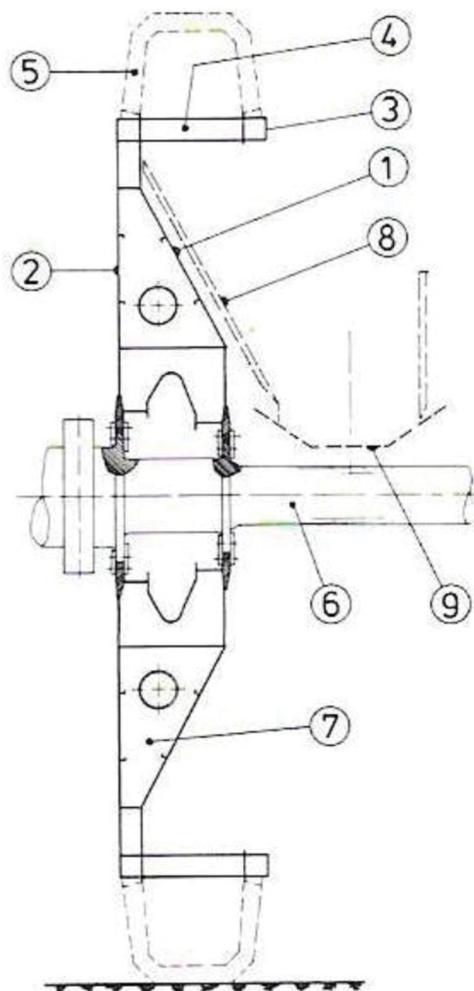
Durchgangsöffnungen im Schaufelradkörper sollen das Schüttgut durchlassen, ein Anbacken des gelösten Materials verhindern und die Steifigkeit des Systems nicht beeinträchtigen. Die Gestaltung des Schaufelradkörpers kann auf verschiedene Arten erfolgen:

- Doppelwandige Ausbildung des Schaufelradkörpers
- Einwandige Ausbildung des Schaufelradkörpers mit Speichen
- Einwandige kegelförmige Ausbildung

Die wesentlichen Konstruktionsparameter dieser Ausführungen werden nachfolgend beschrieben.

#### 4.5.2.1 Doppelwandige Ausführung des Schaufelradkörpers

Für die Ableitung des Fördergutes auf das Förderband im Schaufelradträger muss der Schaufelradkörper auf der Bandseite offen ausgeführt sein. Die kraftübertragende Konstruktion muss bandseitig offen sein, damit das Schüttgut abfließen kann (Abb.31). Um die Schaufeln entsprechend befestigen zu können, befindet sich bandseitig nur ein Ring (Abb.31 - Teil 3), der über Querbalken (Abb.31 - Teil 4) mit der tragenden Konstruktion, dem Schaufelradkörper, verbunden ist.



(1) Innere Tragwand, (2) Äußere Tragwand, (3) Ring auf der Innenseite, (4) Querbalken, (5) Schaufel, (6) Schaufelradwelle, (7) Querschott, (8) Schurre, (9) Band im Schaufelradträger

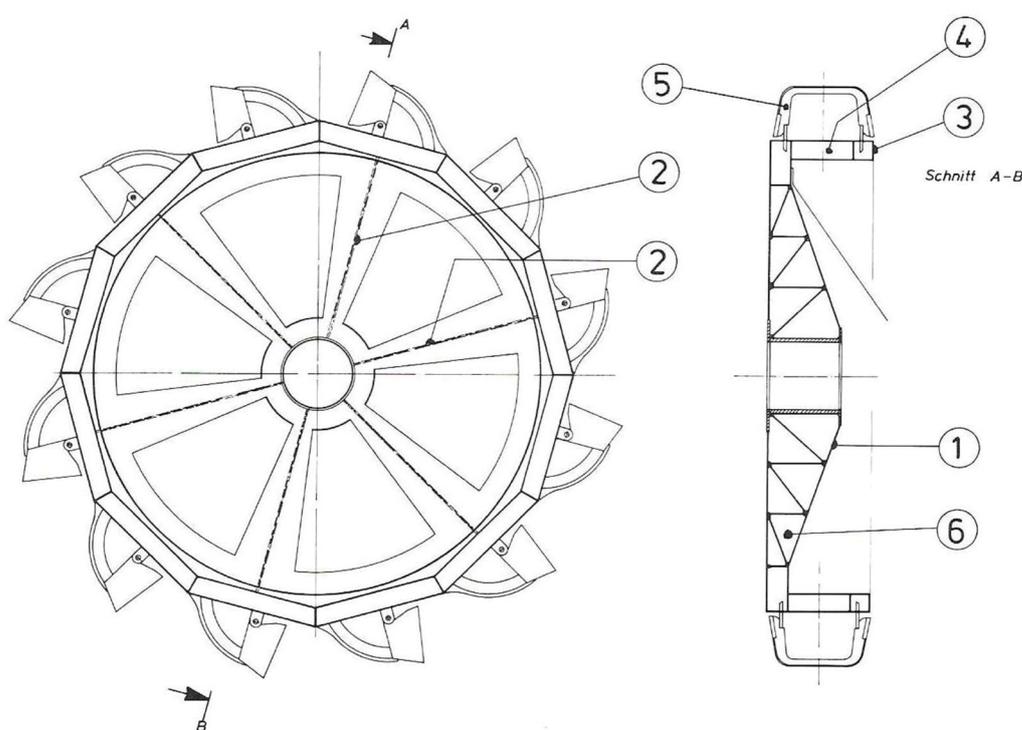
Abb.31: Doppelwandiger Schaufelradkörper

Der Schaufelradkörper ist doppelwandig ausgeführt, wobei die innere und die äußere Wand durch Schotte miteinander verbunden sind. Um die bandseitige Tragwand gegen den Verschleiß durch das herabrutschende Fördergut möglichst gut zu schützen, wird zusätzlich Verschleißmaterial aufgebracht. Öffnungen sind auf dieser Seite nicht vorzusehen, da der Zugang zum Schaufelradkörper über die Außenwand erfolgen kann.

Der größte Vorteil dieser Ausführung liegt in der guten Kräfteüberleitung zwischen der Schaufelradwelle und den Schaufeln und der einfachen Einbindung der Querbalken in das Tragsystem. Nachteilig ist die Möglichkeit der Materialansammlung im Zwischenraum der beiden Tragwände. Eine solche Ansammlung von Fördergut ist nur schwer feststellbar und kann sich auf die Konstruktion des Schaufelrades negativ auswirken. Die zusätzlichen Beanspruchungen der rotierenden Tragkonstruktion müssen ebenfalls beachtet werden. Die doppelwandige Ausbildung des Schaufelradkörpers kann nur für zellenlose Schaufelräder (Kapitel 4.3) angewendet werden, da sonst die durchgehende Ausbildung der Innenwand nicht möglich ist [2].

#### 4.5.2.2 Einwandige Ausbildung des Schaufelradkörpers mit Speichen

Im Gegensatz zum doppelwandigen Schaufelradkörper ist bei dieser Ausführung nur eine Tragwand vorhanden. Bei Zellenrädern liegt die durchgehende Wand an der Außenseite des Radkörpers und bei zellenlosen oder Halbzellenrädern an der Innenseite des Radkörpers. Die Steifigkeit dieser Konstruktion wird zusätzlich durch das Anbringen von Speichen erhöht. In Abb. ist der Aufbau eines Speichenrades dargestellt [2].



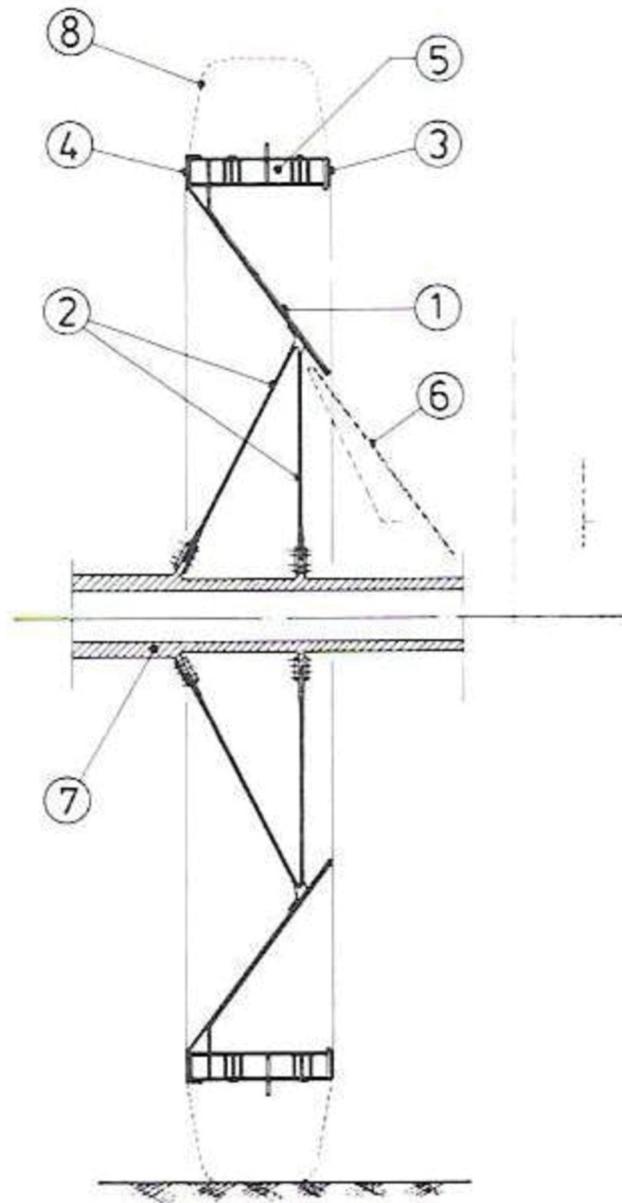
(1) Innere Tragwand, (2) Speichen, (3) Ring auf der Innenseite, (4) Querbalken, (5) Schaufel, (6) Schott an den Speichen

Abb.32: Aufbau eines Speichenrades

Die Stärke dieser Ausführungsart liegt in der guten Zugänglichkeit der tragenden Teile. Materialansammlungen zwischen den Speichen können leicht festgestellt und beseitigt werden. Jedoch bietet diese Form des Rades mehr Ansatzpunkte für das Festsetzen von Verschmutzungen.

### **4.5.2.3 Einwandige kegelförmige Ausbildung**

Das wichtigste Konstruktionselement dieser Ausführung ist die kegelstumpfförmige Schale der Tragwand. Diese nimmt alle Kräfte zwischen der Schaufelradwelle und den Schaufeln auf. Zusätzliche Versteifungen zur kegelförmigen Tragwand sind nicht notwendig und es bieten sich deshalb keine Ansatzmöglichkeiten für Verschmutzungen. Das gelöste Material gleitet direkt über die Kegelschale seitlich ab. Ausreichender Verschleißschutz ist daher unbedingt zu beachten. Die Kraftübertragung erfolgt von der Schaufel auf den Schaufelradkörper. Mit Hilfe eines drehsteifen Ringes an der Außenseite des Schaufelradkörpers werden diese Kräfte auf die Tragwand übertragen. Die Besonderheiten dieser Konstruktion des Schaufelrades sind in Abb.33 dargestellt.



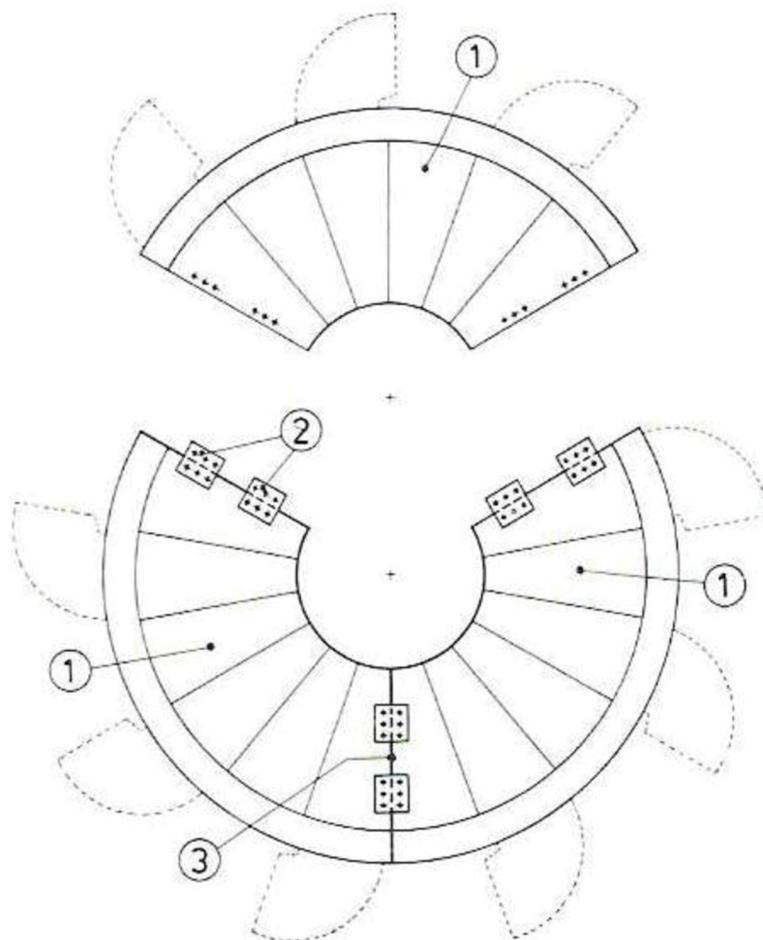
- (1) Kegelstumpfförmige Tragwand, (2) Verbindungsstruktur zur Schaufelradwelle, (3) Ring an der Innenseite,  
(4) Drehsteifer Ring an der Außenseite, (5) Querbalken, (6) Schurre, (7) Schaufelradwelle, (8) Schaufel

Abb.33: Einwandiges Konusrad

Der große Vorteil dieser Form des Schaufelrades liegt in der guten Zugänglichkeit aller Teile. Die einwandige kegelförmige Ausbildung des Schaufelradkörpers ist nur für Halbzellen und zellenlose Räder anwendbar [2].

#### 4.5.2.4 Transport des Schaufelradkörpers

In den meisten Fällen sind die Abmessungen des Schaufelradkörpers sehr groß. Daher muss dieser in kleinere Stücke unterteilt werden, damit ein Transport zum Bestimmungsort erfolgen kann (Abb. 34).



(1) Versandstücke des Schaufelrades, (2) Laschen für den Zusammenbau an der Baustelle, (3) Verschweißung,

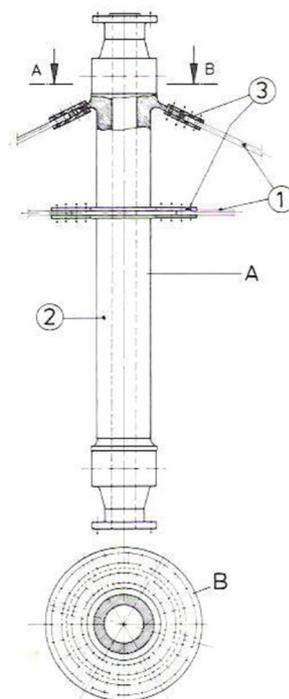
Abb.34: Teilung des Schaufelradkörpers für den Transport

Beim Zusammenbau der einzelnen Segmente ist darauf zu achten, dass die zulässige Unwucht des Schaufelrades und eine gewisse Rundlauf toleranz nicht überschritten werden. Die dafür zulässigen Grenzwerte können aus [2] entnommen werden. Wenn die Toleranzen überschritten werden, kann es im Betrieb zu einem unruhigen Lauf des Schaufelrades kommen und die auftretenden Beanspruchungen können unzulässig hohe Werte annehmen.

#### 4.5.2.5 Verbindung des Schaufelradkörpers mit der Schaufelradwelle

Die Verbindung der Schaufelradwelle mit dem Schaufelradkörper erfolgt im Allgemeinen durch eine Verschraubung. Eine Verbindung durch Schweißen würde hohe Eigenspannungen und Verformungen verursachen und ist daher nicht zulässig. Damit ein einfaches Zusammenfügen der Teile auf der Baustelle durchführbar ist, wird ein hohes Maß an Fertigungsgenauigkeit vorausgesetzt. Während des Betriebes des Rades treten starke Kräfteschwankungen auf, welche ohne Relativbewegungen zwischen der Welle und dem Schaufelrad übertragen werden müssen.

Daher muss eine reibschlüssige Verbindung zwischen Welle und Rad vorgesehen werden. Das erfordert Schrauben mit hoher Festigkeit die die erforderliche Vorspannkraft aufbringen können. Abb. 35 zeigt eine mögliche Form der Verbindung eines Schaufelrades mit der Schaufelradwelle.



(1) Schaufelradkörper, (2) Schaufelradwelle, (3) Stoßlaschen

Abb.35: Schraubverbindung des Schaufelrades mit der Schaufelradwelle

### 4.5.3 Schaufelradwelle

Die Schaufelradwelle muss über einen langen Zeitraum stark wechselnde Kräfte und Momente zwischen den Lagern sowie zwischen Schaufelrad und Getriebe sicher übertragen. Als Werkstoff werden Vergütungsstähle, wie zum Beispiel 42CrMo4, gewählt, da diese über eine ausreichende Festigkeit und genügend Zähigkeit verfügen. Durch Chrom wird der Stahl öl- bzw. lufthärtbar. Durch Herabsetzung der für die Martensitbildung erforderlichen kritischen Abkühlgeschwindigkeit erhöht es die Härbarkeit und verbessert damit die Vergütbarkeit. Die Schweißbarkeit nimmt bei reinen Chromstählen mit zunehmendem Chrom-Gehalt ab. Molybdän hingegen wirkt sich günstig auf die Schweißbarkeit aus. Es verringert weitgehend die Anlasssprödigkeit, fördert die Feinkornbildung und erhöht die Streckgrenze und die Festigkeit. Um bei großen Wellendurchmessern eine entsprechende Wärmebehandlung zu erleichtern wird die Welle als Hohlwelle ausgeführt. Zusätzlich erfolgt dadurch eine Verringerung der Masse. Die Bearbeitung der Schaufelradwelle muss sorgfältig ausgeführt werden und scharfe Querschnittsübergänge oder Kerben sollten vermieden werden. Im Falle einer Ersatzbeschaffung der Schaufelradwelle sind lange Herstellzeiten für die Rohwelle und deren Fertigbearbeitung zu beachten. Es empfiehlt sich die Schaufelradwelle während des Betriebes laufend zu untersuchen.

### 4.5.4 Lagerung der Schaufelradwelle

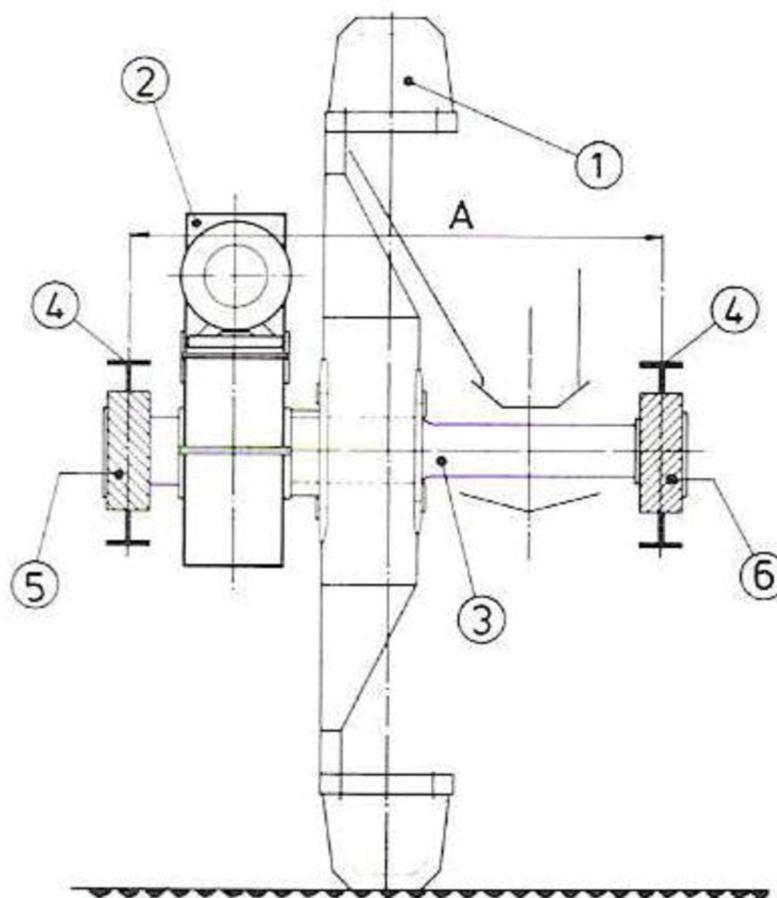
In der vorliegenden Arbeit wird der Lagerung der Schaufelradwelle eine besondere Bedeutung zugeschrieben. Die Anordnung des Fest- und Loslagers, deren Abstand zueinander, sowie die Lage des Schaufelrades zum Ausleger sind von großer Bedeutung für das Gesamtkonzept eines Schaufelradbaggers. Die Schaufelradwelle ist statisch bestimmt im Schaufelradträger gelagert. Im Festlager können Kräfte in alle Richtungen aufgenommen werden, während das Loslager Axialbewegungen zulässt und daher nur radiale Kräfte aufnehmen kann. Als Lager werden Pendelrollenlager verwendet. Die Rollebene für diese Form der Lagerung muss senkrecht zur Schaufelradwelle verlaufen, da nur geringe Abweichungen aus dieser Lage zugelassen werden. Elastische Verformungen in der Stahlkonstruktion wirken

sich negativ auf die Lager aus, besonders dann, wenn unterschiedliche Kräfte auf die Lager wirken [2]. Um den Ein- und Ausbau der Pendelrollenlager zu ermöglichen, ist gegebenenfalls eine geteilte Lagerausführung notwendig. In Abhängigkeit des Schaufelraddurchmessers, des Freischnittwinkels und der Bewegungsrichtung des Schaufelrades ergeben sich im Wesentlichen drei verschiedene Anordnungsmöglichkeiten:

- Schaufelrad und Getriebe zwischen den Lagern
- Schaufelradkörper zwischen den Lagern, Getriebe außerhalb
- Schaufelrad und Getriebe außerhalb der Lager

#### 4.5.4.1 Schaufelrad und Getriebe zwischen den Lagern

Der Vorteil dieser Anordnung liegt in der ausgeglichenen Belastung der beiden Schaufelradwellenlager (Abb.36). Die Eigengewichte von Schaufelrad und Getriebe verteilen sich entsprechend ihres Abstandes von den Lagern. Schaufelradgetriebe und Schaufelradkörper liegen sehr nahe aneinander. Der Nachteil an dieser Konstruktion ist jedoch der große Lagerabstand und die dadurch auftretende größere Biegebeanspruchung auf die Welle.



(1) Schaufelrad, (2) Schaufelradgetriebe, (3) Schaufelradwelle, (4) Schaufelradträger, (5) Loslager, (6) Festlager,

A Lagerabstand

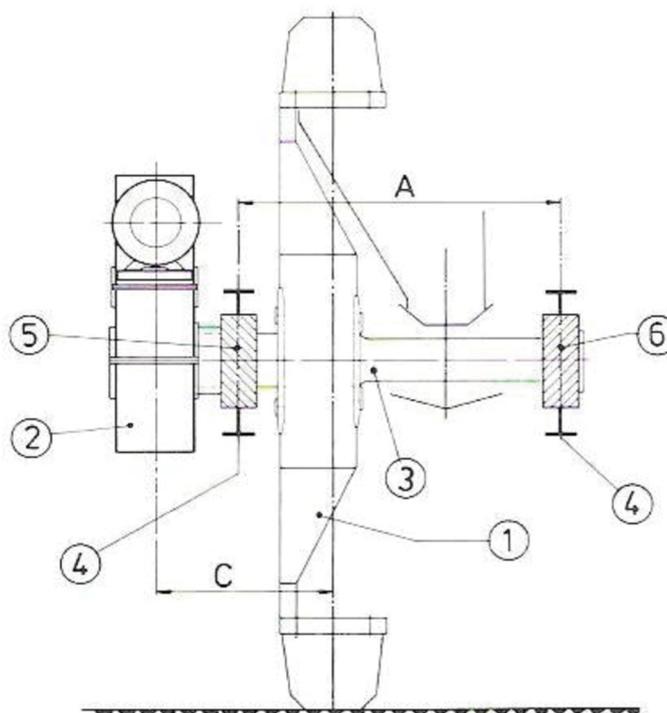
Abb.36: Anordnung von Schaufelrad und Getriebe zwischen den Lagern der Schaufelradwelle

Die Momentenübertragung vom Getriebe zum Schaufelrad kann über eine eigene Hohlwelle erfolgen und braucht deshalb nicht von der Schaufelradwelle

übernommen werden. Für den Aus- und Einbau des Schaufelradgetriebes ist das Entfernen einer Lagerung notwendig. Hierbei muss das Schaufelrad dementsprechend abgestützt werden.

#### 4.5.4.2 Schaufelradkörper zwischen den Lagern, Getriebe außerhalb

Die Gewichtskräfte des Getriebes und des Schaufelrades werden zum größten Teil von einem Lager aufgenommen, wohingegen das andere Lager einen sehr geringen Anteil der Belastung trägt. Durch die Anordnung des Lagers zwischen dem Getriebe und dem Schaufelrad wird der Lagerabstand geringer. Das erforderliche Drehmoment und die auf das Schaufelrad wirkenden Kräfte werden direkt von der Schaufelradwelle aufgenommen. Diese Tatsache führt zu einer wesentlich stärkeren Ausbildung der Welle, vor allem im Bereich des Loslagers. Belastungen die Normal zur Schaufelradebene wirken, wie zum Beispiel die Schneidkräfte, wirken durch den geringen Lagerabstand stärker auf die Lager und somit müssen diese größer dimensioniert werden. Abb. 37 zeigt die Anordnung des Schaufelrades zwischen den Lagern der Schaufelradwelle mit dem Schaufelradgetriebe auf der Außenseite.



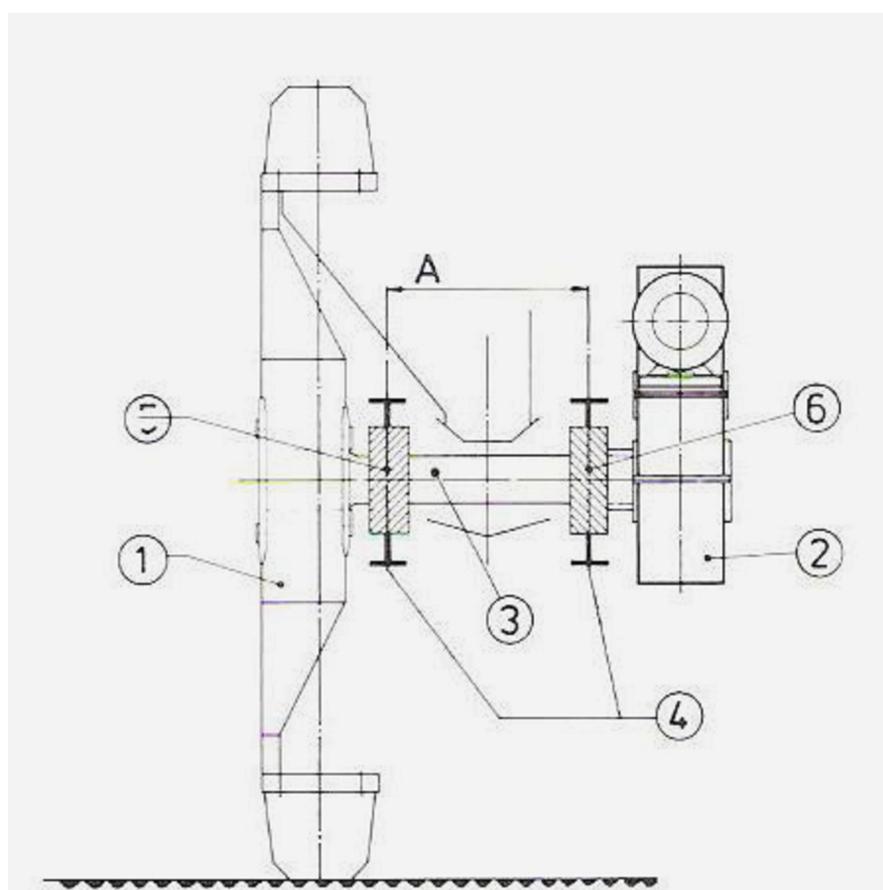
(1) Schaufelrad, (2) Schaufelradgetriebe, (3) Schaufelradwelle, (4) Schaufelradträger, (5) Loslager, (6) Festlager

Abb.37: Anordnung des Schaufelrades zwischen den Lagern der Schaufelradwelle

Der Aus- und Einbau des Schaufelradgetriebes gestaltet sich bei dieser Anordnung einfach, da das Getriebe auf der freien Seite der Welle liegt. Eine zusätzliche Abstützung der Schaufelradwelle bei der Montage ist deshalb nicht notwendig [2].

### 4.5.4.3 Schaufelrad und Getriebe außerhalb der Lager

Das Schaufelrad liegt bei diesem Aufbau am Rand der Schaufelradwelle (Abb.38). Demzufolge ergeben sich besonders günstige Freischnittwinkel zum Schneiden von Seitenböschungen. Gesteinsbrocken und Verschmutzungen die von den Schaufeln nicht aufgenommen werden können, fallen frei neben dem Schaufelrad ab und es können keine Konstruktionsteile beschädigt werden.



(1) Schaufelrad, (2) Schaufelradgetriebe, (3) Schaufelradwelle, (4) Schaufelradträger, (5) Loslager, (6) Festlager

Abb.38: Anordnung von Schaufelrad und Schaufelradgetriebe außerhalb der Lager

Die Belastung des schaufelradseitigen Lagers wird durch die Kräfte am Schaufelrad wesentlich stärker beeinflusst als am Gegenlager. Werden Schaufelrad und Schaufelradgetriebe auf derselben Seite angeordnet, so wird die Schaufelradwelle

zusätzlich durch ein Biegemoment aufgrund der Gewichtskräfte von Schaufelrad und Getriebe belastet.

### **4.5.5 Verbindungselemente zwischen Schaufelradwelle und Getriebe**

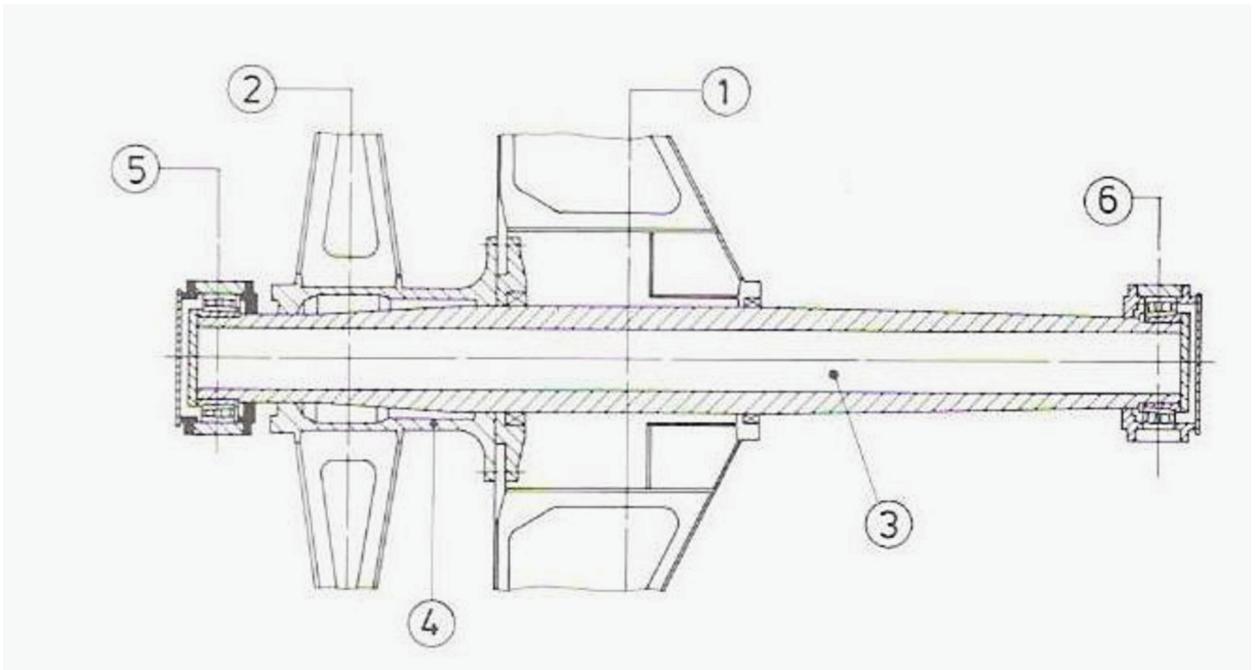
Das Getriebe befindet sich auf der Schaufelradwelle und wird durch das Großrad an der Welle, sowie der Drehmomentenstütze gestützt. Die Drehmomentstütze ist ein eigenständiges Maschinenelement und ein Bestandteil der Getriebeaufhängungen. Aufgabe der Drehmomentenstütze ist das Auffangen des Antriebmomentes und dessen Einleitung in die Tragstruktur. Die Übertragung des Drehmomentes vom Getriebe zum Schaufelrad kann auf unterschiedliche Weise erfolgen:

- Durch einen Hohlwellenstummel
- Aufpressen des Getriebe Großrades auf die Schaufelradwelle
- Keilwellenverbindung zwischen Schaufelradwelle und Getriebe Großrad
- Flanschverbindung zwischen Schaufelradwelle und Getriebe

Nachfolgend werden die aufgezählten Verbindungen zwischen Schaufelradwelle und Schaufelradgetriebe, sowie deren Konstruktionsmerkmale, genauer erläutert.

#### 4.5.5.1 Verbindungselement Hohlwellenstummel

Am Getriebegroßrad ist bei dieser Form der Drehmomentenübertragung ein Hohlwellenstummel angesetzt, der über eine Flanschverbindung mit dem Schaufelradkörper verschraubt ist. Die Drehmomentenübertragung erfolgt direkt über diesen Hohlwellenstummel und nicht über die Schaufelradwelle. Abb. 39 zeigt die Flanschverbindung zwischen Getriebe und Schaufelradwelle.



(1) Schaufelrad, (2) Großrad des Schaufelradgetriebes, (3) Schaufelradwelle, (4) Flanschverbindung mit dem Schaufelrad,

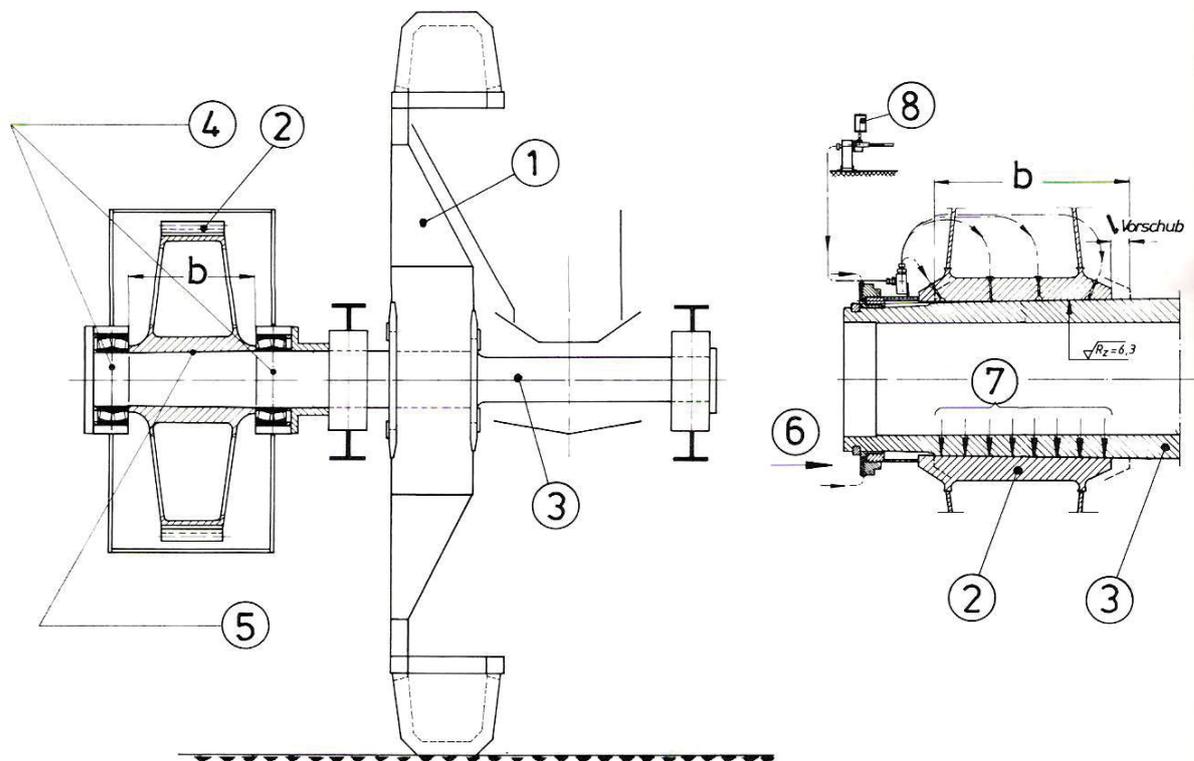
(5) Loslager, (6) Festlager

Abb.39: Flanschverbindung von Schaufelradwelle und Getriebe

Die direkte Drehmomentenübertragung kann nur dann angewendet werden, wenn zwischen Getriebe und Schaufelrad keine anderen Konstruktionselemente, wie Lager, vorhanden sind (Abb. 39). Der Getriebekasten braucht für den Aus- und Einbau nicht geöffnet zu werden, da nach dem Lösen der Flanschverbindung das gesamte Getriebe seitlich abgezogen werden kann.

### 4.5.5.2 Verbindung durch einen Hydraulikpressverband des Großrades mit der Schaufelradwelle

Bei dieser Art der Verbindung von Großrad und Schaufelradwelle wird die konische Nabe des Großrades aufgeweitet, sodass sich die Schaufelradwelle aufschieben lässt. (Abb. 40) Die Vergrößerung der Nabenbohrung sowie das Aufschieben beider Teile erfolgt hydraulisch. Aufschubmaße und Druckverhältnisse beim Aufpressen des Großrades sind in [2] dargestellt.



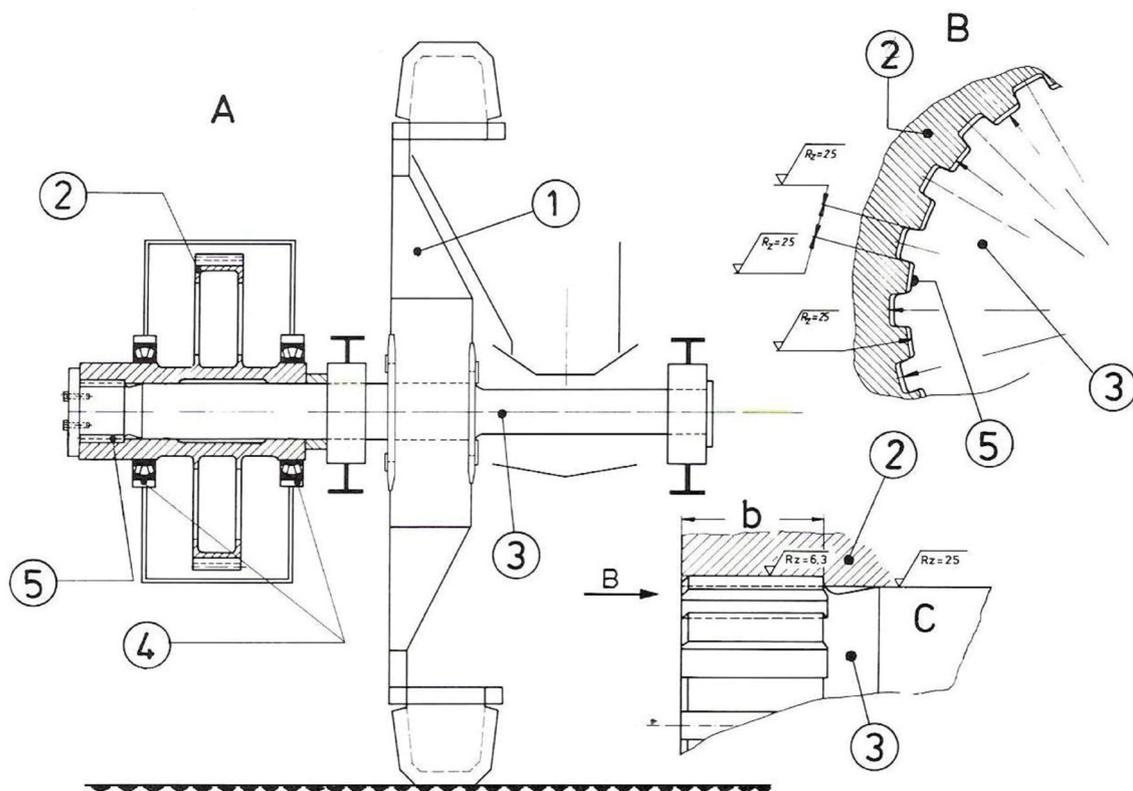
(1) Schaufelrad, (2) Großrad des Schaufelradgetriebes, (3) Schaufelradwelle, (4) Lager des Getriebes, (5) Pressverbindung, (6) Aufpressdruck, (7) Aufweitungsdruck

Abb.40: Verbindung von Schaufelradwelle und -getriebe durch Aufpressen

Bei diesem Befestigungsverfahren muss zuerst das Großrad auf die Schaufelradwelle aufgedrückt werden, und dann erst können die restlichen Getriebeteile angebracht werden. Ein Ab- und Einbau des Getriebes ist bei geschlossenem Getriebekasten nicht möglich. Aus diesem Grund sind besondere Vorsichtsmaßnahmen zu treffen, damit Verschmutzungen des Getriebes während des Einbaus oder des Zusammenbaus verhindert werden.

### 4.5.5.3 Keilwellenverbindung zwischen Schaufelradwelle und Getriebegroßrad

Die Momentenübertragung auf die Schaufelradwelle erfolgt über eine Keilwellenverbindung zwischen dem Großrad und der Schaufelradwelle. Es muss darauf geachtet werden, dass zwischen der Welle und dem Großrad kein Spiel auftreten kann (Abb. 41) [2].



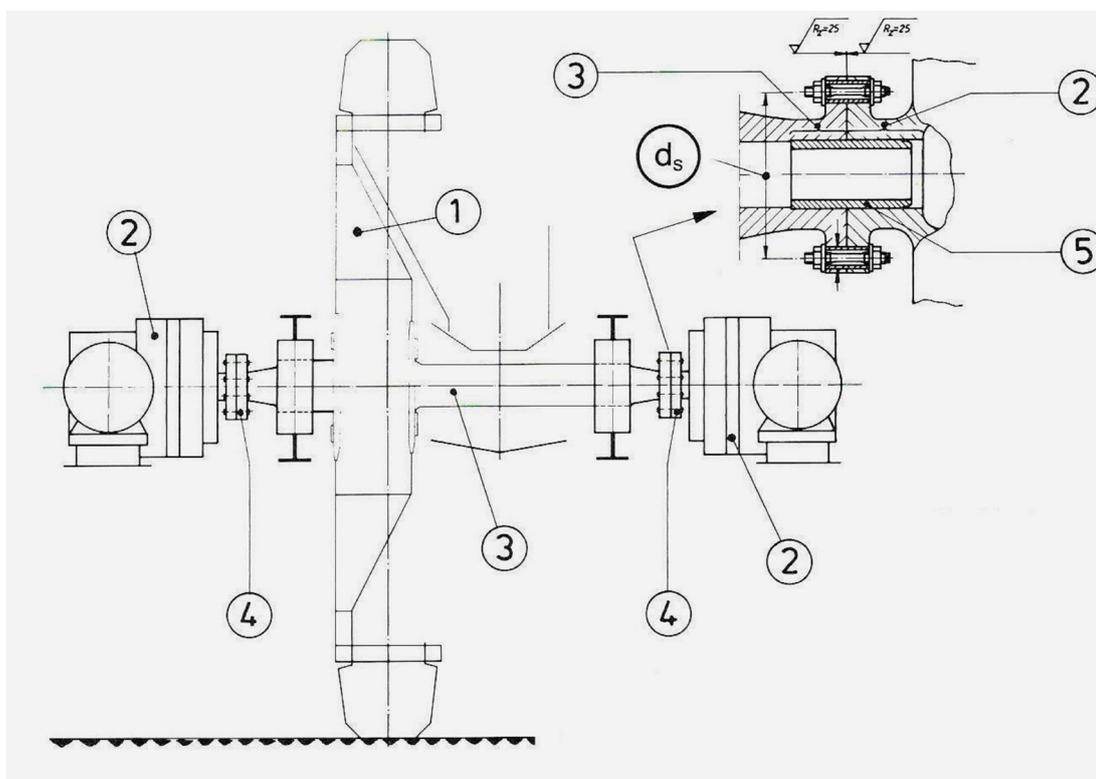
(1) Schaufelrad, (2) Großrad des Schaufelradgetriebes, (3) Schaufelradwelle, (4) Lager des Schaufelrades, (5) Nutverbindung

Abb.41: Keilwellenverbindung zwischen Großrad und Schaufelradwelle

Für die Montage ist es bei dieser Ausführungsform nicht notwendig, den Getriebekasten zu öffnen. Verschmutzungen des Getriebes, sowie Montagefehler können beim Einbau auf der Baustelle ausgeschlossen werden.

#### 4.5.5.4 Flanschverbindung zwischen Schaufelradwelle und Großrad des Getriebes

Bei dieser Verbindung wird die Getriebeabtriebswelle mit der Schaufelradwelle über einen Flansch verbunden. Die Getriebeabtriebswelle ist direkt mit dem Großrad des Getriebes verbunden, während die Schaufelradwelle den Schaufelradkörper trägt und mit zwei Lagern abgestützt wird. An der Trennstelle der beiden Teile sind Flansche angebracht, die miteinander verschraubt werden. Der Getriebekasten kann ohne eine axiale Bewegung, im geschlossenen Zustand, montiert werden. Die Flanschverbindung zwischen Schaufelrad und Getriebe ist in Abb. 42 ersichtlich.



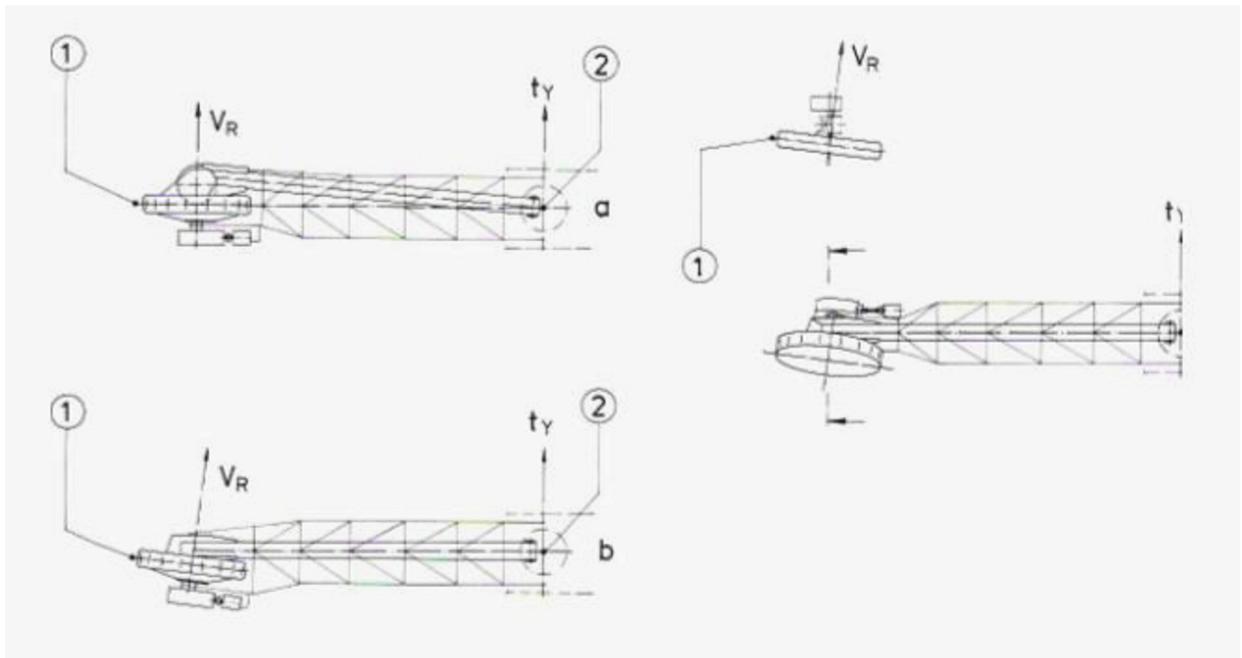
(1) Schaufelrad, (2) Schaufelradgetriebe, (3) Schaufelradwelle, (4) Flanschverbindung, (5) Führungsrohr

Abb.42: Flanschverbindung zwischen Schaufelradwelle und Getriebegroßrad

Querkräfte und Drehmomente, die an der Verbindungsstelle wirksam sind, werden über die Reibung zwischen den beiden Flanschen aufgenommen. Die dafür benötigte Normalkraft wird durch eine ausreichende Vorspannung der hochfesten Schrauben erreicht.

#### ***4.6 Stellung des Schaufelrades zur Böschung***

Die beste Stellung des Schaufelrades für das Aufnehmen des Materials von der Halde wird erreicht, wenn die Schaufelradebene durch die Drehachse des Oberbaus führt. In diesem Fall ändert sich die Ebene des Schaufelrades mit der Höhenstellung nicht. Daher sind die Schnittkurven für beide Schwenkrichtungen spiegelbildlich. Diese theoretische Stellung des Schaufelrades kann erreicht werden, jedoch ist es notwendig das aufgenommene Fördergut auf das abfördernde Band zu übergeben. Hierbei führt die Achse des Förderbandes nicht mehr durch die Achse des Schaufelradauslegers. Das führt zu zusätzlichen Spannungen und Verzug der Stahlkonstruktion der Stahlkonstruktion. Weiters müssen zusätzlich Komponenten für die Übergabe auf das Förderband eingesetzt werden. Aus diesem Grund wird diese Variante nur selten eingesetzt und nicht weiter behandelt. Eine Verbesserung der Übergabe auf das Förderband kann durch das Verdrehen der Schaufelradebene um die senkrechte Achse erfolgen. Der Bereich der Ausschüttöffnung rückt bei dieser Konstruktionsanordnung näher zum Förderband. Die Neigung der Austragsschurre kann somit steiler gewählt werden und damit ein Anbacken des Materials auf der Austragsschurre reduzieren. Nachteilig wirkt sich das senkrechte Verdrehen des Schaufelrades auf die Schnittfigur in den beiden Schwenkrichtungen aus. Durch Kippen der Schaufelradebene um die senkrechte Achse kann das Förderband in das Schaufelrad hineingeführt werden. Die Übergabeverhältnisse des Fördergutes vom Schaufelrad auf das Förderband werden durch diese Stellung weiter verbessert. Abb.43 zeigt die unterschiedlichen Stellungen des Schaufelrades zum Schaufelradausleger.



a Ebene des Schaufelrades geht durch die Drehachse des Oberbaus, b Ebene des Schaufelrades ist um die senkrechte Achse verschwenkt, c Ebene des Schaufelrades ist um die senkrechte Achse verschwenkt und um die waagerechte Achse verkippt

Abb.43: Stellung des Schaufelrades zum Schaufelradausleger

Um im Betrieb eine möglichst störungsfreie Materialübergabe zu gewährleisten, wird das Schaufelrad um die vertikale Achse verdreht und um die horizontale Achse gekippt. Durch den geringen Abstand des Förderbandes zum Schaufelrad kann die Austragsschurre steil angestellt werden und ein Festsetzen des Materials wird somit verringert [2].

## **5 Konzept und Anforderungen**

Nachdem in den vorhergehenden Kapiteln die Aufgabenstellung und die allgemeinen Grundlagen des Schaufelradrückladers und explizit die des Schaufelrades genauer erläutert werden, wird nun mit der Konzeptphase der Produktentwicklung begonnen.

Das Konzept wird aus der Aufgabenstellung und der Anforderungsliste, die im Folgenden erstellt wird, erarbeitet. Im Anschluss wird der methodische Teil der Konstruktion dargestellt. Zu Beginn der Konzeptphase werden die geforderten Funktionen analysiert und die Wirkprinzipien betrachtet. Für die Wirkprinzipien werden Lösungsansätze ermittelt, diese werden bewertet, und aus den bewerteten Lösungsansätzen wird mittels des morphologischen Kastens die optimale Gesamtlösung bestimmt [13].

### ***5.1 Konstruktionsmethodische Vorgehensweise***

Der Konstrukteur ist maßgeblich an der Bestimmung der technischen und wirtschaftlichen Produkteigenschaften beteiligt. Die Entwicklung technischer Produkte erfordert entsprechend der Problem- und Aufgabenvielfalt äußerst vielseitige konstruktive Tätigkeiten. Um zu einer gut Lösung zu gelangen ist ein Vorgehen erforderlich, welches planbar, flexibel, optimierbar und nachprüfbar ist. Hierfür stellt die Konstruktionsmethodik Hilfsmittel zu Verfügung, die neben konkreten Handlungsweisen zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme auch Methoden zur Lösung einzelner Konstruktionsprobleme oder -teilaufgaben beinhalten. Das nachfolgende Bild zeigt das generelle Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren gemäß der VDI-Richtlinie 2221 [16].

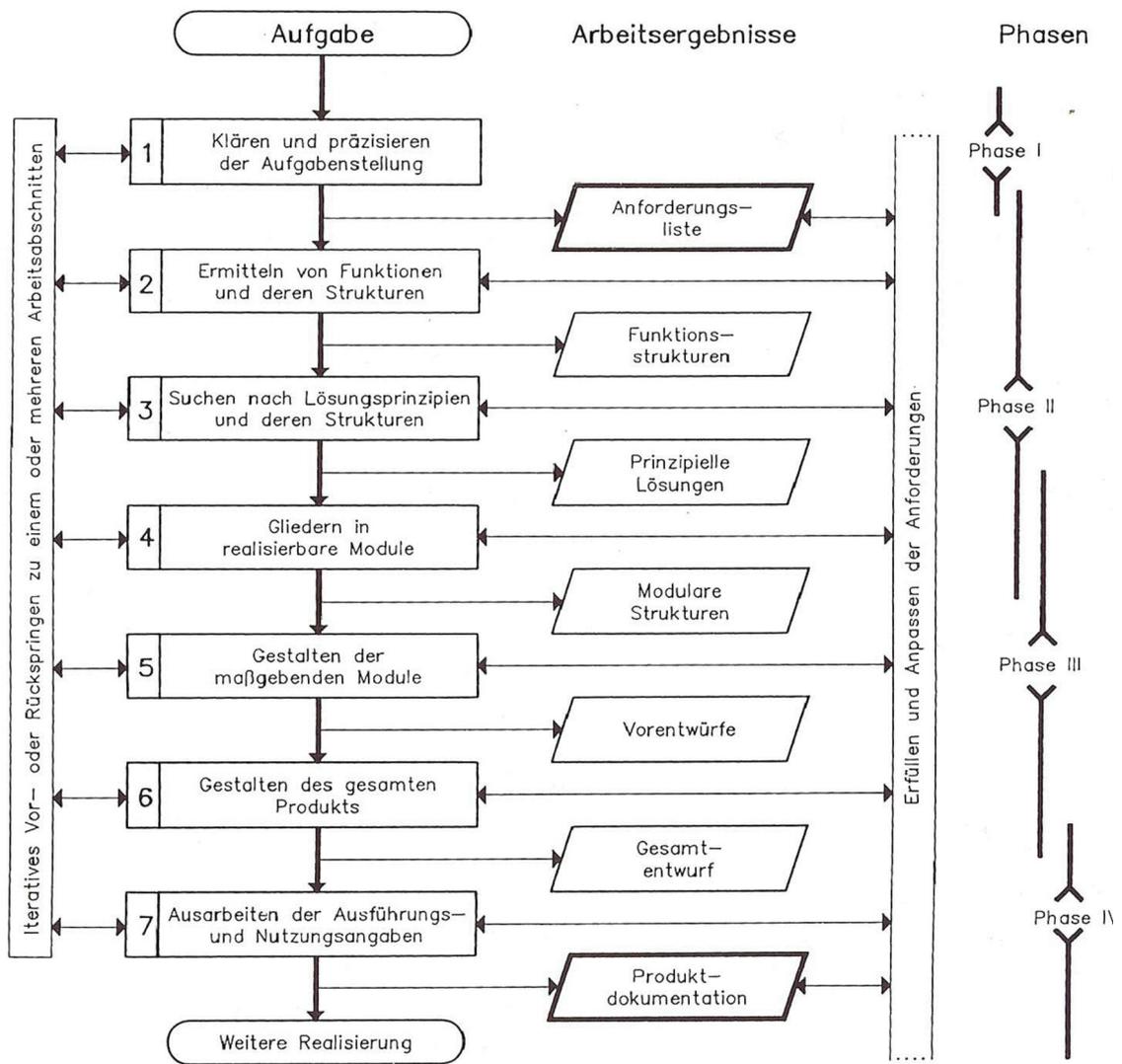


Abb.44: Das Vorgehen bei der Konstruktion neuer technischer Produkte gemäß der VDI-Richtlinie 2221

Der dargestellte Entwicklungsprozess lässt sich grundsätzlich in 4 Phasen (Tab. 1) mit der entsprechenden Festlegung am Ende jeder Phase einteilen.

Phase	... Festlegung
I Planen und Klären der Aufgabe	informative ...
II Konzipieren	prinzipielle ...
III Entwerfen	gestalterische ...
IV Ausarbeiten	herstellungstechnische ...

Tab.1: Phasen des Entwicklungsprozesses

### 5.2 Anforderungsliste

Die Anforderungsliste wurde in Zusammenarbeit mit dem verantwortlichen Betreuer der Firma Sandvik ausgearbeitet. In der Anforderungsliste gibt es zwei unterschiedliche Qualitäten an Bewertungsmöglichkeiten. Die Anforderungen können als eine Forderung eingestuft werden oder als ein Wunsch. Die Wünsche sollen in die Konstruktion einfließen, wenn der dadurch entstehende Nutzen, die dafür aufzuwendenden Herstellungskosten rechtfertigt. Die formulierten Wünsche werden wiederum in vier verschiedene Stufen unterteilt. Diese stellen eine Abstufung des akzeptablen Gefälles zwischen dem Nutzen und den erhöhten Herstellungskosten dar. Die gestellten Forderungen sind im Gegensatz zu den Wünschen definierte Anforderungen, die unabdingbar in der Konstruktion umgesetzt werden müssen.

Die Methode „Auswahlliste“ wurde von Pahl und Beitz 1993 entwickelt. Die Methode „Auswahlliste“ wählt Varianten nach festgelegten, weitgehend allgemeingültigen Auswahlkriterien unter Nutzung eines Formblatts aus. Grundlage der Methode „Auswahlliste“ ist ein Formblatt mit organisatorischen Angaben, sowie einem Vorschlag von Auswahlkriterien und –werten [13].

	Projekt:							Blatt:      Seite:	
	Bearbeiter:								
Lösungen	<b>Werte</b>							<b>Entscheidung</b>	
	(+) ja (-) nein (?) Informationsmangel (!) Widersprüche								
	<b>Auswahlkriterien mit Aufgabe</b>								
	Verträglichkeit gegeben								
	Forderungen der Anforderungsliste erfüllt Grundsätzlich realisierbar Aufwand zulässig Unmittelbare Sicherheitstechnik gegeben Im eigenen Bereich bevorzugt								
	Bemerkungen (Hinweise, Begründungen)								
	1								
	2								
3									
4									
5									
6									

Abb.45: Formblatt mit Auswahlkriterien (Ausschnitt) nach [Pahl, Beitz 1993 (1)]

Diese Methode gliedert sich in 3 Arbeitsschritte [13]:

- Auswahlkriterien festlegen

Die Methode „Auswahlliste“ kann mit den vordefinierten Auswahlkriterien durchgeführt werden oder durch individuell festgelegte Kriterien, die aus Fest- und Bereichsforderungen der Anforderungsliste abgeleitet werden. Die vordefinierten Auswahlkriterien werden beim Auswählen zunehmend schärfer formuliert und sieben ungeeignete Varianten, wie mit einem Satz von immer feiner werdenden Sieben, sehr effizient heraus.

- Varianten beurteilen

Die Varianten werden hinsichtlich der Erfüllung der Auswahlkriterien beurteilt und das Ergebnis mit den nachfolgenden Symbolen gekennzeichnet.

- + (geeignet)
- • (ungeeignet)
- ? oder ! (eine weitere Überprüfung der Variante ist notwendig)

- Entscheiden

Das Ergebnis der Auswahl ist eine eingeschränkte Menge von geeigneten Varianten, die es sich lohnt weiterzuverfolgen. Es können Fragen zur Informationsbeschaffung angestoßen und eine Diskussion von Anforderungen angeregt werden. Das Auswählen beinhaltet das Risiko, dass günstige Varianten aufgrund von Fehlbeurteilungen aus Informationsmangel nicht weiterverfolgt werden. Deshalb wird eine nachträgliche Reflektion über das Auswahlresultat empfohlen [13].

### 5.3 Methode „Paarvergleich zum Bewerten“

Der Paarvergleich ist als Bewertungsmethode auch unter den Bezeichnungen „Konkurrenzbewertung“ oder „Dominanzmatrix“ bekannt.

Ein Paarvergleich ist eine betont intuitive Bewertungsmethode, in der alle Lösungen jeweils paarweise verglichen, mit einer Einzelwertung belegt und diese zu einer Gesamtwertung addiert werden.

Beim Paarvergleich werden die Lösungen in der Kopfzeile und Kopfspalte einer quadratischen Matrix aufgetragen.

		Lösung						
		1	2	3	4	5	6	7
Im Vergleich zu Lösung	1	-	1	0	1	0	1	0
	2	0	-	0	1	0	0	0
	3	1	1	-	1	0	1	0
	4	0	0	0	-	0	0	0
	5	1	1	1	1	-	1	1
	6	0	1	0	1	0	-	0
	7	1	1	1	1	0	1	-
Summe		3	5	2	6	0	4	1
Rang		4	2	5	1	7	3	6

1 = besser  
0 = nicht besser

Abb.46: Paarvergleich von 7 Lösungen (1 = besser, 0 = nicht besser, - = nicht bewertet)

Eine weitere Art der Bewertung wäre:

1 = besser

0 = gleich

-1 = schlechter

Mit dem Paarvergleich werden die Lösungen paarweise verglichen und entschieden welche Lösung besser bzw. schlechter ist. Diese Ergebnisse werden in das Matrixfeld eingetragen. Ein Gesamtwert durch Addition der Spaltensumme gebildet und daraus die Rangordnung / -folge der Lösungen (Ranking) abgeleitet.

Der Paarvergleich führt bei einer Lösungsmenge von maximal 10 Lösungen in der Regel schnell zu einem begründeten Ergebnis. Dabei wird nur eine Aussage getroffen, ob eine Lösung besser als eine andere ist. Der Unterschied wird dabei jedoch nicht quantifiziert. Trotzdem reicht das Ergebnis in vielen Fällen aus, um sich für das Konkretisieren der besten Lösungen im weiteren Entwicklungsprozess zu entscheiden. Das Bewerten mit der Methode „Paarvergleich“ ist dann besonders zu empfehlen, wenn sich Experten einen schnellen Überblick über die Qualität eines nicht zu großen, aber schlecht einzuschätzenden Lösungsspektrums verschaffen wollen [13].

### 5.4 *Gewichtigkeit*

In diesem Kapitel wird die Gewichtigkeit sämtlicher Eigenschaften betrachtet und gegeneinander mittels der vorherig erklärten Konkurrenzbewertung abgewogen. Die Haupteigenschaften welche betrachtet werden sind:

- Gewicht (GE)
- Fertigung (FE)
- Aus- und Einbau (A+E)
- Bauraum (BR)
- Transport (TR)
- Kosten (KO)

Die Wichtigkeit der einzelnen Bewertungskriterien werden wie beschrieben mit

- 2 (wichtiger als eine andere Eigenschaft),
- 1 (gleich wichtig) und
- 0 (weniger wichtig) verglichen.

Im Vergleich zu	GE	FE	A+E	BR	TR	KO
GE	1	0	0	0	0	1
FE	2	1	0	0	0	1
A+E	2	2	1	1	1	2
BR	2	2	1	1	1	2
TR	2	2	1	1	1	2
KO	1	1	0	0	0	1
<b>Summe absolut</b>	<b>10</b>	<b>8</b>	<b>3</b>	<b>3</b>	<b>3</b>	<b>9</b>
<b>Summe normiert</b>	<b>1</b>	<b>0,8</b>	<b>0,3</b>	<b>0,3</b>	<b>0,3</b>	<b>0,9</b>

Tab.2: Gewichtigkeit mit der Konkurrenzbewertung

Die normierte Summe der einzelnen Bewertungskriterien wird für die nachfolgende Variantenfindung eingesetzt. Daraus ergibt sich eine Gewichtung von:

<b>Bewertungskriterium</b>	<b>Gew.-faktor</b>
Gewicht	1
Fertigung	0,8
Aus- + Einbau	0,3
Bauraum	0,3
Transport	0,3
Kosten	0,9

Tab.3: Gewichtungsfaktoren

## 6 Variantenfindung

In diesem Kapitel werden alle nachfolgend erklärten Varianten verglichen und gegeneinander abgewogen. Das Hauptaugenmerk liegt bei der Hauptantriebswelle und dem Flansch, welcher das Scheibenrad mit der Welle verbindet. Es wird eine genauere Betrachtung der besten 3 Varianten durchgeführt, um zu der besten Variante zu gelangen. Diese Variante wird berechnet und konstruiert.

### 6.1 Variante Schrumpfscheibe

In diesem Kapitel wird die Variante mit Schrumpfscheiben genauer betrachtet. Hierbei wird mittels zweier Schrumpfscheiben der Flansch mit der Welle kraftschlüssig verbunden. In den nachfolgenden Skizzen sieht man eine gängige Version des Schaufelrades mit der Version der Schrumpfscheibe. Diese Version ist an zwei Stellen über den Umfang mit der Welle verbunden.

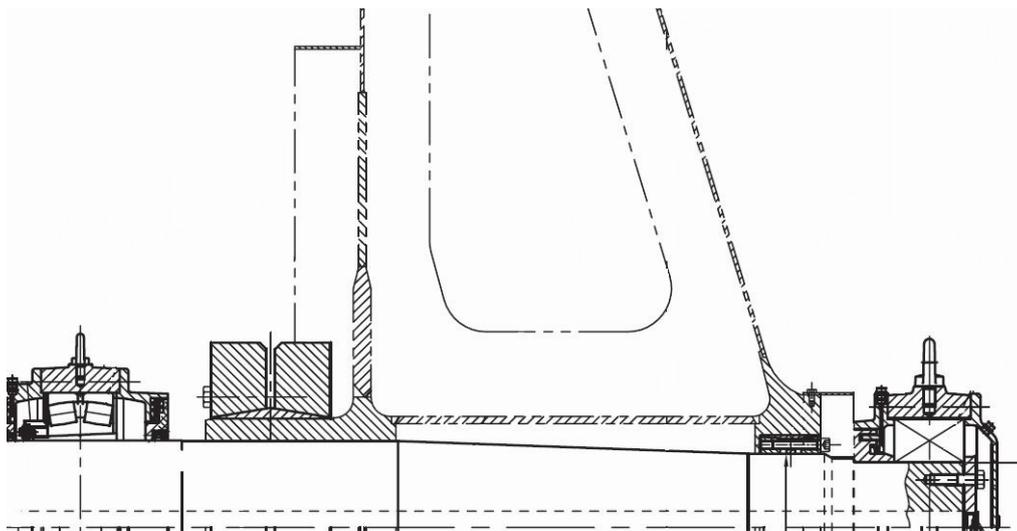


Abb.47: gängige Schrumpfscheibenkonstruktion

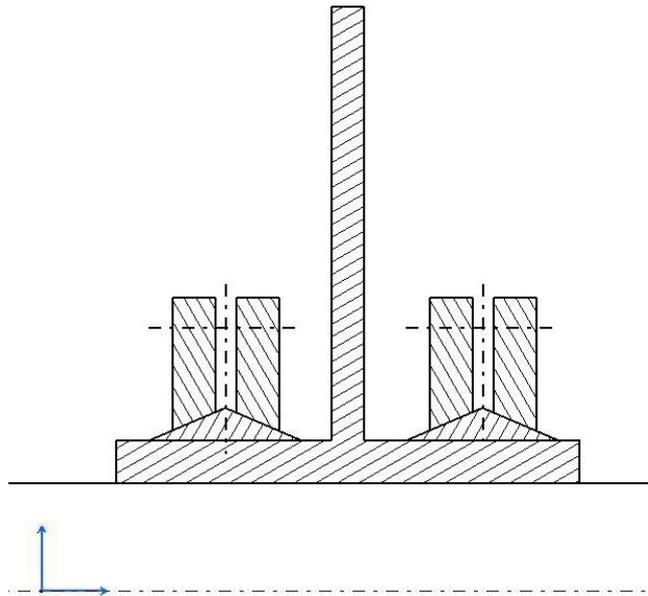


Abb.48: Skizze einer Schrumpfscheibenverbindung

In Abbildung 48 sieht man eine Skizze des Flansches, welche durch eine Schrumpfscheibenverbindung an der Welle befestigt wird. Der Vorteil dieser Konstruktion ist der Ein- bzw. der Ausbau, da dieser vor Ort und sehr einfach durchführbar ist. Jedoch ist dadurch der Bauraum eingeschränkt. Ein weiterer Nachteil sind die hohen Kosten dieser Version, sowie das große Gewicht.

## 6.2 Variante Hirthverzahnung

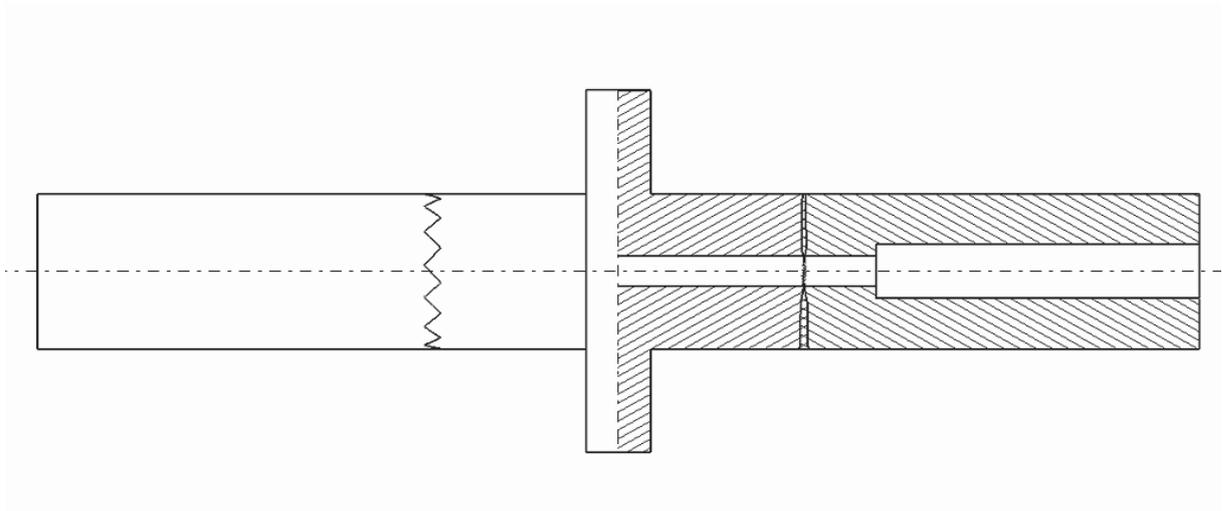


Abb.49: Variante Hirthverzahnung

Bei dieser Variante wird der Flansch mittels einer Hirthverzahnung an der Welle befestigt. Diese Variante wird durch den hohen technischen Aufwand nur für kleine Wellenverbindungen eingesetzt. Durch die hohe technische Präzision der Hirthverzahnung fallen sehr hohe Fertigungskosten an. Daher ist diese Variante für dieses Konstruktion ungeeignet. Das Moment wird durch die Hirthverzahnung direkt auf die Welle übertragen. Der Ein- bzw. Ausbau ist bei dieser Konstruktion durch die Verschraubung in der Mitte der Welle technisch nicht sehr aufwendig und dadurch auf der Baustelle direkt möglich. Der benötigte Bauraum kann jedoch wesentlich verringert werden, da alle notwendigen Teile im inneren der Welle liegen.

### 6.3 Variante Aufschweißen

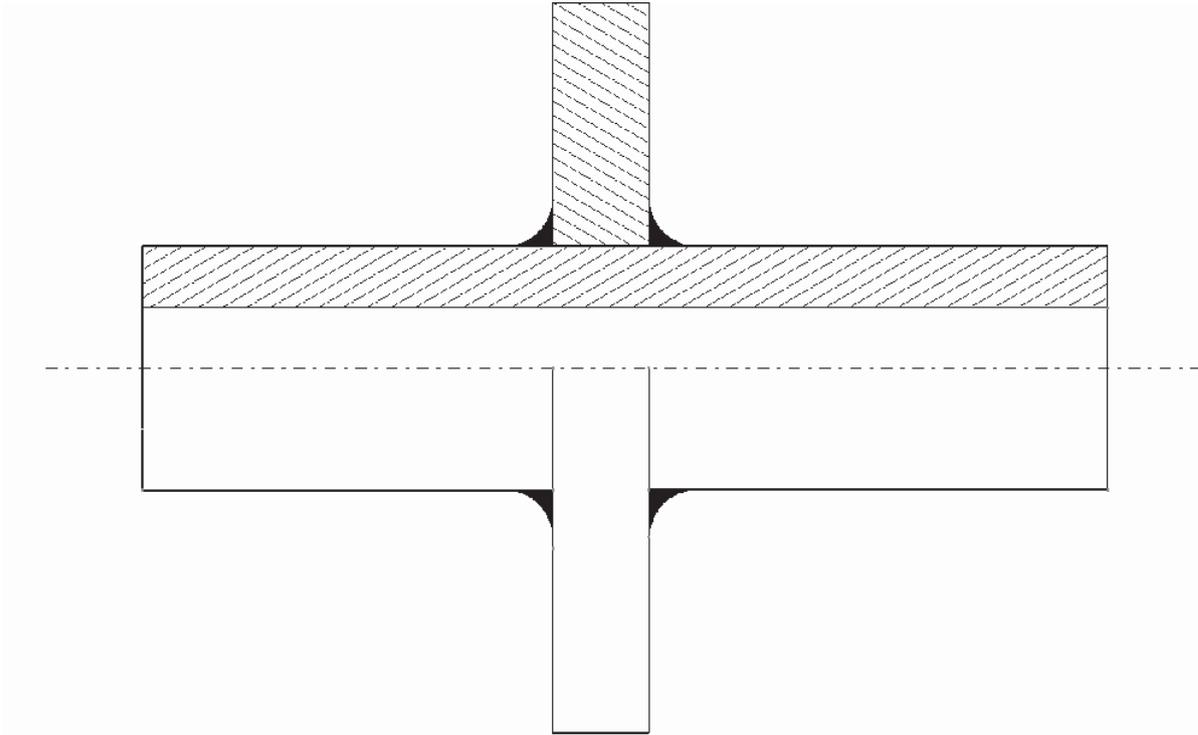


Abb.50: Variante Schweißen

Bei dieser Variante wird der Flansch auf die Welle geschweißt. Der Vorteil dieser Variante sind die geringen Kosten der Konstruktion. Auch die Stelle an der der Flansch aufgeschweißt wird ist bis zur endgültigen Positionierung veränderbar. Der große Nachteil dieser Konstruktion ist jedoch, dass durch die Wärmespannungen, die während des Schweißens auftreten, der Flansch verzogen werden kann und dadurch dieser nicht mehr normal auf die Welle steht. Die Welle kann ebenfalls durch die auftretenden Wärmespannungen verzogen werden. Ein weiterer Nachteil entsteht durch die Gefügeveränderung an der Wärmeeinflusszone, an der das Moment auf die Welle übertragen wird. Der größte Nachteil liegt jedoch in der Schweißbarkeit des vorgesehenen Vergütungsstahls 42CrMo4. Dieser hat nur eine begrenzte Schweißbarkeit. Ein Vorwärmen auf mindestens 200 - 300°C ist unbedingt erforderlich. Jedoch sollte die obere Temperaturgrenze wegen des Risikos der Oxydation des Chroms nicht überschritten werden. Dieser Vergütungsstahl kann reibgeschweißt werden, jedoch ist dies praktisch nicht anwendbar. Um die möglichen Gefahren die mit den Gefügebildungen einhergehen schon im Vorfeld zu erfassen, wird das Schaeffler – Diagramm eingesetzt. Bei

Martensitbildung können Härterisse entstehen. Im austenitischen Bereich ist der Werkstoff warmrissanfällig. Bei ferritischen Stählen muss auf das Kornwachstum Rücksicht genommen werden und in den Mischbereichen von Austenit und Ferrit kann Versprödung durch Bildung Sigma – Fasen auftreten. In der nachfolgenden Abbildung ist das Schaeffler – Diagramm zu sehen. Im roten Bereich können Warmrisse als Riss quer durch die gesamte Naht auftreten. Der gelbe Bereich zeigt an, dass Sigma – Fasen Versprödungen durch Langzeitbeanspruchung auftreten können. Im blauen Bereich wird ein verstärktes Kornwachstum verzeichnet und im grünen Bereich können Kaltrisse auftreten. Nur im weißen Bereich in der Mitte entsteht eine einwandfreie Naht bei einem Material mit Delta – Ferrit.

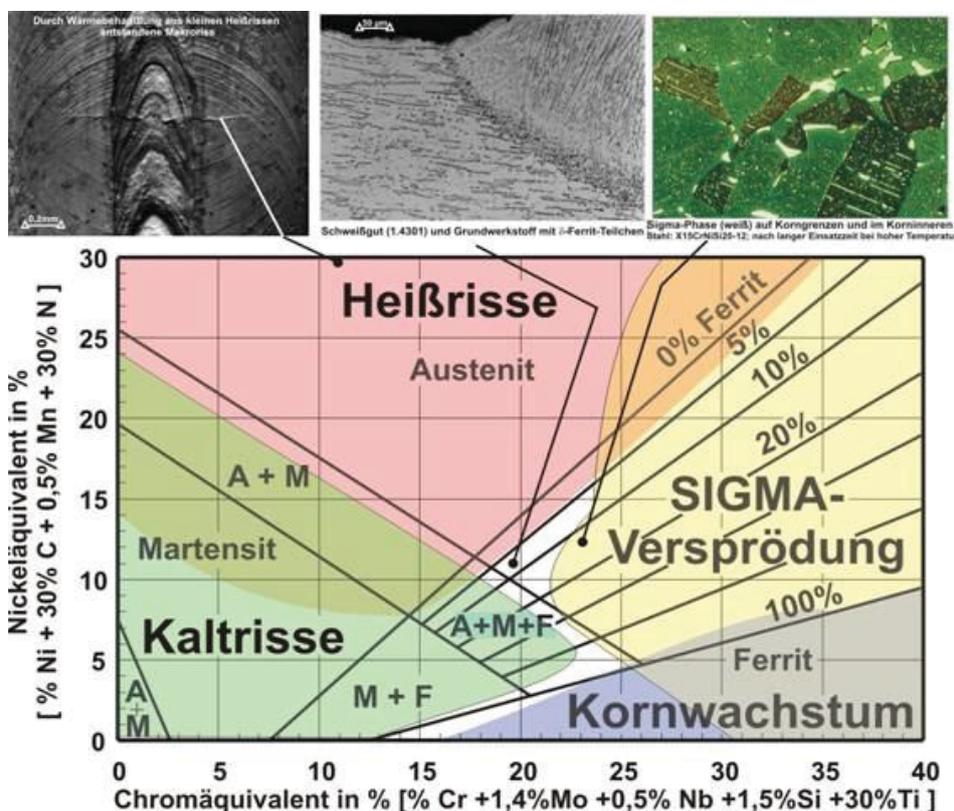


Abb.51: Schaeffler-Diagramm mit Angabe der Gefügebereiche und den möglichen Fehlern, die beim Schweißen auftreten können.

Daher muss ein gut schweißbarer Stahl verwendet werden. Hierbei wird ein gut schweißbarer niedriglegierter Stahl verwendet (15CrMoV6). Durch die geringere Festigkeit des Werkstoffes erhöht sich das Gewicht der Welle bzw. des Flansches um etwa 15% gegenüber des vorher gewählten Werkstoffes (42CrMo4).

#### 6.4 Variante Gießen

Bei dieser Variante wird die Welle mit dem Flansch gegossen. Dadurch ergibt sich ein, im Gegensatz zu den anderen Varianten, idealer Kraftfluss zwischen dem Flansch und der Welle. Jedoch ist die Festigkeit einer gegossenen Welle mit dem gleichen Werkstoff, bei den angewandten Durchmessern, um mindestens 30% geringer als bei einer geschmiedeten Welle. Aus diesen Gründen muss die Welle wesentlich größer dimensioniert werden. Dadurch ist das Gewicht der Welle inklusive des Flansches gegenüber einer geschmiedeten Welle um etwa 15% größer. Weiters befindet sich eine kritische Zone direkt am Übergang Flansch - Welle, in der sich Lunker bilden und andere Gießfehler auftreten können. Jedoch ist eine gegossene Version um etwa die Hälfte billiger als eine Geschmiedete.

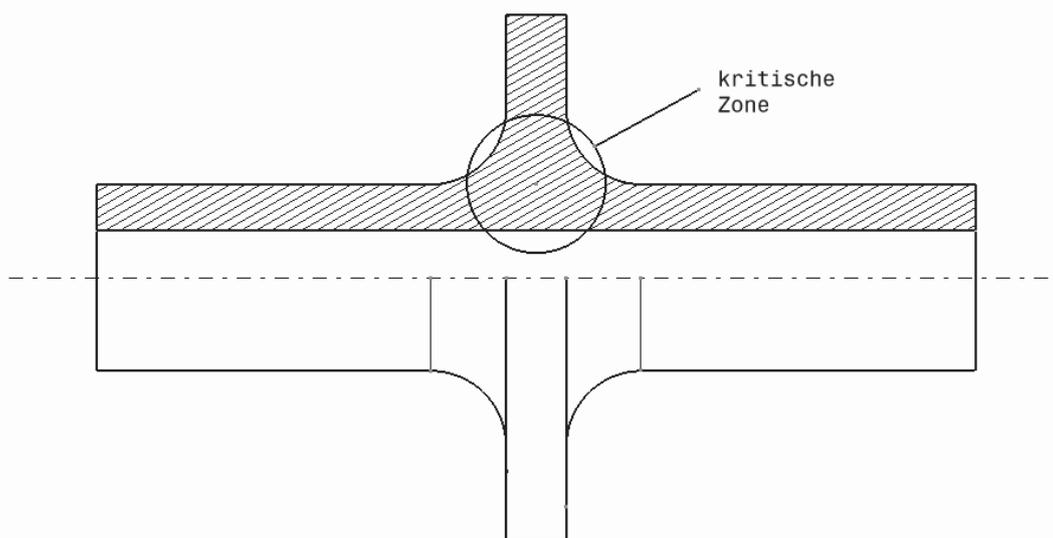


Abb.52: Variante Gießen

### 6.5 Variante Aufschrumpfen

Bei dieser Variante wird der Flansch auf die Welle geschrumpft. Dies muss in eine Werkstätte erfolgen und kann nicht auf der Baustelle direkt vor Ort erfolgen. Dieser Vorgang ist schwierig, da der Flansch von oben mit einem Kran auf die aufgestellte Welle herabgelassen wird und dabei nicht verkanten darf, da der Flansch ansonsten nicht mehr gelöst und dadurch verschoben werden kann. Das Gewicht ist gegenüber den anderen Varianten am geringsten, da eine geschmiedete Welle und ein geschmiedeter Flansch aus dem gleichen Werkstoff (42CrMo4) verbunden werden. Sowohl der Ein- als auch der Ausbau der Welle – Flanschverbindung ist wie bei den vorherigen zwei Varianten sehr einfach. Ein Nachteil ist jedoch der Kostenfaktor der Konstruktion, da laut [17] eine geschmiedete Welle mindestens um das doppelte teurer ist als eine gegossene Welle.

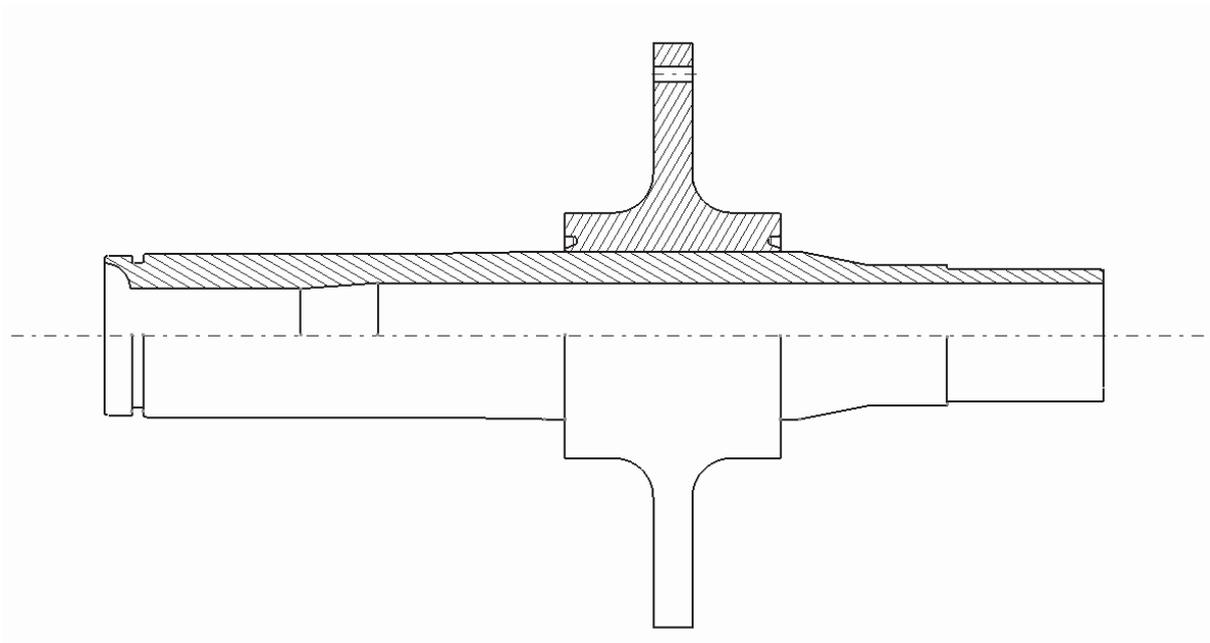


Abb.53: Variante Aufschrumpfen

## 6.6 Variantenvergleich

In der nachfolgenden Tabelle werden alle vorherigen Varianten benotet, mit dem Gewichtungsfaktor multipliziert und addiert. Aus dem daraus folgenden Wert kann die Platzierung der jeweiligen Varianten entnommen werden. Der Notenschlüssel mit einer Benotung von 0 – 4, wobei 0 die schlechteste ist, kann aus der nachfolgenden Tabelle entnommen werden.

### Notenschlüssel

0	unbefriedigend
1	gerade noch tragbar
2	ausreichend
3	gut
4	ideal

Tab.4: Notenschlüssel

Variante 1	Schrumpfscheibe
Variante 2	Hirthverzahnung
Variante 3	Schweißen
Variante 4	Gießen
Variante 5	Aufschumpfen

Tab.5: Varianten

Bewertungskriterium	Gew.-faktor	Variante				
		1	2	3	4	5
Gewicht	1	2	3	2	2	4
Fertigung	0,8	3	0	3	3	3
Aus- + Einbau	0,3	3	2	4	4	4
Bauraum	0,3	2	3	3	4	3
Transport	0,3	3	4	2	2	2
Kosten	0,9	2	1	3	4	3
<b>Summe x Gew.-faktor</b>		<b>8,6</b>	<b>6,6</b>	<b>9,8</b>	<b>11,0</b>	<b>11,8</b>
<b>Platzierung</b>		<b>4</b>	<b>5</b>	<b>3</b>	<b>2</b>	<b>1</b>

Tab.6: Variantenvergleich

Aus dieser Tabelle kann man erkennen, dass die Wellen-Naben-Verbindung (Variante Aufschumpfen) gegenüber den Übrigen am geeignetsten ist. Daher wird diese Variante entworfen, konstruiert und simuliert.

## 7 Lastannahmen

Die Lastannahmen sowie die Hauptabmessungen werden anhand des Haldenrückholgerätes VARL 2000/60 mit einer durchschnittlichen Förderleistung von mindestens  $5000\text{m}^3/\text{h}$  getroffen. Diese Maschine fördert Eisenerz mit einer Schüttdichte von  $2,5\text{ t/m}^3$ . Die Randbedingungen wie

- Motorleistung,
- Schaufelraddurchmesser,
- Schaufelanzahl,
- Drehzahl des Schaufelrades,
- max. Drehgeschwindigkeit des Haldenrückholgerätes,
- Schwenkmoment,

wurden von der Firma SANDVIK MINING AND CONSTRUCTION Materials Handling GmbH & Co KG bereitgestellt. Anhand dieser Werte können die Kräfte, Momente und Spannungen des Schaufelrades bestimmt werden. Mit diesen Ergebnissen wird die Schaufelradwelle, Lager, Wellen-Nabenverbindungen, Antriebsflansch und das Einscheibenrad unter der Berücksichtigung einer Gewichts- und Fertigungsoptimierung konstruiert. Nachfolgend werden Skizzen des Schaufelrads aufgestellt, welche die angreifenden Kräfte, die Positionen der Lager und die Hauptabmessungen zeigen.

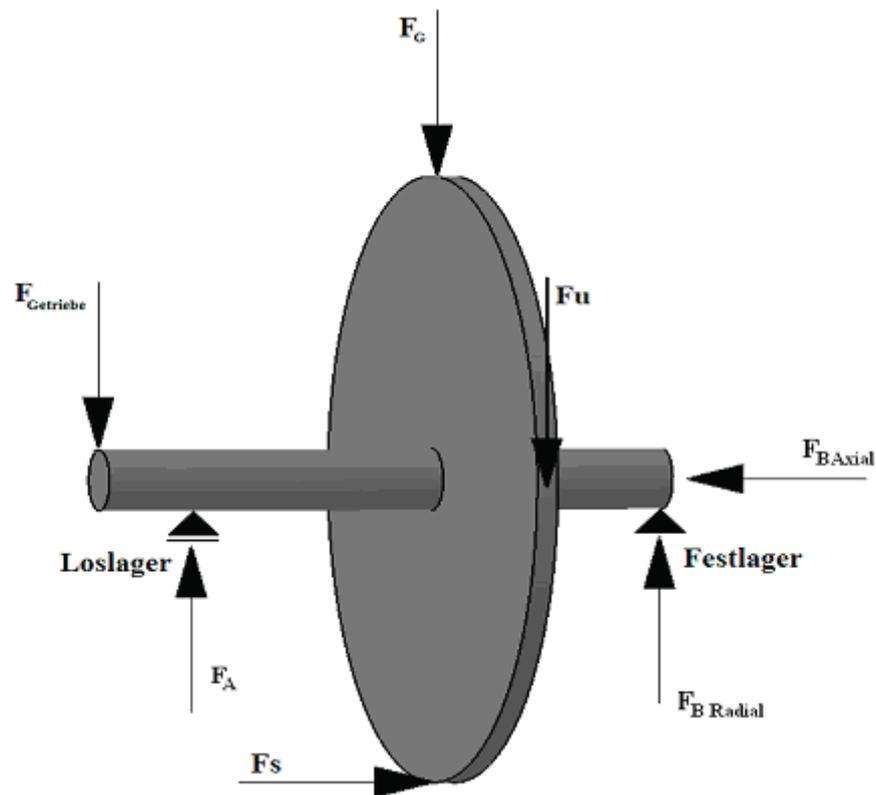


Abb.54: Kräfte und Momente des Scheibenrads

In Abb. 55 werden die Hauptabmessungen der Welle gezeigt. Die Hauptabmessungen beziehen sich auf das oben genannte Haldenrückholgerät. Mit diesen Werten werden alle weiteren Berechnungen, Konstruktionen und Simulationen durchgeführt.

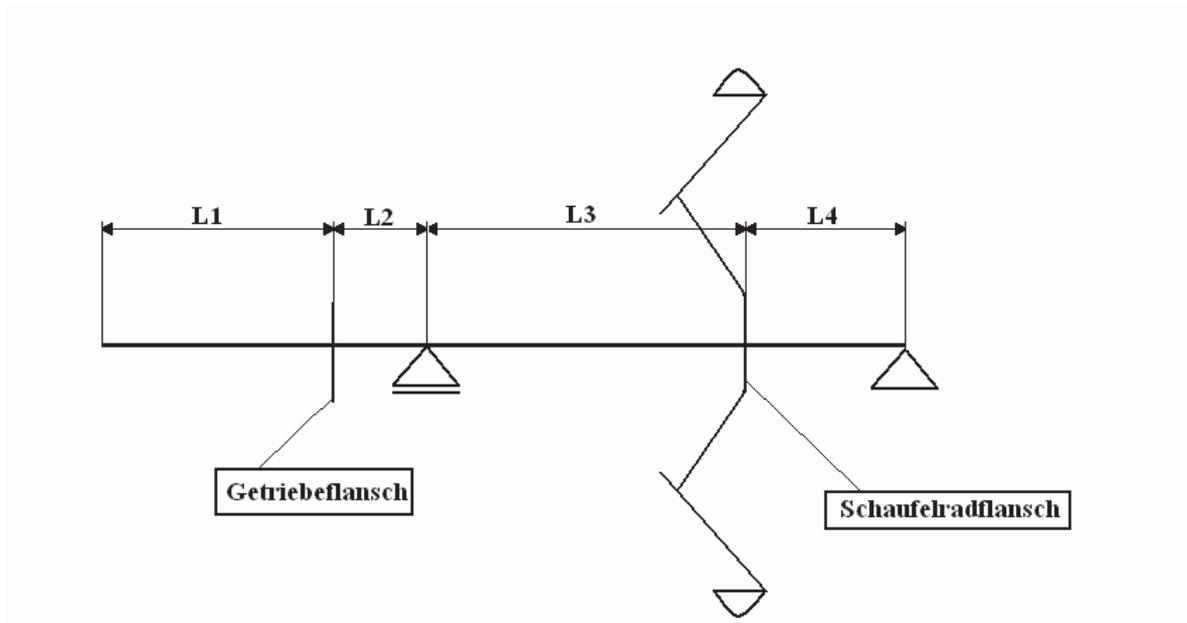


Abb.55: Hauptabmessungen der Konstruktion

Die Abmessungen beziehen sich jeweils auf den Angriffspunkt des Momente beziehungsweise der Kräfte und werden in den obigen Abbildungen nur vereinfacht dargestellt. Die Länge L1 bezieht sich auf den Abstand zwischen Getriebe und Getriebeflansch. L2 gibt die Länge zwischen Getriebeflansch und Loslager an. Der Abstand zwischen dem Loslager und dem Wellenflansch wird als L3 bezeichnet und L4 gibt die Länge zwischen dem Wellenflansch und dem Festlager an.

- L1 = 954mm (Länge zwischen Getriebe und Getriebeflansch)
- L2 = 550mm (Länge zwischen Getriebeflansch und Loslager)
- L3 = 1400mm (Länge zwischen Loslager und Wellenflansch)
- L4 = 600mm (Länge zwischen Wellenflansch und Festlager)

### 7.1 Schwenkkraft

Die Berechnung der Seitenkraft  $F_S$  die auf das Schaufelrad wirken erfolgt aus dem Schwenkmoment  $M_S$ , welche durch die Auslegerlänge von 60m dividiert wird. Die abnormale Schwenkkraft  $F_{SS}$ , welche auftritt, wenn das Schaufelrad an ein Hindernis gerät (z.B. Boden der Halde), wird mit einer zusätzlichen Sicherheit von 1,5 berechnet.

$$M_S := 4775 \text{ kNm}$$

$$AB := 60 \text{ m}$$

$$F_S := \frac{M_S}{AB}$$

$$F_S = 79.583 \text{ kN}$$

$$F_{SS} := \frac{M_S \cdot 1.5}{AB}$$

$$F_{SS} = 119.375 \text{ kN}$$

$M_S$  ..... Schwenkmoment

$AB$ ..... Auslegerlänge

$F_S$ ..... Schwenkkraft

$F_{SS}$ ..... abnormale Schwenkkraft

## 7.2 Umfangskraft

Die Torsionsmoment ermittelt sich aus der Motorleistung  $P_m$  und der Drehzahl  $n$  des Schaufelrades. Durch das Torsionsmoment, dem Durchmesser des Schaufelrades  $d_s$  und einem Überlastfaktor von 1,1 kann die Umfangskraft  $F_U$  berechnet werden.

$$P_m := 630 \text{ kW} \quad n := 6.17 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad d_s := 10200 \text{ mm}$$

$$M_t := \frac{P_m}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

$$M_t = 976 \text{ kNm}$$

$$F_U := \frac{M_t \cdot 1.1}{\frac{d_s}{2}}$$

$$F_U = 210.305 \text{ kN}$$

$P_m$ ..... Motorleistung  
 $M_t$ ..... Torsionsmoment  
 $F_U$ .....Umfangskraft  
 $n$ .....Drehzahl der Welle  
 $d_s$ .....Schaufelraddurchmesser

### 7.3 Gewichtskraft

Die Gewichtskraft beinhaltet sämtliche Komponenten des Schaufelrades. Dies beinhaltet die Schaufelradwelle, dem Schaufelradflansch, den Kupplungsflansch, die Schaufelradscheibe, dem Schaufelradkörper inklusive den Schaufeln sowie alle notwendigen Verbindungselemente. Weiters wird eine Verschmutzung des Schaufelrades mit einberechnet. Für die nachfolgende Berechnung wird eine Gewichtskraft von 355kN exklusive der Verschmutzung angenommen. Diese Kraft greifen in der Berechnung nur an einem Punkt an. Zur Bestimmung der Verschmutzung wird eine Kreisscheibe mit dem Schaufelraddurchmessers angenommen worauf eine 5cm dicke Schicht (t) des zu fördernden Schüttgutes angenommen wird.

#### Verschmutzung am Schaufelradkörper V<sub>b</sub>

$$t := 5 \text{ cm} \quad d_s := 10200 \text{ mm}$$

$$\rho := 2500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$V_b := \frac{d_s^2 \cdot \pi}{4} \cdot t \cdot g \cdot \rho$$

$$V_b = 100.17 \text{ kN}$$

t..... Dickschicht der Verschmutzung

$\rho$ ..... Schüttdichte von Eisenerz

$d_s$ ..... Schaufelraddurchmesser

#### Eigengewicht des Schaufelrades

$$Q := 355 \text{ kN} + V_b$$

$$Q = 455.166 \text{ kN}$$

Q..... Eigengewicht des Schaufelrades

$V_b$ ..... Verschmutzung des Schaufelrades

## 8 Berechnung und Simulation des Schaufelrades

In diesem Kapitel wird die vorher ausgewählte Variante (Variante Aufschrumpfen) berechnet und simuliert. Diese Berechnungen und Simulationen werden für folgende Teile durchgeführt:

- Welle (1)
- Pressverband zwischen Schaufelradflansch (2) und Welle
- Scheibenrad (3)
- Pressverband zwischen Kupplungsflansch (5) und Welle
- Festlager (6)
- Loslager (7)
- Schraubenberechnung für die Verbindung zwischen Schaufelradflansch und Scheibenrad (9)

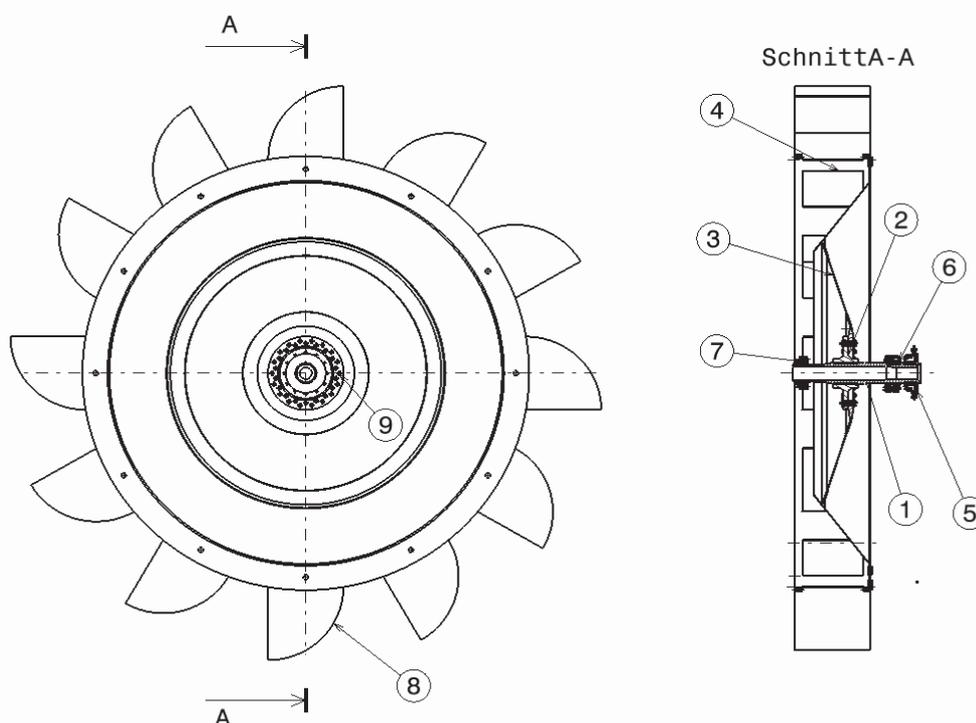


Abb.56: Gesamtansicht des Schaufelrades mit Komponenten

Die Berechnungen wurden mit MDESIGN durchgeführt. MDESIGN liefert kein vollständiges Protokoll. Aus diesem Grund werden nachfolgend die Konzepte der

einzelnen Berechnungen erklärt. Die Ergebnisprotokolle der einzelnen Berechnungen werden im Anhang A angefügt. Die Simulationen wurden mit ABAQUS durchgeführt und werden nachfolgend eingefügt. Alle Zeichnungen wurden mit CATIA gezeichnet (siehe Anhang B).

## **8.1 Wellenberechnung**

### **8.1.1 Grundgedanken zum Tragfähigkeitsnachweis und Aufbau von DIN 743**

Bei der Auslegung und Nachprüfung der Bauteilabmessungen muss gewährleistet sein, dass die inneren Beanspruchungen, die sich aus den äußeren Belastungen ergeben, mit ausreichender Sicherheit gegen Versagen des Bauteiles aufgenommen werden können. Die im jeweiligen gefährdeten Bauteilquerschnitt auftretende größte Spannung darf den für diese Stelle maßgebenden zulässigen Wert nicht überschreiten. Diese zulässige Spannung ist im Wesentlichen abhängig vom Werkstoff, von der Beanspruchungs- und Belastungsart sowie der geometrischen Form des Bauteiles und anderen Einflüssen, wie z. B. Bauteiltemperatur, Eigenspannungen, Werkstofffehler, korrodierend wirkende Umgebungsmedien. Die Dimensionierung eines Bauteiles richtet sich vor allem nach der Art seines möglichen Versagens (das Bauteil kann seine Funktion nicht mehr erfüllen), das in den meisten Fällen hervorgerufen wird durch

- unzulässig große Verformungen,
- Gewaltbruch,
- Dauerbruch,
- Rissfortschreiten (Bruchmechanik),
- Instabilwerden (z. B. Knicken, Beulen),
- mechanische Abnutzung (z. B. Verschleiß, Abrieb),
- chemische Angriffe (z. B. Korrosion).

Kommen mehrere dieser Kriterien für das Versagen eines Bauteiles in Frage, sollte der Nachweis für jede dieser Möglichkeiten erfolgen. Die ungünstigsten Verhältnisse sind dann der konstruktiven Auslegung des Bauteiles zugrunde zu legen. Der reine Festigkeitsnachweis (Fließen, Gewalt- und Dauerbruch) kann in Anlehnung an nachfolgende Abbildung durchgeführt werden [18, 19].

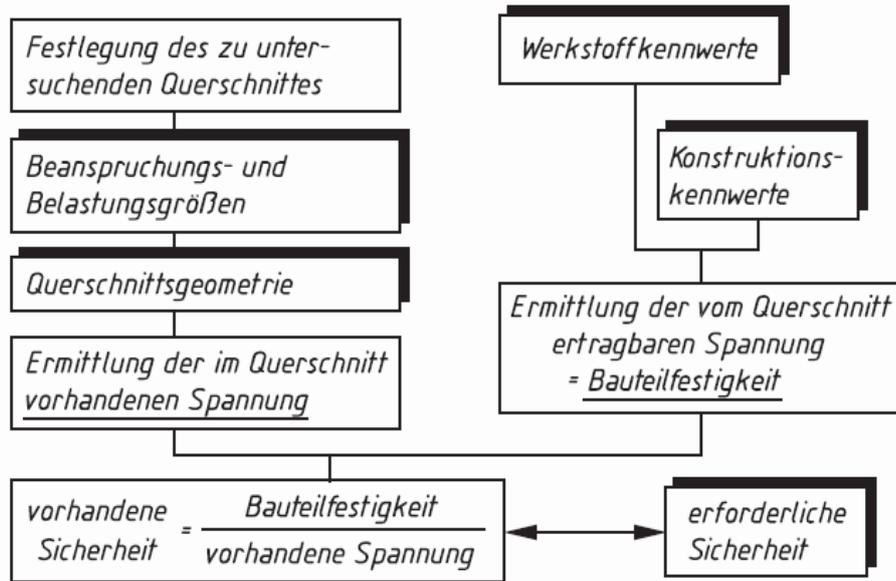


Abb.57: Allgemeiner Festigkeitsnachweis (Berechnungsalgorithmus)

### 8.1.2 Grundlagen von Belastungen und Beanspruchungen

Die am Bauteil angreifenden äußeren Kräfte und Momente müssen durch das Bauteil übertragen werden. In der Realität erfolgt die Übertragung von Kräften durch Flächen – im Modell wird jedoch eine punktförmige Krafteinleitung benutzt. Die Belastungen erzeugen in der Querschnittsfläche eine Beanspruchung. Aus den Abmessungen des Querschnitts und den Belastungen lassen sich die Beanspruchungen (Spannungen) berechnen. Spannungen die senkrecht zu Querschnittsflächen wirken, werden als Normalspannungen, Spannungen in der Querschnittsfläche als Schubspannungen bezeichnet. Die Normalkraft und die Biegemomente führen zu Normalspannungen, aus den Querkräften und dem Torsionsmoment entstehen Schubspannungen.

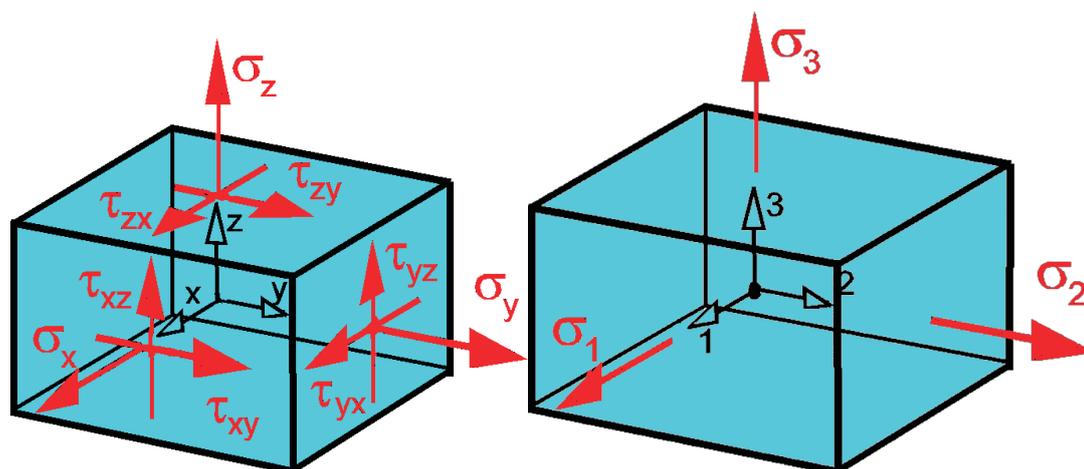


Abb.58: Spannungskomponenten

Die an einer bestimmten Stelle wirkenden Spannungen werden in ihrer Gesamtheit durch Einzelspannungen in drei Schnittflächen beschrieben. Diese kreuzen sich an einer Stelle, also durch drei Vektoren mit je drei Komponenten, die zusammengenommen den Spannungstensor bilden.

Die einfachste Darstellung hat der Spannungstensor, wenn man die drei Schnittflächen jeweils senkrecht zu einer Richtung eines kartesischen Koordinatensystems wählt. Die drei Kräfte in den drei Schnittflächen entsprechen den Zeilen der folgenden Matrix:

$$S = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

Durch Drehen des Koordinatensystems lässt sich erreichen, dass die Schubspannungen Null werden. Es verbleiben nur Normalspannungen, welche Hauptspannungen genannt werden.

$$\underline{\underline{S}} = \begin{pmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{pmatrix}$$

Maximale Schubspannungen wirken in Flächen, deren Normale jeweils senkrecht auf einer Hauptachse steht und mit den beiden anderen einen Winkel von  $45^\circ$  einschließt. Die Kenntnis der maximalen Spannungen ist für die Bewertung des Bauteilversagens wichtig. Anschaulich lassen sich die Verhältnisse am Mohrschen Spannungskreis darstellen. Der MOHRsche Spannungskreis lässt sich 2-dimensional einfach und ohne Berechnung mit Hilfe der Spannungen  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  und  $\tau_{xy}$  konstruieren.

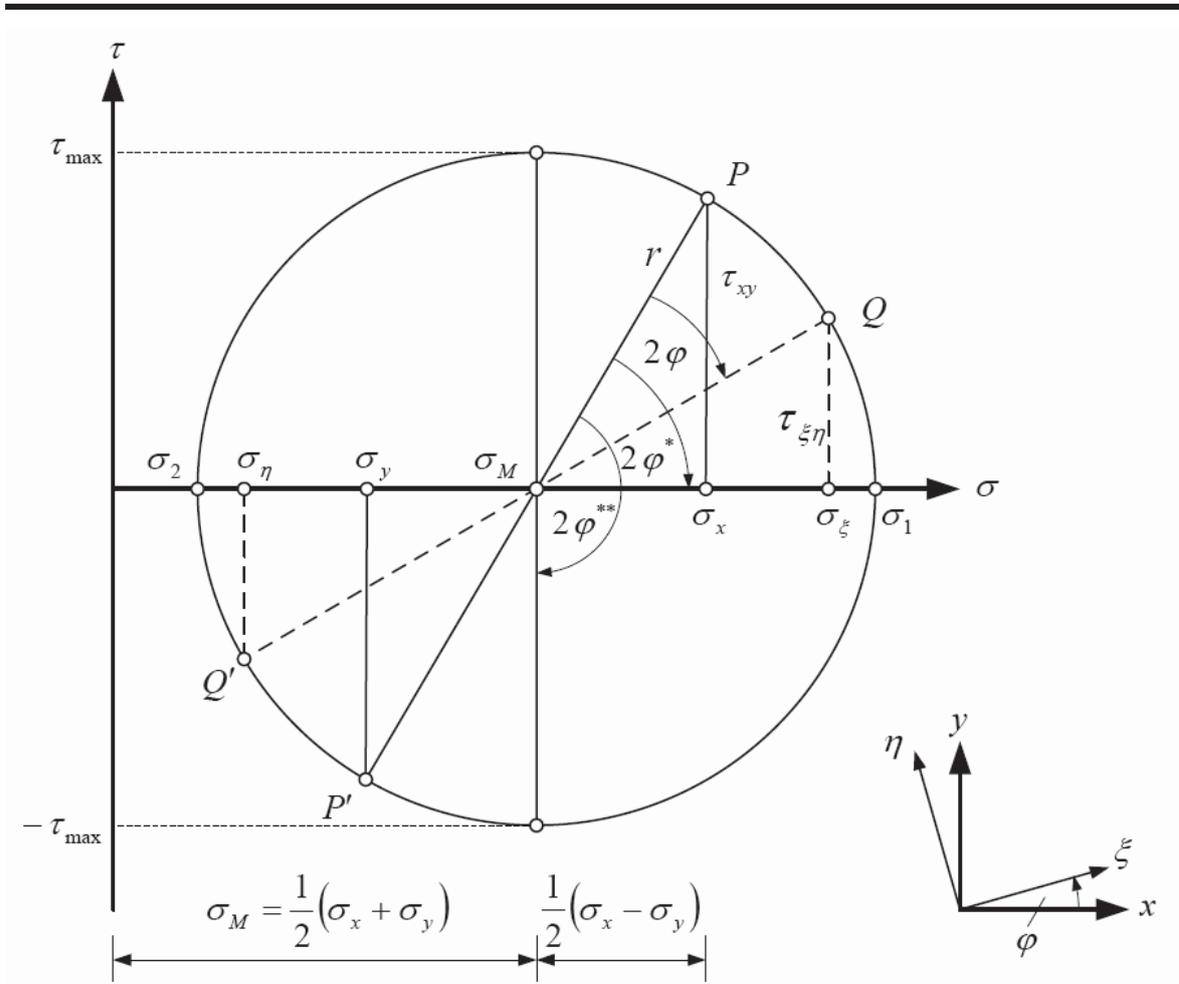


Abb.59: Mohrscher Spannungskreis, 2-dimensional

Stabförmige Teile haben nur Belastungen an 2 gegenüberliegenden Flächen.

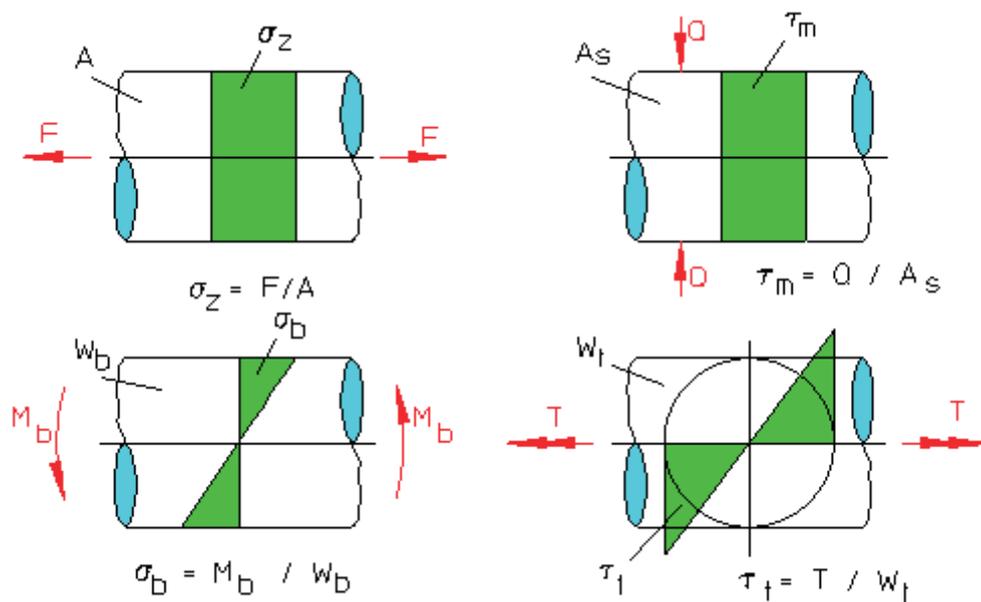


Abb.60: Grundbeanspruchungen

Die bei einer Schubbelastung vorhandene nichtlineare Spannungsverteilung über dem Querschnitt wird bei technischen Anwendungen meistens durch eine mittlere Schubspannung ersetzt. Als Vereinfachung wird eine konstante Spannungsverteilung angenommen. Bei Biegung und Torsionsbelastung wird der Höchstwert der Spannung an der Bauteiloberfläche des Stabes erreicht - in der Bauteilmitte (neutrale Faser) entsteht bei symmetrischen Querschnitten keine Biegespannung (Abb. 59) [18, 19].

### 8.1.3 Nennspannungen

Unter häufig zutreffenden Voraussetzungen lässt sich für alle 6 Belastungen die auftretende Spannung (Nennspannung) mit geringem Aufwand bestimmen.

Längskraft  $\sigma_x = \frac{F \cdot x}{A}$

Biegemoment  $\sigma_{bz} = \frac{M_{bz} \cdot y}{I_z} = \frac{M_{bz}}{W_{bz}}$        $\sigma_{by} = \frac{M_{by} \cdot z}{I_y} = \frac{M_{by}}{W_{by}}$

Querkraft  $\tau_y = \frac{F \cdot y}{A_s}$        $\tau_z = \frac{F \cdot z}{A_s}$

Torsion  $\tau_t = \frac{T}{W_t}$

Alle Normalspannungen und alle Schubspannungen lassen sich vektoriell zusammenfassen. Schubspannungen verlaufen am Rand des Querschnittes tangential, in den Ecken sind sie Null. Die Schubspannungen durch die Querkräfte können meistens vernachlässigt werden.

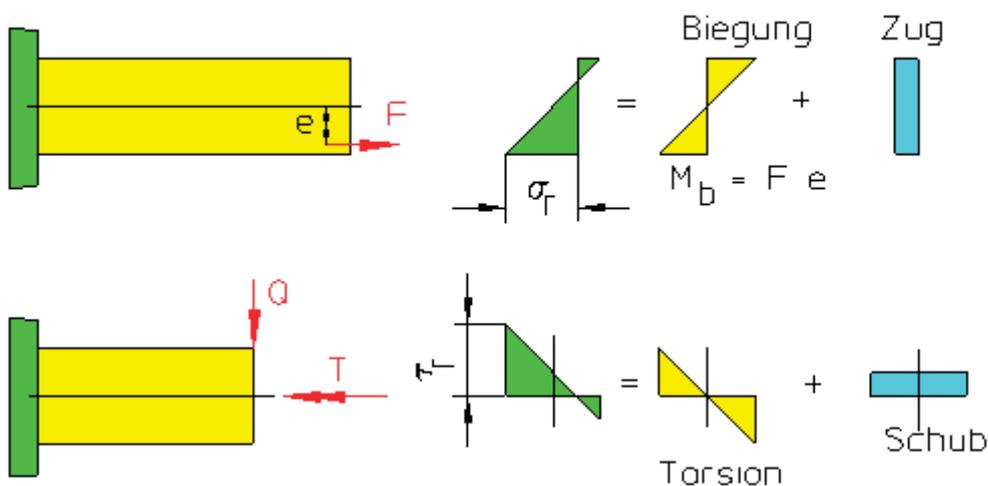


Abb.61: Superposition von Normalspannungen und Schubspannungen

In der Praxis kommt es oft vor, dass Normalspannungen aus einer Biegebelastung und Schubspannungen aus Torsion gemeinsam auftreten. Der mehrachsige Spannungszustand ist dann auf einen einachsigen Vergleichszustand umzuformen.

Das Bruchverhalten des Werkstoffes entscheidet über die anzuwendende Berechnungshypothese. Bei sprödem Werkstoffverhalten wird die Normalspannungshypothese (NH) Und bei zähem Verhalten die Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH) verwendet. [18, 19]

Für stabförmige Bauteile(einachsigt):

$$\text{NH} \quad \sigma_v = 0,5 \left( |\sigma_z + \sigma_b| + \sqrt{(\sigma_z + \sigma_b)^2 + 4\tau_t^2} \right)$$

$$\text{GEH} \quad \sigma_v = \sqrt{(\sigma_z + \sigma_b)^2 + 3\tau_t^2}$$

Hypothese	einachsigt	zweiachsigt
Normalspannungshypothese (NH)	$\sigma_v = \frac{ \sigma_x }{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2}$	$\sigma_v = \frac{ \sigma_x + \sigma_y }{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}$
Schubspannungshypothese (SH)	$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2}$	$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}$ $\sigma_1 > 0 \quad \sigma_2 < 0$
Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH)	$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$	$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$

### 8.1.4 Zeitlicher Verlauf der Belastungen

Die auftretenden Lasten können konstant sein oder einen zeitlich veränderlichen Verlauf haben. Konstante Lasten werden auch als statische Lasten bezeichnet. Im dynamischen Fall ändert sich die Belastung periodisch zwischen einem Minimalwert und einem Maximalwert. In diese Gruppe fallen schwellende, wechselnde oder schwingende Belastungen. Zur genauen Festlegung wird das Spannungsverhältnis  $R$  benutzt. [18, 19]

$$\sigma_m = \frac{\sigma_o + \sigma_u}{2} \qquad \sigma_a = \frac{\sigma_o - \sigma_u}{2} \qquad R = \frac{\sigma_u}{\sigma_o}$$

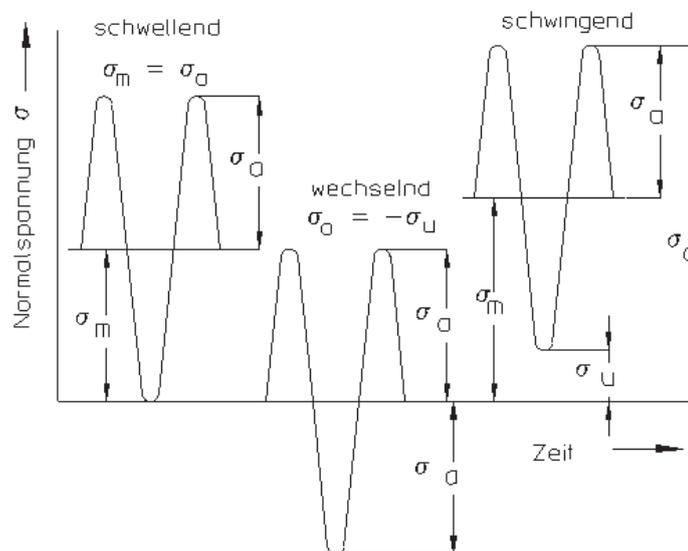


Abb.62: Dynamische Belastungsarten

### 8.1.5 Werkstoffkennwerte

Zur Beurteilung des Bauteilversagens müssen neben den auftretenden Belastungen die Festigkeitsgrenzwerte des Werkstoffes bekannt sein. Diese werden durch Werkstoffkennwerte beschrieben. Wird ein Kennwert überschritten, so kommt es zum Versagen des Bauteils.

Der zu beachtende Kennwert wird vom Verhalten des Werkstoffes (spröde, duktil), den Betriebsbedingungen und der Belastungsart bestimmt. Als Versagensgrenze können unzulässige plastische Verformungen, Gewaltbruch oder Dauerbruch bei dynamisch belasteten Werkstoffen in Frage kommen. [18, 19]

### 8.1.6 Ruhende Belastung

Bei ruhender Belastung lassen sich die höchst zulässigen Werkstoffkennwerte ausnutzen, da durch die Belastung keine Schädigung des Werkstoffes auftritt. Die benötigten Kennwerte werden in der Werkstoffprüfung ermittelt.

Streckgrenze  $R_e$ : Überschreitung ergibt eine plastische Werkstoffverformung

0,2 % Dehngrenze  $R_{p0,2}$  nach völliger Entlastung verbleibt eine plastische Dehnung von 0,2 %

Zugfestigkeit  $R_m$ : Spannung bei der der Werkstoff bei Zugbelastung bricht

Duktile Werkstoffe (Baustähle, Vergütungsstähle, Kupfer-Legierungen, Aluminium-Legierungen) werden in der Regel gegen Verformung dimensioniert. Als Kennwert wird deshalb die Streckgrenze  $R_e$  oder bei Werkstoffen ohne ausgeprägte Streckgrenze die 0,2% Dehngrenze verwendet.

Spröde Werkstoffe (Gusseisen, gehärtete Stähle) werden gegen Bruch dimensioniert. Daher wird als Kennwert die Zugfestigkeit benutzt.

Liegen bei Druck, Biegung und Torsionsbelastung die benötigten Festigkeitskennwerte nicht vor, so lassen sich diese näherungsweise aus den bei Zugbelastung ermittelten Werten bestimmen [18, 19].

### 8.1.7 Dynamische Belastung

Die bei statischer Belastung angewandten Kennwerte ( $R_m$ ,  $R_{p0,2}$ ,  $R_e$ ) dürfen bei dynamischer Belastung nicht verwendet werden. Zur Dimensionierung werden Kennwerte benutzt, die durch einstufige Schwingversuche gewonnen werden. Die Versuche werden an genormten Probestäben ( $d = 10 \text{ mm}$ ), ohne Kerben und polierter Oberfläche, durchgeführt.

Je nach der Höhe des Spannungsausschlages ergibt sich eine bestimmte Anzahl Lastwechsel bis zum möglichen Bruch der Probe. In Schwingversuchen zeigt sich, dass metallische Werkstoffe wiederholte Belastungen nicht beliebig häufig ertragen

können, auch dann nicht, wenn die Spannungsamplitude unterhalb der Streckgrenze bleibt. Der Belastungsablauf läuft makroskopisch elastisch ab. Die ertragbare Beanspruchung wird zeit- und damit schwingenspielzahlabhängig. Zur Aufnahme der Wöhlerkurve werden ca. 6-10 Proben eines Werkstoffes mit einheitlicher Oberflächenbeschaffenheit bei konstanter Mittelspannung mit unterschiedlichen Spannungsamplituden bis zum Bruch geprüft. Die so ermittelten Wertepaare  $\sigma_A, N_B$  (Bruchschwingenspielzahl) werden entweder in ein  $\sigma_A, \log N_B$ - oder in ein  $\log \sigma_A, \log N_B$  - Diagramm eingetragen. Als Ausgleichskurve ergibt sich die Spannungswöhlerkurve. Es werden in Abb. 62 zwei grundsätzlich verschiedene Verläufe unterschieden.

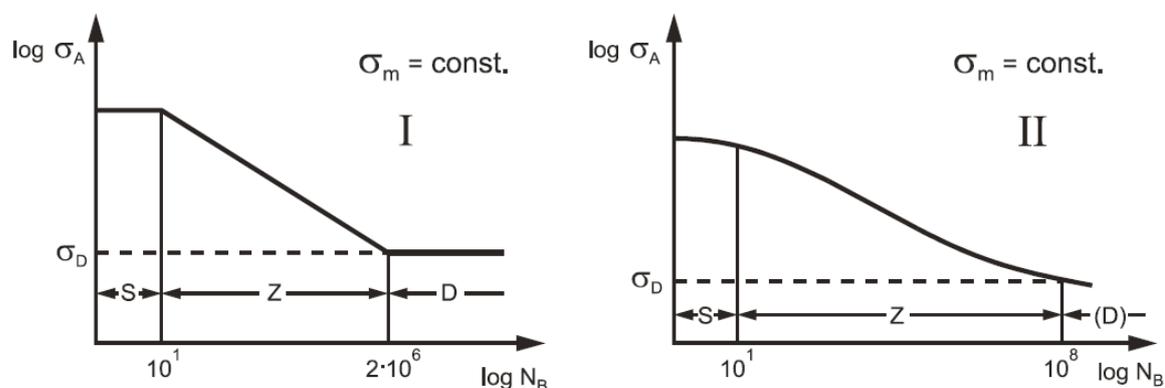


Abb.63: Schematische Darstellung des Wöhlerdiagramms

Bis ca. 10 Schwingenspiele erstreckt sich der quasistatische Bereich, an den sich das Zeitfestigkeitsgebiet bis  $N \approx 2 \cdot 10^6$  mit stetig abnehmender ertragbarer Spannungsamplitude anschließt. Beim Kurventyp I sinkt die ertragbare Spannungsamplitude nun mit steigender Schwingenspielzahl nicht mehr weiter ab, während Kurventyp II auch bei sehr hohen Schwingenspielzahlen keinen horizontalen Verlauf zeigt. Ferritische Stähle (kubischraumzentriert - krz) und heterogene Nichteisenmetallegerungen weisen Typ I, austenitische Stähle und andere kubischflächenzentrierte - Legierungen (z.B. Al-Leg.) Typ II auf. Der Knickpunkt bei Typ I liegt meistens bei  $2 - 10 \times 10^6$  Schwingenspielen. Es genügt somit, Proben bis maximal  $10^7$  Schwingenspiele zu prüfen. Die Spannungsamplitude, die ein Werkstoff bis zu dieser Grenzlasterzahl ohne Bruch erträgt, wird als Dauerfestigkeit  $\sigma_D$  bzw. im Spezialfall der rein wechselnden Belastung als Wechselfestigkeit  $\sigma_W$  bezeichnet. Ein Wöhlerdiagramm beschreibt also nur das

Verhalten bei einer Mittelspannung  $\sigma_m$ . Bei Vertretern des Typs II wird ersatzweise die bis  $10^8$  Schwingspiele ertragbare Spannungsamplitude als Dauerfestigkeitswert angenommen. Dabei handelt es sich allerdings nicht um eine echte Dauerfestigkeitsgrenze [18, 19].

### 8.1.8 Dauerfestigkeitsschaubild

Führt man bei gleicher Belastung Wöhlerversuche mit unterschiedlicher Mittelspannung durch, so zeigt sich, dass die erreichbaren Spannungsausschläge von der Mittelspannung abhängig sind. Zur Darstellung der Abhängigkeit werden die Diagramme nach Smith und Haigh benutzt. Die genaue Ermittlung von Dauerfestigkeitsschaubildern bedingt eine große Anzahl von experimentell bestimmten Wöhlerlinien. Es ist zur Vermeidung dieses Aufwandes üblich die Grenzklinien der Schaubilder durch Geraden zu ersetzen. Dies ist wegen der Streuung der Kennwerte für die praktische Anwendung völlig ausreichend.

Im Haigh - Diagramm wird die Spannungsamplitude über der Mittelspannung aufgetragen. Das Diagramm wird nach rechts durch die Streckgrenze begrenzt. Spannungsausschläge für die wichtigsten R – Werte lassen sich leicht ablesen. R bezeichnet das Verhältnis von Ober- zu Unterspannung. Bei vorhandener Mittelspannung ergibt sich die Ausschlagsspannung zwischen der Grenzkurve und der Linie für  $R = 1$  (Bild 64).

Falls Angaben über die dynamischen Kennwerte nicht zur Verfügung stehen, lassen sich diese durch statische Kennwerte abschätzen [18, 19].

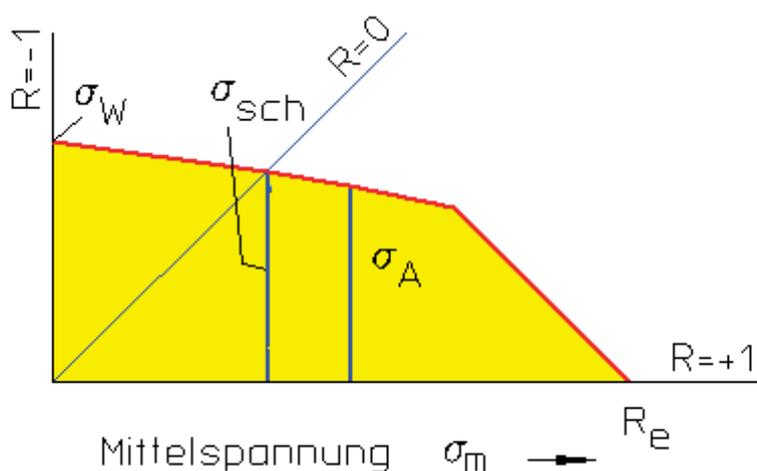


Abb.64: Haigh Diagramm (schematisch)

### 8.1.9 Örtliche Spannungen

Die bisherigen Voraussetzungen werden bei realen Bauteilen nicht immer erfüllt. Durch Kerben, Absätze, Querbohrungen oder ähnliche konstruktive Details sind die bisherigen Voraussetzungen nicht mehr erfüllt. An diesen Stellen ergeben sich gegenüber den Nennspannungen höhere Spannungen. In der klassischen Berechnung, besonders bei stabförmigen Bauteilen, werden diese Erhöhungen durch Formzahlen in die Berechnung aufgenommen. Bauteile mit komplexer Geometrie werden heute nach anderen Methoden berechnet. Berechnungen nach der Finite-Elemente-Methode oder Randelementmethode ergeben direkt die örtlichen Spannungen [18, 19].

### 8.1.10 Kerbwirkung

Nur in Bauteilen mit einfacher, geometrischer Gestalt ergibt sich die bisher behandelte Nennspannungsverteilung im Bauteil.

Durch Unstetigkeiten in der Bauteilgeometrie (Absätze, Einstiche, Querbohrungen), die fast an allen Bauteilen funktionsbedingt vorhanden sind, wird die Spannungsverteilung im Bauteil deutlich gegenüber der Nennspannungsverteilung geändert. An der Unstetigkeitsstelle stellt sich eine gleichmäßige Dehnungsverteilung ein, die zu hohen örtlichen Spannungsspitzen führt (Abbildung 65). Der wirkliche Verlauf der Spannungen im Kerbbereich ist nur sehr schwer zu bestimmen. Für die praktische Anwendung wird die maximal auftretende Spannung bestimmt. Die Berechnung der Kerbspannungen ist bei statischer und dynamischer Belastung unterschiedlich, da die Spannungsverteilung in der Nähe der Kerbe von der Kerbgeometrie, der Belastungsart und den Betriebsbedingungen abhängig ist.

Die Spannungsverteilung im Kerbgrund ist wesentlich von der Form der Kerbe abhängig. Zur Beschreibung der Erhöhung wird die Formzahl  $K_t$  verwendet, die als das Verhältnis der maximalen Spannung zur Nennspannung definiert ist.

$$K_{tz} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_n} \qquad K_{tb} = \frac{\sigma_{b\max}}{\sigma_{bn}} \qquad K_{tt} = \frac{\tau_{\max}}{\tau_{tn}}$$

Die Nennspannung ( $\sigma_n$ ,  $\sigma_{bn}$ ,  $\tau_{tn}$ ) wird meistens auf den Restquerschnitt bezogen und ist damit eine fiktive Spannung im Restquerschnitt des Bauteiles. Falls die Berechnung der Nennspannung mit Hilfe des Restquerschnittes schlecht möglich ist, wird der ungeschwächte Querschnitt verwendet. Die Formzahl bezieht sich auf den Probenquerschnitt. Bleibt die maximale Spannung unterhalb der Elastizitätsgrenze des Werkstoffes, so ist die Formzahl nur von der Kerbgeometrie und der Beanspruchung abhängig.

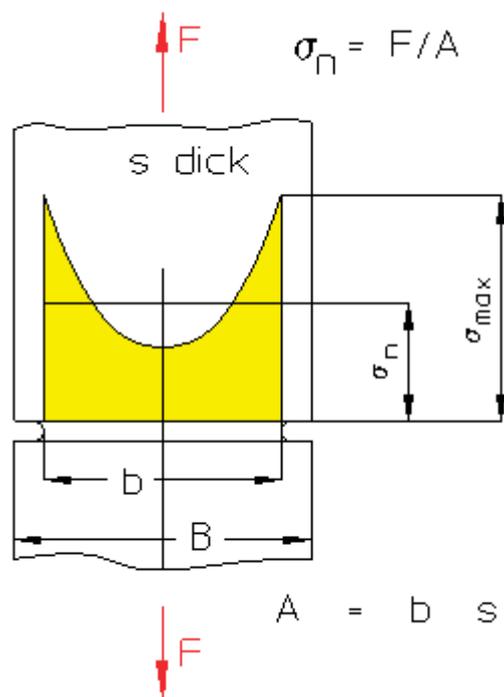


Bild 65: Spannungsverlauf im gekerbten Bauteil (Prinzip)

Die vom Werkstoff unabhängigen Formzahlen werden überwiegend experimentell bestimmt. Die Formzahl ist bei Zug am größten und bei Torsion am kleinsten.

$$K_{t,z} > K_{t,b} > K_{t,t}$$

Analog zur ruhenden Belastung versagt ein Bauteil bei dynamischer Belastung dann, wenn der auftretende Spannungsaus Schlag größer ist als der ertragbare Spannungsaus Schlag  $\sigma_A$ . Die Spannungsspitze wird dann:

$$K_f \sigma_{an} > \sigma_A$$

Offensichtlich kann sich durch örtliches Fließen im Bereich des Kerbgrundes die Kerbspannung nicht wie bei ruhender Belastung ausbilden. Als Kerbwirkungszahl

wird daher das Verhältnis der Dauerfestigkeit der glatten Probe zur Dauerfestigkeit der gekerbten Probe definiert:

$$K_f = \frac{\sigma_A}{\sigma_{AK}}$$

Bei dynamischer Belastung ist somit die Formzahl  $K_t$  durch die Kerbwirkungszahl  $K_f$  zu ersetzen. Nach bisher vorliegenden Untersuchungen hängt die Kerbwirkungszahl von der Kerbgeometrie, der Belastungsart, der Oberfläche und vom Werkstoff ab.

Werkstoffe mit hoher Zugfestigkeit reagieren empfindlicher auf Kerben als Werkstoffe mit geringer Zugfestigkeit. Die Kerbwirkungszahlen werden üblicherweise aus Versuchen bestimmt. Da wegen der vielen Einflussparameter die experimentelle Bestimmung einen hohen Versuchsaufwand bedingt, wurde schon sehr früh versucht, die Kerbwirkungszahl aus der Formzahl zu berechnen [18, 19].

### 8.1.11 Prinzipieller Ablauf des Nachweises der Sicherheit

Das Vorgehen in DIN 743 und der FKM Richtlinie ist an vielen Stellen gleich. Die FKM Richtlinie ist jedoch allgemeiner formuliert. Das folgende Vorgehen orientiert sich daher an der FKM Richtlinie [18, 19].

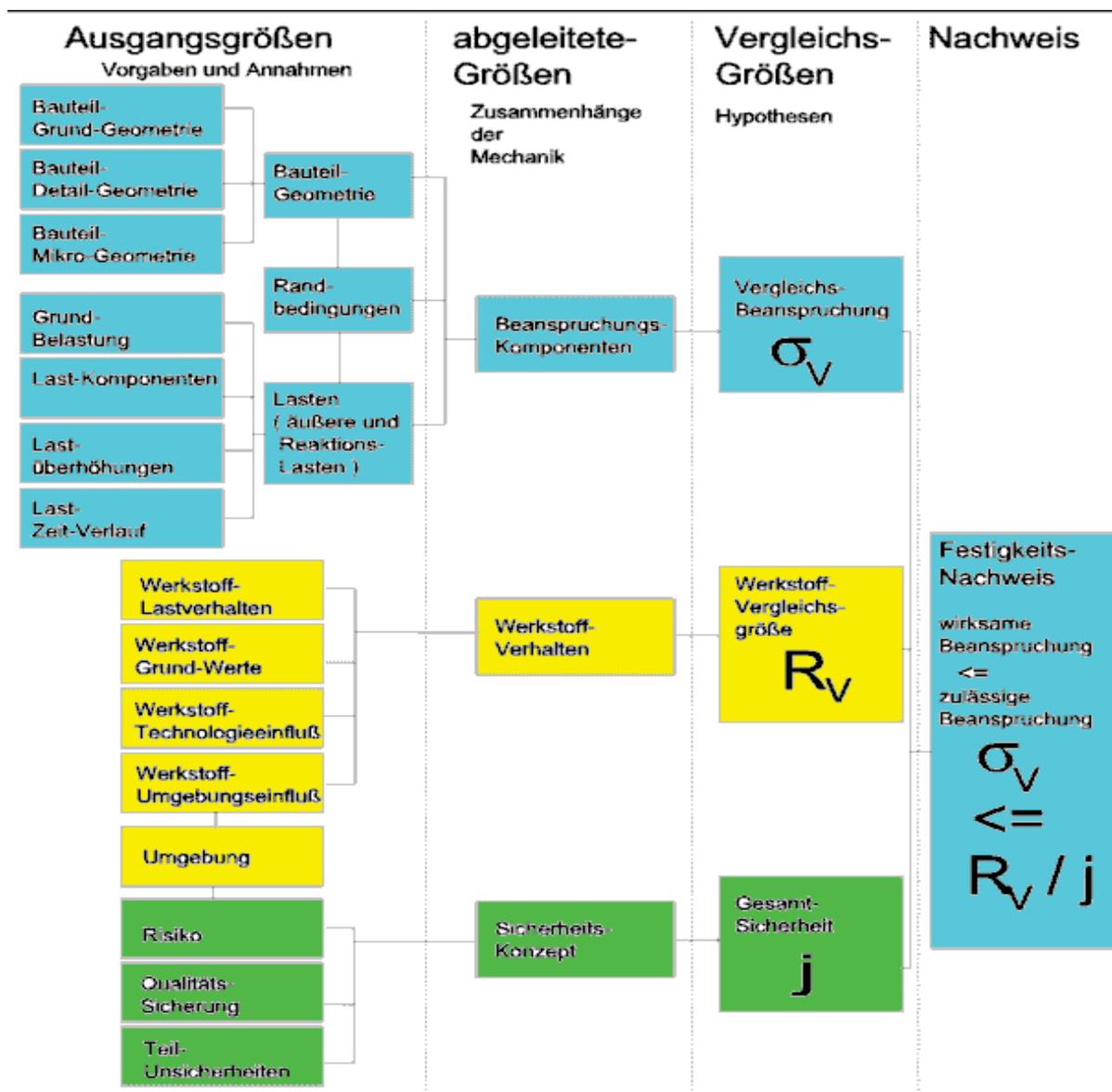


Abb.66: Ablaufdiagramm

### 8.1.12 Sicherheiten

Die Sicherheitsfaktoren gelten für sichere Lastannahmen und eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 97,5% für die Festigkeitskennwerte. Unter günstigen Voraussetzungen dürfen die Sicherheitsfaktoren verringert werden [18, 19].

Es wird ein duktiler Werkstoff mit einer Bruchdehnung  $> 12,5 \%$  angenommen.

Sicherheitsfaktoren gegen Bruch:

		<b>Schadensfolge</b>	
		hoch	niedrig
Wahrscheinlichkeit für das Auftreten der Spannung	Hoch	2,0	1,75
	Gering	1,8	1,6

Sicherheitsfaktoren gegen Fließen:

		<b>Schadensfolge</b>	
		hoch	niedrig
Wahrscheinlichkeit für das Auftreten der Spannung	Hoch	1,5	1,3
	Gering	1,35	1,2

### 8.1.13 Eingabewerte und Ergebnisse der Berechnung

Mit den Daten der Lastannahme wird die Welle auf Dauerfestigkeit berechnet. Mit einem Überlastfaktor von 1,5 für Zug bzw. Druck und Biegung greift an der Stelle des Schaufelradflanschs eine Radialkraft von 578kN für das Eigengewicht und 100,17kN, für die angenommene Verschmutzung des Schaufelrades, an. Die Axialkraft oder Schwenkkraft greift auf einem Radius von 5,1m als Biegemoment an der Welle an. Diese Kraft wird nur an einer Schaufel angenommen. Mit einem Überlastfaktor von 2 wird das Antriebsmoment von 976000Nm von der Schaufel, dem Schaufelradkörper und der Schaufelradscheibe auf die Welle übertragen. Um den Pressverband zu berücksichtigen, wird an den Stellen der Pressverbände die Kerbwirkungszahl  $\beta_K$  verwendet. Aus der nachfolgenden Tabelle werden die Werte für die Form C entnommen. Die Drehzahl der Welle wird durch die Schnittgeschwindigkeit definiert und beträgt 6,17U/min.

Form	Wellenwerkstoff mit $R_m$ ( N/mm <sup>2</sup> )							
	400	500	600	700	800	900	1000	1100
A	2,1	2,4	2,6	2,9	3,1	3,5	3,8	4,1
B	1,8	2,1	2,3	2,5	2,7	3,0	3,3	3,6
C	1,7	1,9	2,1	2,3	2,5	2,7	3,0	3,3
D	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	1,9	2,1

Tab.6: Kerbwirkungszahl  $\beta_K$  bei Biegung von Wellen mit aufgedrückten Naben

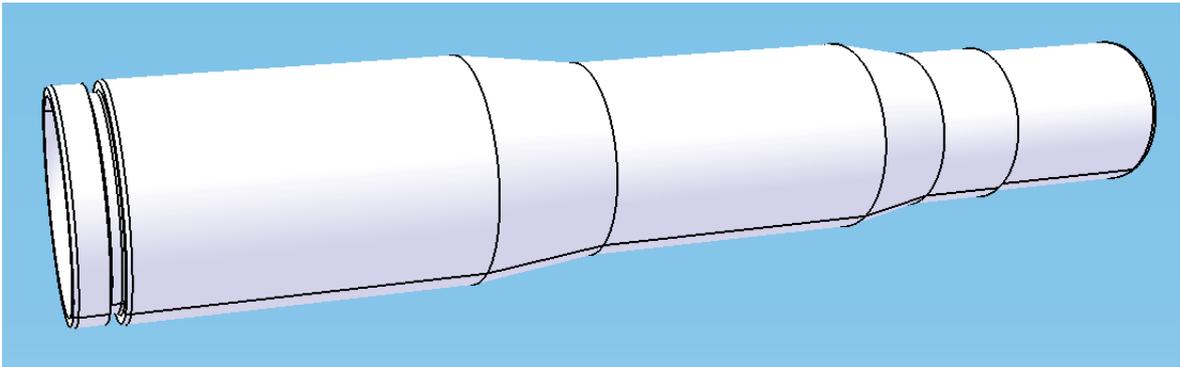


Abb.67: 3D – Modell der Schaufelradwelle

Mit einer Mindestsicherheit von 1,2 gegen Dauerbruch und einer Mindestsicherheit von 1,5 gegen bleibende Verformungen ist die Welle dimensioniert und wird mit CATIA konstruiert. Das Berechnungsprotokoll befindet sich in Anhang A. Die Fertigungszeichnungen sind in Anhang B zu finden.

## 8.2 Lagerberechnung

Die Berechnung des Fest- und des Loslagers wird anhand der DIN ISO 281 durchgeführt.

### 8.2.1 Grundlagen der Lagerberechnung

Zuerst muss die dynamische äquivalente Belastung  $P$  errechnet werden. Hierbei sind folgende Angaben nötig:

- $X, Y$  = Anpassungsfaktoren aus einem Lagerkatalog
- $F_r$  = Radialkraft am Lager, in kN
- $F_a$  = Axialkraft am Lager, in kN

$$P = X \cdot F_a + Y \cdot F_r$$

$P$  = Dynamische äquivalente Belastung in kN

Danach kann die Lebensdauer des Lagers wie folgt errechnet werden. Dazu sind folgende Angaben nötig:

- $C$  = Dynamische Tragzahl in kN
- $P$  = Dynamische äquivalente Belastung in kN (muss zuerst berechnet werden, siehe oben 1. Schritt)
- $p$  = Lebensdauerexponent,  $p=3$  (für Kugellager),  $p=10/3$  (für alle anderen Lager)
- $n$  = Drehzahl in 1/min

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} = \left( \frac{166666}{n} \right) \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^p$$

$L_{10}$  = Lebensdauer in *Millionen Umdrehungen* bei 10 % Ausfallwahrscheinlichkeit

$L_{10h}$  = Lebensdauer in *Stunden* bei 10 % Ausfallwahrscheinlichkeit.

Die Lebensdauer für andere Ausfallwahrscheinlichkeiten wird durch Multiplikation von  $L_{10}$  mit einem Faktor berechnet:

$L_5 = 0,62 \cdot L_{10}$  in Millionen Umdrehungen bei 5 % Ausfallwahrscheinlichkeit

$L_4 = 0,53 \cdot L_{10}$  in Millionen Umdrehungen bei 4 % Ausfallwahrscheinlichkeit

$L_3 = 0,44 \cdot L_{10}$  in Millionen Umdrehungen bei 3 % Ausfallwahrscheinlichkeit

$L_2 = 0,33 \cdot L_{10}$  in Millionen Umdrehungen bei 2 % Ausfallwahrscheinlichkeit

$L_1 = 0,21 \cdot L_{10}$  in Millionen Umdrehungen bei 1 % Ausfallwahrscheinlichkeit

Bei veränderlicher Drehzahl  $n$  muss mit der mittleren Drehzahl  $n_m$  gerechnet werden. Diese mittlere Drehzahl wird aus den Einzeldrehzahlen und der jeweiligen Wirkdauer  $q$  in % berechnet:

$$n_m = n_1 \cdot \frac{q_1}{100} + n_2 \cdot \frac{q_2}{100} \dots$$

In der zweiten Formel ist zu erkennen, dass die Belastung des Lagers durch die Potenz sehr stark in die Lebensdauer eingeht. Bei veränderlicher Belastung haben deshalb auch nur über kurze Zeitanteile wirkende, hohe Belastungen einen erheblichen Einfluss auf die Lebensdauer. Für die dynamisch äquivalente Lagerbelastung gilt:

$$P = \sqrt[p]{P_1^p \cdot \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100} + P_2^p \cdot \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100} + \dots}$$

Zur Abschätzung der Belastung der Lager können folgende Richtwerte herangezogen werden:

$$\frac{C}{P} > 15 \quad \dots\dots\dots \text{niedrige Belastung}$$

$$\frac{C}{P} < 15 \quad \dots\dots\dots \text{mittlere Belastung}$$

$$\frac{C}{P} < 6 \quad \dots\dots\dots \text{hohe Belastung}$$

$$\frac{C}{P} < 3 \quad \dots\dots\dots \text{sehr hohe Belastung des Lagers}$$

Die großen Belastungen müssen durch ein ausreichend dimensioniertes Lager aufgenommen werden. Auch zu niedrige Belastungen müssen vermieden werden, da ansonsten kein Rollen der Wälzkörper sondern ein Gleiten stattfindet. Gleitreibung muss unbedingt vermieden werden, denn sie sorgt für starken Verschleiß und verkürzte Lebensdauer. Bei Schrägkugellagern oder Kegelrollenlagern in einer angestellten Lagerung verursacht eine vom Lager aufzunehmende Radialkraft eine innere Axialkraft, welche in die Lebensdauerberechnung mit einbezogen werden muss. Für die meisten Anwendungen des allgemeinen Maschinenbaus reicht die obige Lebensdauerberechnungsmethode aus. In bestimmten Fällen kann es jedoch erforderlich sein, eine erweiterte Lebensdauerberechnung durchzuführen, welche weitere Einflüsse wie Viskosität des Schmierstoffes, Betriebstemperatur, Überlebenswahrscheinlichkeit und Sauberkeit berücksichtigt. Es wird in diesem Kapitel jedoch nicht darauf eingegangen. Die entsprechende Vorschrift ist in der DIN ISO 281 enthalten [18, 19].

### 8.2.2 Eingabewerte und Ergebnisse der Loslagerberechnung

Das Loslager befindet sich zwischen Kupplungsflansch und Schaufelradflansch. Laut Wellenberechnung ergibt sich an dieser Stelle ein Durchmesser von 420mm. Die Breite des Lagers darf einen Wert von 400mm nicht überschreiten. Die erforderliche Lebensdauer des Lagers wird mit 100000 h angenommen. Laut Auflagerberechnung wird das Loslager mit einer radialen Kraft von 960394N beansprucht. Um die Sicherheit gegen statische Belastungen zu gewährleisten wird ein Sicherheitsfaktor von 2 angenommen. Das Lager soll als zweireihiges Radial Pendelrollenlager ausgeführt werden.

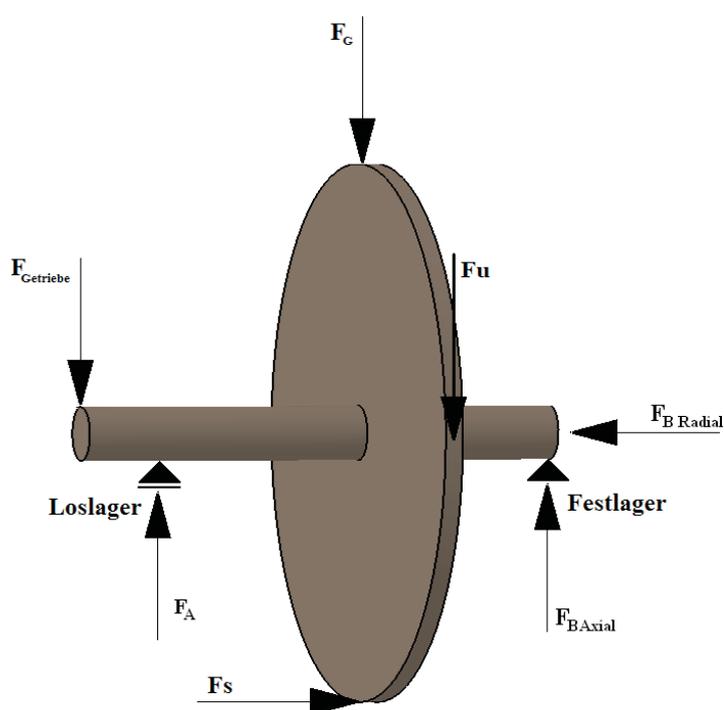


Abb.68: Aufbau der Konstruktion

Es wird das Lager 230/500CA/W33 von SKF ausgewählt. Die erforderliche Lebensdauer von 100000h wird mit über 154189h um 50% überschritten. Somit ist das Lager ausreichend dimensioniert. Die Kosten eines Lagers betragen bei E. B. Atmus Co., Inc. 25451US\$, Stand 01/2009.

### **8.2.3 Eingaben und Ergebnisse der Festlagerlagerberechnung**

Das Festlager befindet sich am Ende der Welle. Laut Wellenberechnung ergibt sich an dieser Stelle ein Durchmesser von 340mm. Die Breite des Lagers darf einen Wert von 300mm nicht überschreiten. Laut Auflagerberechnung wird das Festlager mit einer radialen Kraft von 261372N und einer axialen Kraft von 79583N beansprucht. Die erforderliche Lebensdauer des Lagers wird mit 100000 h angenommen. Um die Sicherheit gegen statische Belastungen zu gewährleisten wird ein Sicherheitsfaktor von 2 angenommen. Das Lager soll als zweireihiges Radial Pendelrollenlager ausgeführt werden.

Es wird das Lager 23068CC/W33 ausgewählt. Die erforderliche Lebensdauer von 100000h wird mit über 300000h um das Dreifache überschritten. Somit ist das Lager ausreichend dimensioniert. Die Kosten eines Lagers betragen bei E. B. Atmus Co., Inc. 8487US\$, Stand 01/2009.

### 8.3 Pressverbände

#### 8.3.1 Theoretische Grundlagen

Unterschieden werden rein elastische (a) sowie elastisch-plastische Pressverbände (b). Bei den letztgenannten wird die Streckgrenze der Werkstoffe geringfügig überschritten. Der angewandte Berechnungsansatz betrifft die rein elastischen Pressverbände [18, 19].

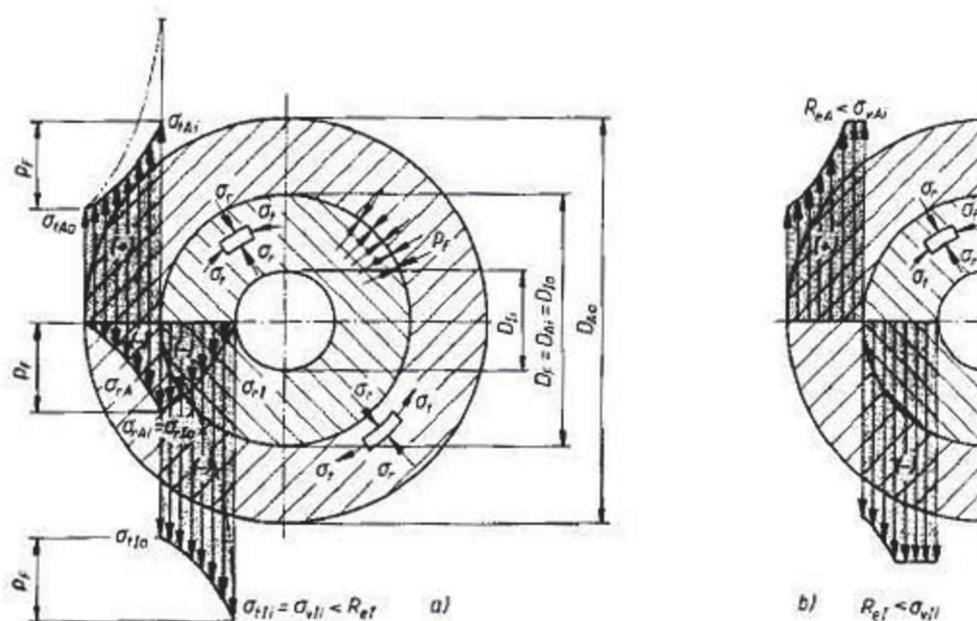


Abb.69: a) elastisch b) elastisch-plastisch Pressverband

Durch das Übermaß, d.h. durch die Differenz zwischen dem Durchmesser der Welle und dem der Nabe, entsteht beim Fügen der Teile eine Fugenpressung  $p_F$ . Somit können durch den Reibschluss der Verbindung radiale und tangentiale Kräfte übertragen werden.

Die Fugenpressung erzeugt in Welle und Nabe Spannungen, d.h. in den Werkstoffen entstehen Normal- und Schubspannungen. Beim Elastizitätsansatz dürfen sie die jeweiligen Streckgrenzen nicht überschreiten. Diese Spannungen werden mithilfe der Durchmesser-Verhältnisse  $Q_A$  und  $Q_I$  bestimmt:

$$Q_A = \frac{D_F}{D_{Aa}} < 1 \quad Q_I = \frac{D_{Ii}}{D_F} < 1$$

Bei einer Vollwelle ist  $D_{Ii} = 0$ , daher ist auch  $Q_I = 0$

Spannungen im Außenteil:

$$\sigma_{tAi} = p_F \cdot \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2}$$

$$\sigma_{tAa} = p_F \cdot \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} - p_F$$

$$|\sigma_{rAi}| = |p_F|$$

Spannungen im Innenteil:

$$-\sigma_{tIi} = p_F \cdot \frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} + p_F = \frac{2 \cdot p_F}{1 - Q_I^2}$$

$$-\sigma_{tIa} = p_F \cdot \frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2}$$

$$|\sigma_{rIa}| = |p_F|$$

Aus den beim Fügen der Teile erzeugten Spannungen kann man nach dem Hooke'schen Gesetz  $\sigma = \varepsilon \cdot E$  mithilfe des Elastizitätsmoduls  $E$  des jeweiligen

Werkstoffs die der Spannung  $\sigma$  entsprechende Längenänderung  $\varepsilon$  berechnen. Man verwendet dazu außerdem die Querdehnzahl  $\nu$ .

Die Querdehnzahl (Poisson'sche Zahl)  $\nu$  ist definiert als Verhältnis aus relativer Dickenänderung zur relativen Längenänderung unter Einwirkung einer äußeren Kraft. Sie ist für die verschiedenen Materialien tabelliert.

Die nachfolgenden Formeln zeigen den Zusammenhang von Fugenpressung und relativer Durchmesseränderung am Außenteil (Nabe) innen und am Innenteil (Welle) außen:

$$\varepsilon_{Ai} = \frac{p_F}{E_A} \cdot \left\{ \frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \nu_A \right\} \qquad -\varepsilon_{Ia} = \frac{p_F}{E_I} \cdot \left\{ \frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2} - \nu_I \right\}$$

Die Längenänderungen von Außen- bzw. Innenteil verlaufen in entgegengesetzter Richtung, die Berechnung der Gesamt - Längenänderung geschieht also durch Addition der Beträge von  $\varepsilon_{Ai}$  und  $\varepsilon_{Ia}$ .

Das Übermaß  $Z$  ergibt sich durch Multiplikation der relativen Längenänderung mit dem Durchmesser der Fuge.

$$Z = D_F \cdot (\varepsilon_{Ai} + |\varepsilon_{Ia}|)$$

Der Pressverband muss so ausgelegt sein, dass er die geforderte resultierenden äußere Kraft übertragen kann, ohne sich zu lösen und zu rutschen.

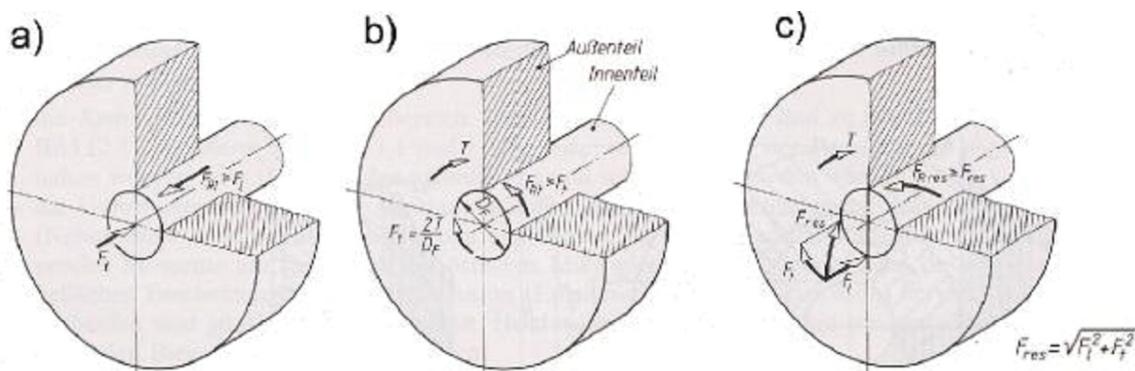


Abb.70: a) Längskraft b) Umfangskraft/Drehmoment c) resultierende Kraft

Es wird mit der Rutschkraft gerechnet, da diese nur 66% der Kraft zum lösen beträgt. Weiterhin werden Annahmen zur Berücksichtigung der dynamischen Betriebsverhältnisse gemacht.

Zur sicheren Übertragung setzt man nun nachfolgende Formel ein.

$$F_{Rres} = c_B \cdot v_H \cdot F_{res}$$

$c_B$  = Betriebsfaktor zur die Berücksichtigung der dynamischen Betriebsverhältnisse.

$v_H$  = Haftsicherheit (1,5..2) als zusätzliche Sicherheit

Die kleinste erforderliche Fugenpressung  $p_{Fk}$  ergibt sich dann als erforderliche resultierende Rutschkraft  $F_{res}$  pro Fugenfläche  $A_F$  und Division mit dem Haftbeiwert  $\mu$ .

$$p_{Fk} = \frac{c_B \cdot v_H}{\mu} \cdot \frac{F_{res}}{A_F} = \frac{c_B \cdot v_H}{\mu} \cdot \frac{F_{res}}{\pi \cdot D_F \cdot l_F}$$

Mit den obigen Gleichungen wird dann das kleinste Haftmaß  $Z_k$  berechnet.

$$Z_k = D_F \cdot (\varepsilon_{Ai} + |\varepsilon_{Ia}|) = D_F \cdot \frac{p_{Fk}}{E_A} \cdot K$$

### 8.3.2 Pressverband zwischen Schaufelradflansch und Welle

Der Pressverband muss an den Fügeflächen einen genügend hohen Widerstand gegen Verschiebung und/oder Verdrehung der gefügten Teile aufbringen. Dieser Widerstand wird Haftreibung genannt und wird wesentlich vom Übermaß bestimmt. Die Berechnung erfolgt laut DIN 7190. Der Flansch sowie die Welle bestehen aus 42CrMo4. Der Rauhtiefe wird bei beiden Oberflächen mit 25µm angenommen. Die Sollsicherheit gegen Rutschen muss mindestens 2 betragen. Mit einer Sollsicherheit gegen eine plastische Verformung von 1,2 genügt dies dem Anspruch des Verbandes. Der Haftbeiwert wird bei Rutschen in Längsrichtung mit 0,20 und bei Rutschen in Umfangsrichtung mit 0,20 angenommen. Eine weitere Voraussetzung ist, dass der Flansch beim Fügen nicht über 400°C erwärmt werden darf, um eine Gefügeveränderung zu vermeiden.

Mit einer Fügetemperatur von 305°C liegt der Wert unter der höchsten Fügetemperatur. Mit einem mindest übertragbaren Drehmoment, wobei die Fliehkräfte berücksichtigt sind, von mindestens 190,8 kNm liegt dies über den Anforderungen. Die maximale Vergleichsspannung ( $\sigma_{V_{max}} = 639\text{N/mm}^2 < R_{emin} = 900\text{N/mm}^2$ ) liegt laut Berechnung unter dem maximal gültigen Wert. Somit ist der Querpressverband ausreichend dimensioniert. Mit diesen Daten wird der Flansch konstruiert und ist im Anhang B zu finden.

Um den Flansch zu optimieren wird eine Simulation mit ABAQUS durchgeführt. Hier wird der Flansch auf die Welle geschrumpft und mit den Gewichts- und den Seitenkräfte, jedoch ohne dem Moment, belastet. Durch diese Simulation wird eine ideale Form des Flansches festgestellt. Vor allem im Bereich des Auslaufes treten unzulässige Spannungsspitzen auf. Es wurden verschiedene Auslaufradien, sowie unterschiedliche Formen der Entlastungskerven verwendet um den Übergangsbereich zu optimiert.

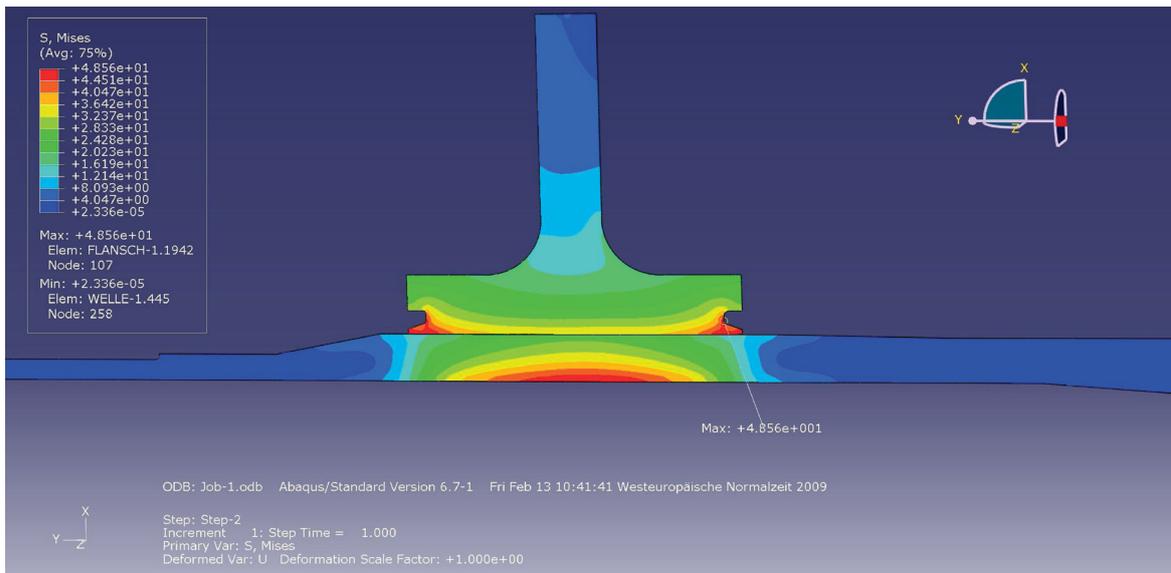


Abb.71: Aufschrumpfsimulation in  $\text{N/mm}^2$

Laut den Ergebnissen der Simulation ist diese Form des Flansches ideal. Um die maximalen Spannungen an den Außenkanten zu minimieren, werden Entlastungsnuten gefertigt. Im Auslauf der Außenkanten ist ein Radius von 50mm ideal. Alleine durch den Aufschrumpfprozess und den auftretenden Kräften tritt eine Spannung von  $48\text{N/mm}^2$  auf.

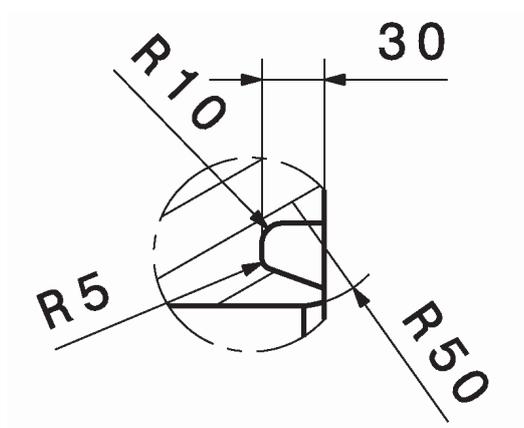


Abb.72: Entlastungsnut und Auslaufradius

### 8.3.3 Pressverband zwischen Kupplungsflansch und Welle

Die Berechnung erfolgt laut DIN 7190. Der Flansch sowie die Welle bestehen aus 42CrMo4. Der Rauhtiefe wird bei beiden Oberflächen mit 25µm angenommen. Die Sollsicherheit gegen Rutschen soll mindestens den Faktor 1,2 betragen. Mit einer Sollsicherheit gegen eine plastische Verformung von 1,2 genügt dies dem Anspruch des Verbandes. Der Haftbeiwert wird bei Rutschen in Längsrichtung mit 0,14 und bei Rutschen in Umfangsrichtung mit 0,16 angenommen. Eine weitere Voraussetzung ist, dass der Flansch beim Fügen nicht über 400°C erwärmt werden darf, um eine Gefügeveränderung zu vermeiden.

Mit einer Fügtemperatur von 292°C liegt der Wert unter der höchsten Fügtemperatur. Mit einem mindest übertragbaren Drehmoment, wobei die Fliehkräfte berücksichtigt sind, von mindestens 1293959Nm liegt dies über den Anforderungen. Die maximale Vergleichsspannung ( $\sigma_{Vmax} = 613\text{N/mm}^2 < R_{emin} = 900\text{N/mm}^2$ ) liegt unter dem maximal gültigen Wert. Somit ist der Querpressverband ausreichend dimensioniert. Mit diesen Daten wird der Flansch konstruiert und ist im Anhang B zu finden.

## **8.4 Schraubenberechnung - Verbindung Schaufelradflansch/Scheibenrad**

### **8.4.1 Grundlagen**

Eine Schraubenverbindung ist eine lösbare Verbindung von zwei oder mehreren Teilen durch eine oder mehrere Schrauben. Die Schrauben sind dabei so zu bemessen, dass das entstandene Verbundteil die ihm zugeordnete Funktion erfüllt und den auftretenden ruhenden oder wechselnden Betriebskräften standhält [18, 19].

Die Berechnung der Schraubenverbindung zielt auf die Festlegung der erforderlichen Schraubenabmessungen unter Berücksichtigung folgender Einflussfaktoren:

- Festigkeitsklasse der Schraube
- Verminderung der Montagevorspannkraft in der Trennfuge oder Teilen der Trennfuge durch die Betriebskraft
- Verminderung der Montagevorspannkraft durch Setzerscheinungen
- Streuung der Vorspannkraft beim Anziehen
- Dauerhaltbarkeit bei Wechsellast
- Druckbeanspruchung der verspannten Teile durch Schraubenkopf und/oder Mutter
- Zulässige Flächenpressungen (Verspannte Teile)
- Änderungen der Festigkeiten von Schraube, Mutter und Zwischenlagen sowie der Kräfte und Spannungen unter Temperatureinfluss

In der VDI 2230 spielt der Begriff Montagevorspannkraft eine zentrale Rolle. Hierbei handelt es sich um die bei der Montage aufgebrauchte Vorspannkraft. Die minimale Vorspannkraft, die zur Übertragung der Betriebskräfte nötig ist, entspricht der minimalen Montagevorspannkraft  $F_{Mmin}$ . Beim Anziehen ergibt sich eine gewisse Unsicherheit über die Höhe der erzeugten Vorspannung auf Grund der Reibungsverhältnisse. Dieser Unsicherheitsbereich wird durch den Anziehfaktor abgedeckt. Um sicher zu sein, dass die notwendige Vorspannkraft erreicht wird, ist

es nötig, das Anziehdrehmoment so zu erhöhen, dass die maximale Vorspannkraft  $F_{Mmax}$  erreicht wird. Der Begriff Montagevorspannkraft wird damit unterschiedlich gebraucht, so dass eine gewisse Verwirrung fast unvermeidlich ist [18, 19].

Bei einer Schraubenverbindung werden die verspannten Teile durch die spannenden Teile zusammengepresst. Dabei ist die Vorspannkraft  $F_V$  in der Schraube und den verspannten Teilen gleich, aber entgegengesetzt gerichtet. Im Montagezustand ohne äußere Belastung ist die Montagevorspannkraft  $F_M$  in der Schraube identisch mit der Schraubenkraft  $F_S$  und die Montagevorspannkraft in den verspannten Teilen identisch mit der Klemmkraft  $F_K$ . Für eine sichere Funktion der Schraubenverbindung ist eine Mindest-Montagevorspannkraft  $F_{Mmin}$  erforderlich. Die Montagevorspannkraft in Schraubenverbindungen wird von einer Vielzahl von Faktoren beeinflusst, u.a. von:

- Reibungsverhältnissen in den sich relativ zueinander bewegenden Oberflächen
- der geometrischen Form der Verbindung
- der Anziehmethode
- dem Anziehwerkzeug.

Die Schraube muss für eine - aufgrund der Betriebskräfte - vorgegebene Mindest-Montagevorspannkraft  $F_{Mmin}$  so ausgelegt werden, dass sie selbst bei Erreichen einer größtmöglichen Vorspannkraft  $F_{Mmax}$  eine vorgegebene Grenz-Gesamtbeanspruchung (aus Zug- und Torsionsbeanspruchung zusammengesetzt) nicht überschreitet.  $F_{Mkat}$  ist die Kraft, die zusammen mit dem beim Anziehen entstehenden Gewindemoment die genormte Mindeststreckgrenze des Schraubenwerkstoffes zu 90% ausnutzt; man spricht auch von der effektiv möglichen Montagevorspannkraft. Dies ist der Wert, der sich jeweils in den Tabellen [18, Tabellenbuch] wieder findet, wo die Vorspannkraft und Anziehmomente für bestimmte Schraubentypen angegeben werden.

Die maximale Montagevorspannkraft  $F_{Mmax}$  muss stets kleiner als die effektiv mögliche Montagevorspannkraft  $F_{Mkat}$  bleiben:

$$F_{Mmax} < F_{Mkat}$$

Die Montagevorspannkraft  $F_M$  der Schraube dient als Bemessungskriterium für den Schraubendurchmesser. Deshalb ergibt sich als Basis der Schraubenberechnung die folgende Hauptdimensionierungsformel:

$$F_{Mmax} = \alpha_A F_{Mmin} = \alpha_A (F_{Kerf} + (1-\phi)F_A + F_Z)$$

Mit dem Anziehungsfaktor  $\alpha_A$  wird berücksichtigt, dass in Abhängigkeit vom gewählten Montageverfahren die Montagevorspannkraft  $F_M$  in mehr oder weniger weiten Grenzen streuen kann.  $F_Z$  bezeichnet den Vorspannkraftverlust, der durch Setzvorgänge eintreten kann. Es wird berücksichtigt, dass die Montagevorspannkraft  $F_M$  im Betriebszustand durch den Anteil  $(1-\phi)F_A$  der axialen Schraubenkraft vermindert wird. Und schließlich ist eine Mindestklemmkraft von der Größe  $F_{Kerf}$  erforderlich, um die Dichtfunktion und die Verhinderung des einseitigen Klaffens in den Trennfugen oder des selbsttätigen Lösens zu gewährleisten [18, 19].

### 8.4.2 Verspannungsschaubild

Das Verspannungsschaubild stellt die Längenänderung auf der X-Achse der Kraft auf der Y-Achse gegenüber. Die Geraden stellen in diesem Diagramm die Federkennlinie der Schraube, sowie die der verspannten Teile dar. Der Tangens ihres Steigungswinkels ist somit die Federkonstante  $c$ , die als Verhältnis von Kraft zu bewirkter Längenänderung definiert ist. Das Festziehen einer Schraube bewirkt nun, dass sie sich dehnt, während das verschraubte Material gestaucht wird. Diese Vorspannkraft wirkt gleichermaßen auf die Schraube, wie auch auf die verbundenen Elemente. Es handelt sich also eigentlich um eine Reihenschaltung von Federn, bei der die Materialien als Folge derselben Kraft wegen ihrer im Allgemeinen unterschiedlichen Federkonstanten unterschiedlich stark verformen. In diesem Zusammenhang ist sinnvollerweise die Kennlinie der Schraube mit positiver Steigung eingetragen, während die Materialkennlinie negativ ansteigt. Damit werden entsprechend die positiven und negativen Längenänderungen, d.h. die Längungen und Stauchungen verdeutlicht. Am Schnittpunkt beider Geraden kann man also die Vorspannkraft ablesen. Entspannen sich die Werkstoffe mit der Zeit,

treten also Setzvorgänge ein, so sinkt natürlich die Vorspannkraft und die Längenänderungen von Schraube und Bauteilen gehen ebenfalls zurück. Im Diagramm bedeutet das eine Verschiebung der Kennlinien nach unten um die entsprechende Kraftdifferenz. Der Setzbetrag ist dabei analog als Längendifferenz erkennbar. Die Verhältnisse bei einer eigentlichen Belastung der Schraubverbindung, zusätzlich zur Vorspannkraft, sind folgende: die Betriebskraft bewirkt eine zusätzliche Dehnung der Schraube und eine Reduzierung der Bauteilstauchung. Sie wirkt der Vorspannkraft entgegen (man kann sie aber nicht einfach davon abziehen, weil das gestauchte Material ja ebenfalls eine „Gegenkraft“ aufbringt und die zunehmend gedehnte Schraube auch entsprechend größeren Kräften aufweist). Graphisch bedeutet dies, dass sozusagen der Gleichgewichtspunkt der Vorspannkraft verlassen wird und die Verbindungselemente soweit verformt werden (entspricht Wandern auf den Kennlinien), bis die Summe der zu diesen Verformungen nötigen Kräfte gleich der Betriebskraft ist. Die verspannten Teile werden dadurch entspannt so dass nur noch die Restklemmkraft hervorgerufen wird, welche geringer ist als die vorherige Vorspannkraft. Die konstruktive Gestaltung einer Schraubverbindung hat Einfluss auf die Verteilung der Betriebskraft auf Schraube und Bauteile. Befindet sich der Angriffspunkt der Betriebskraft z.B. nahezu am Schraubenkopf, so ist klar, dass dann nur die Federkonstante der Schraube maßgebend ist. Wirkt die Betriebskraft nicht direkt am Schraubenkopf, sondern „drückt“ z.B. über weiteres Material erst auf die Schraube, dann sinkt die Federkonstante (Reihenschaltung:  $c_{ges}^{-1} = \sum c_i^{-1}$ ).

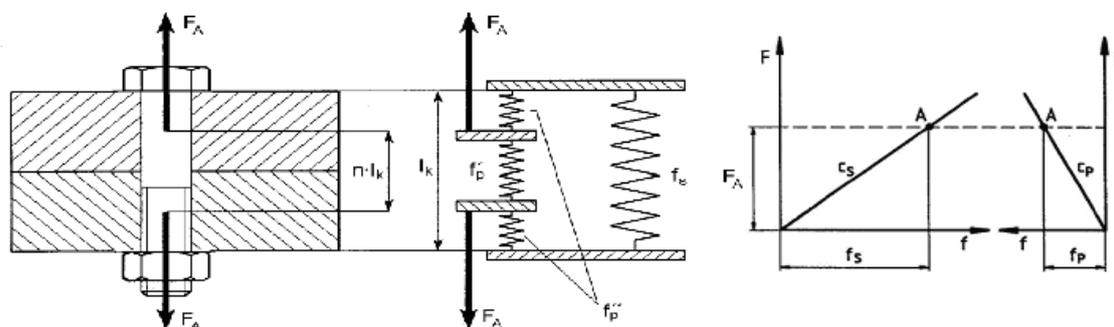


Abb.73: Federersatzsystem einer Schraubverbindung

In diesem Fall entfällt also mehr Kraft auf die „elastischere“ Schraube und die Restklemmkraft ist relativ geringer. Eine solche Gestaltung lässt sich an dem

„Knick“ in der Kennlinie der Schraube bei der Vorspannkraft erkennen (erst bei Auftreten der Betriebskraft wirkt der verschobene Kraftangriffspunkt mit dem zusätzlichen verformungsfähigen Material aus). Somit sollte man z.B. zu Dichtzwecken den Kraftangriffspunkt nahe an dem Schraubenkopf legen, um eine große Restklemmkraft zu erzielen. Soll die Verbindung im Gegenteil elastisch sein, ist es ratsam, außer dem Schraubenschaft zusätzliches Material vor den Kraftangriffspunkt zu verlegen, oder aber eine Dehnschraube zu verwenden, die wegen ihres geringeren Schaftdurchmessers eine größere Dehnfähigkeit besitzt.

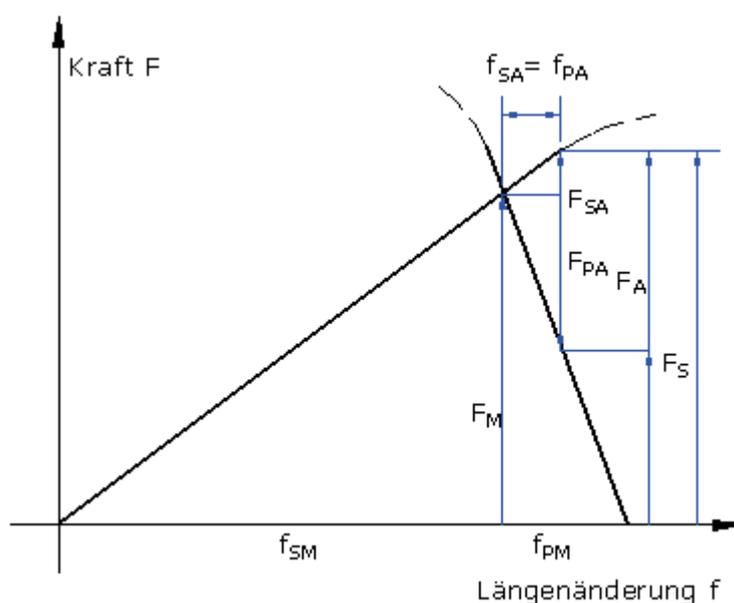


Abb.74: Verspannungsschaubild

Dieses Verspannungsschaubild zeigt anschaulich, wie die axiale Betriebskraft  $F_A$  nicht allein von der Schraube aufgenommen wird, sondern nur ein Teil  $F_{SA}$  darauf wirkt.

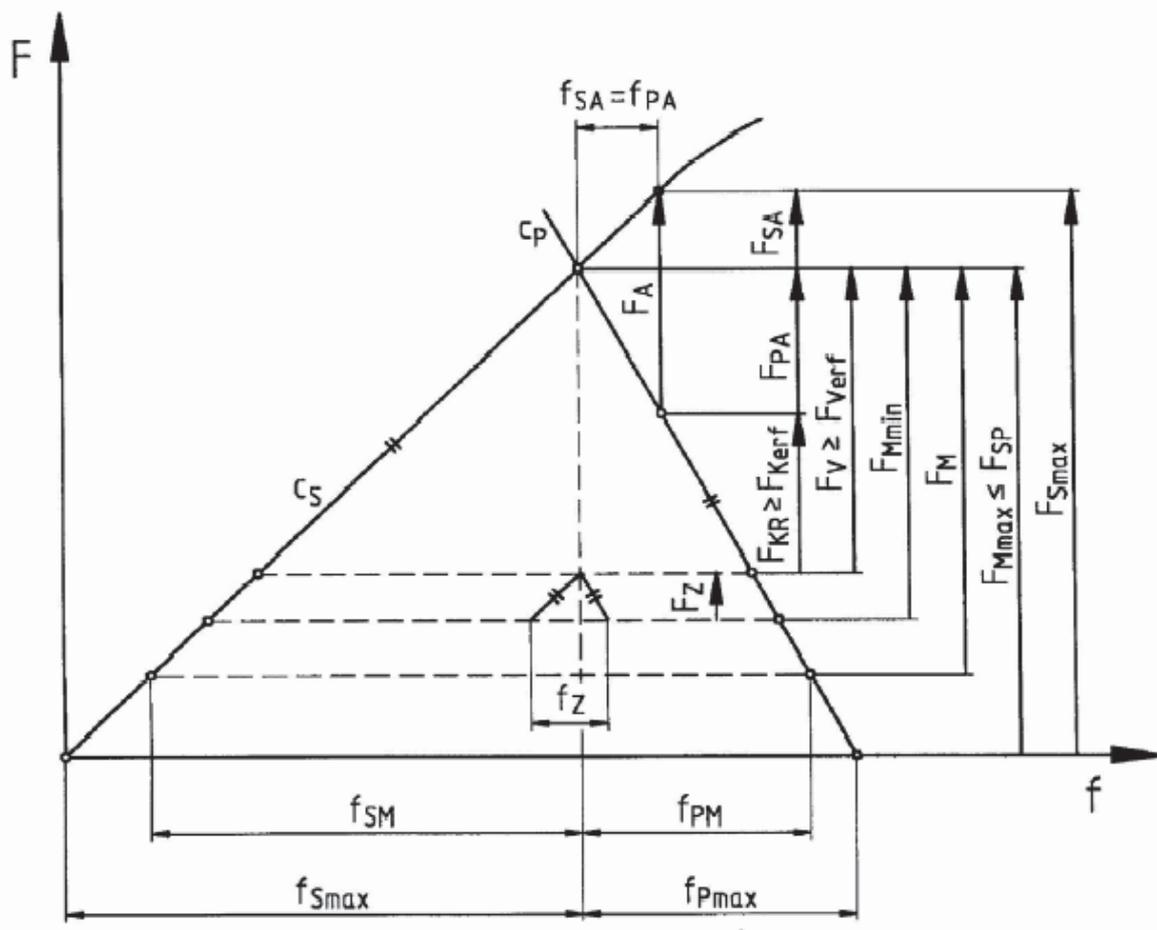


Abb.75: Vollständiges Verspannungsschaubild inklusive Setzbetrag

### Formelzeichen

$f_S$ ..... Längenänderung der Schraube,

$f_{SA}$ ..... Längenänderung der Schraube infolge von  $F_A$ ,

$f_{PA}$ ..... Längenänderung der Bauteile infolge von  $F_A$ ,

$f_{PM}$ ..... Verkürzung der verspannten Teile infolge von  $F_M$ ,

$f_{SM}$ ..... Längenänderung der Schraube infolge von  $F_M$ ,

$f_Z$ ..... plastische Verformung, Setzbetrag

$F_{SA}$ ..... Teil der Axiallast, der die Schraube be- bzw. entlastet,

$F_{PA}$ ..... Teil der Axiallast, der die Bauteile be- bzw. entlastet,

$F_A$ ..... Axialkraft, eine in Schraubenachse gerichtete Komponente einer beliebig gerichteten Betriebskraft,

$F_S$ ..... Schraubenkraft,

$F_M$ ..... Montagevorspannkraft,

$F_Z$ ..... Vorspannkraftverlust infolge einer plastischen Verformung,

Bei dynamisch belasteten Schraubenverbindungen wechselt daher die Kraft, die die Schraube beansprucht, zwischen der Montagevorspannkraft  $F_M$ , bzw. nach der Setzerscheinung  $F_V$ , und der Kraft  $F_S$ . Daher ist nur eine kleine

Ausschlagsspannung vorhanden. Da die ertragbaren Ausschlagsspannungen nur sehr gering von der Mittelspannung abweichen, wird durch die Verspannung eine hohe Tragfähigkeit von Schraubenverbindungen erreicht [18, 19].

### 8.4.3 Eingabewerte und Ergebnisse

Die Schraubenberechnung basiert auf der Richtlinie VDI 2230 Blatt 1, Ausgabe Februar 2003. Laut dieser Norm dient die Montagevorspannkraft FM der Schraube als Hauptauswahlkriterium für den Schraubennennendurchmesser. Es muss das maximale Drehmoment vom Schaufelradflansch auf die Schaufelradscheibe übertragen werden. Das Moment wird mit 976000Nm, wie in der Lastannahme besprochen, angenommen. Um die eventuell zusätzlich auftretenden Belastungen abzudecken, wird eine Querkraft von 7500N angenommen. Der mittlere Teilkreisdurchmesser beträgt in der Berechnung 1280mm. In der Konstruktion gibt es zwei Teilkreisdurchmesser, einen Teilkreisdurchmesser mit 1220mm und einen mit 1340mm. An jedem Teilkreis befinden sich 18 M39 x 260 Schrauben. Weiters muss berücksichtigt werden, dass der Flansch aus einem Vergütungsstahl (42CrMo4) und die Schaufelradscheibe aus einem Baustahl (S355 JO) bestehen.

Die Schraubenverbindung kann das auftretende Moment mit einer 1,8fachen Sicherheit übertragen. Die Schrauben müssen mit einem Anziehdrehmoment von 4450Nm angezogen werden.

## 8.5 Scheibenrad

In diesem Kapitel wird das Scheibenrad konstruiert und simuliert. Durch Einsatz von ABAQUS wird mit den berechneten Kräften und Momenten das Scheibenrad simuliert. Das Scheibenrad wird in eine endliche Anzahl Elemente unterteilt um an komplexen Strukturen physikalische Berechnungen durchzuführen. Die Konstruktionszeichnung befindet sich im Anhang B.

### 8.5.1 Eingabewerte und Ergebnis

Das Scheibenrad muss das maximale Drehmoment von 976000Nm übertragen können. Weiters darf es durch die maximale Seitenkraft von 79583N (siehe Lastannahme), die durch die Schnittkräfte auftreten, nicht mehr als 15mm, auf dem gesamten Durchmesser, verzogen werden. Das Scheibenrad besteht aus zwei konischen Blechen die zusammengeschweißt werden. Durch die Simulation wird das Scheibenrad gewichtsoptimiert. Die am höchsten beanspruchten Zonen werden verstärkt ausgeführt. Es wird ein Faktor von 1,5 vorgegeben um die Sicherheit des Scheibenrades gewährleisten zu können. In der Simulation wird das Scheibenrad im inneren Durchmesser eingespannt. Das Moment, sowie die seitlichen Belastungen werden am Außendurchmesser der Scheibe angesetzt.

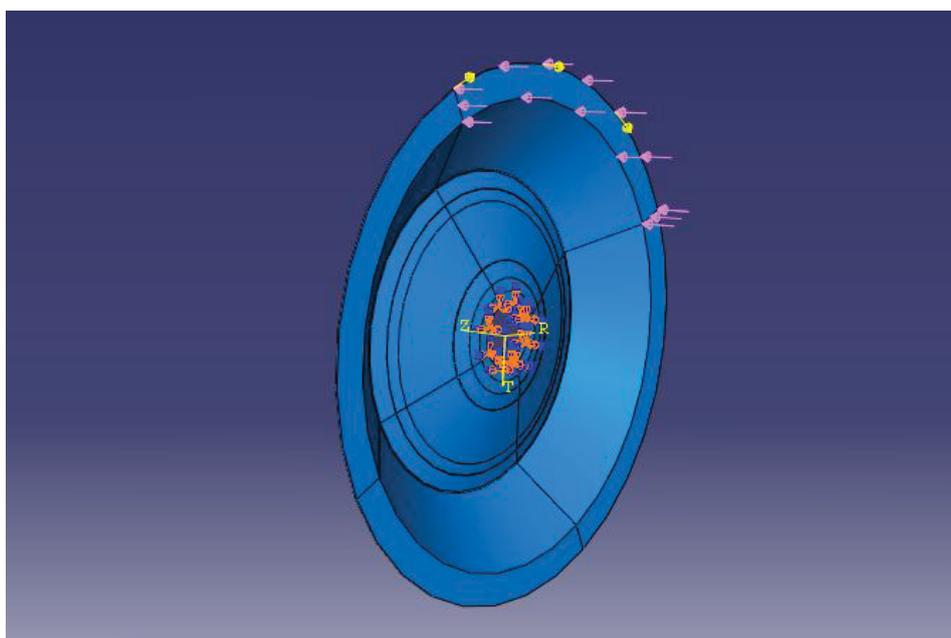


Abb.76: Belastungen die auf die Scheibe wirken (gelb: Moment, rosa: Seitenkräfte)

Um die Schweißnaht zu simulieren, wird das Scheibenrad mit 75% der Breite der tatsächlichen Schweißnaht an den Übergängen verbunden um die geringere Festigkeit der Schweißverbindung zu berücksichtigen. Die Konstruktionszeichnung des Scheibenrades ist in Anhang B zu finden.

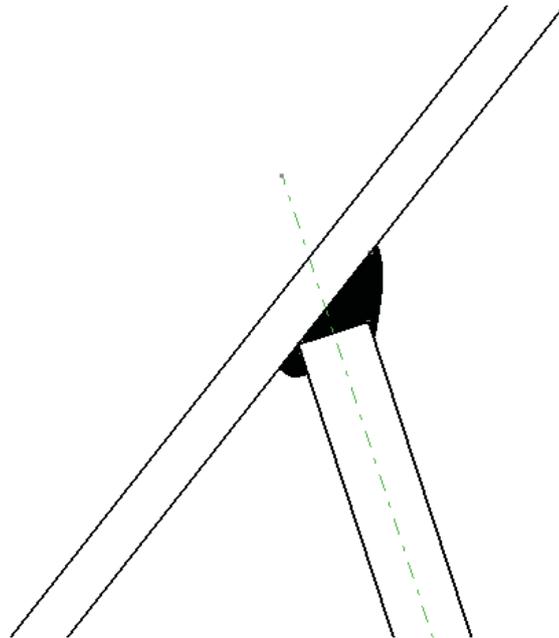


Abb.77: Skizze der tatsächlichen Schweißnaht

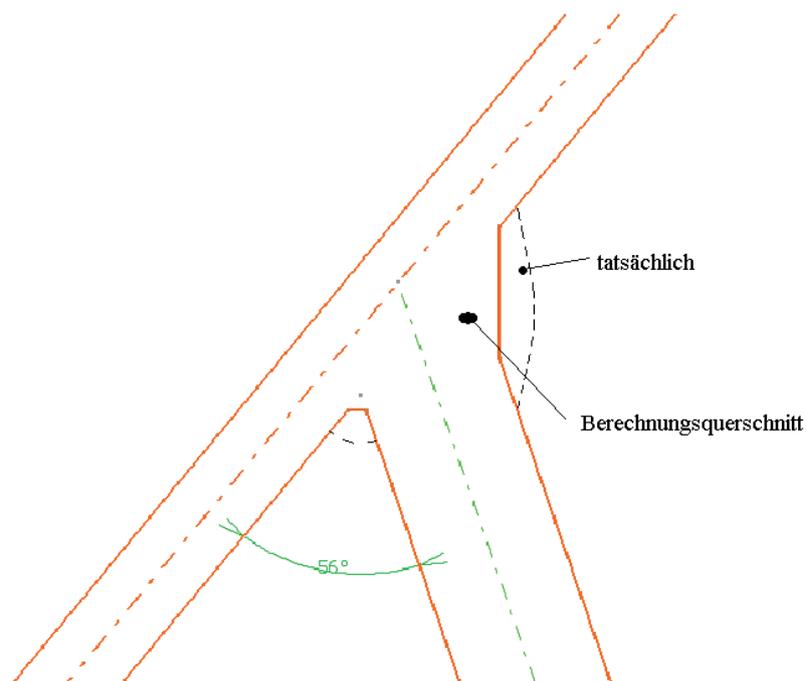


Abb.78: Schweißnahtersatz mit 75% der Breite der tatsächlichen Schweißnaht

Das Modell zeigt erste Probleme der FEM auf. Als wichtigste Erkenntnis ist hierbei festzuhalten, dass sich komplizierte, aus einem realen Bauteil gewonnene, Geometrien innerhalb der Software ABAQUS nur mit Tetraeder – Elementen automatisch vernetzen lassen. Hierbei wurden TET – Elemente mit einer quadratischen Funktion verwendet und mit knapp 60000 Elementen. Diese Elemente liefern im Gegensatz zu den übrigen Elementtypen (z.B. Hexagonale Elemente) Ergebnisse die mit einem größeren Fehler behaftet sind. Die Qualität einer FEM - Simulation hängt maßgeblich von der Qualität der Vernetzung ab und eben diese gestaltet sich bei realen Geometrien sehr schwierig und stellt den zeit- und arbeitsintensivsten Teil der Simulationsarbeit dar.

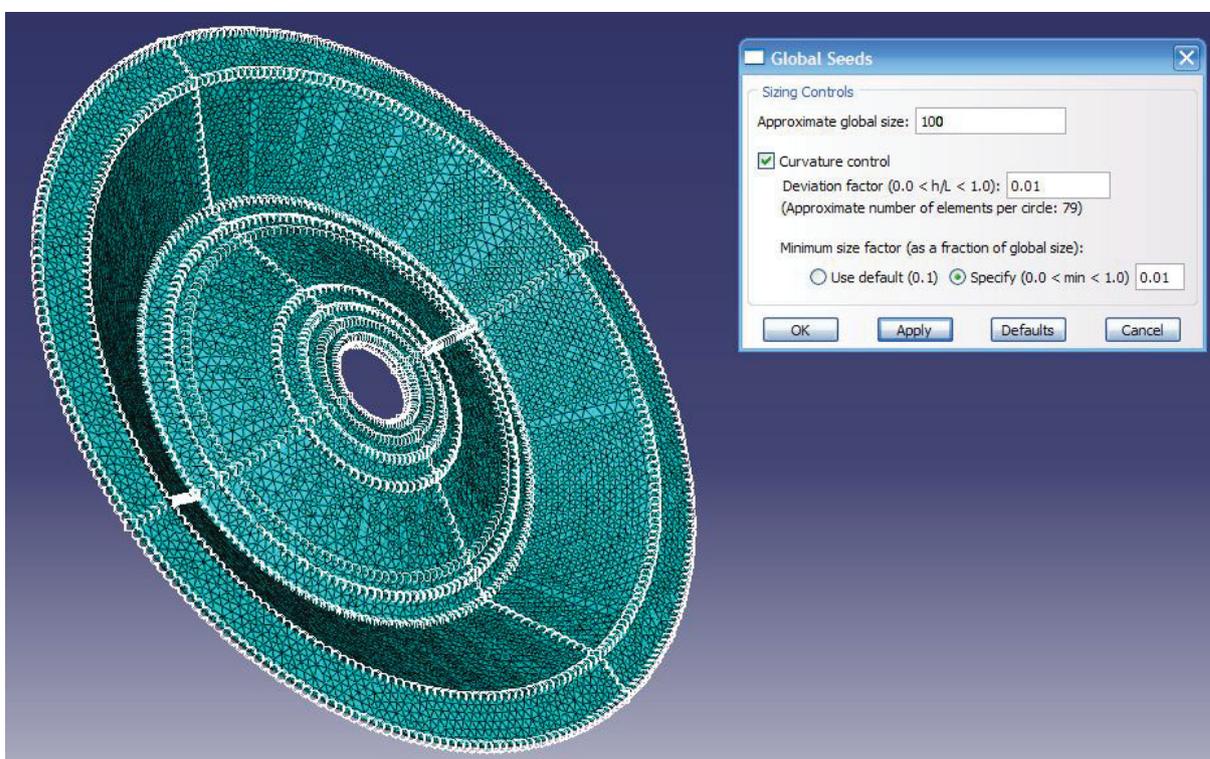


Abb.79: TET - Vernetzung der vereinfachten Konstruktion der Scheibe

Die dabei auftretenden Spannungen und Verschiebungen sind in den nachfolgenden Abbildungen zu sehen.

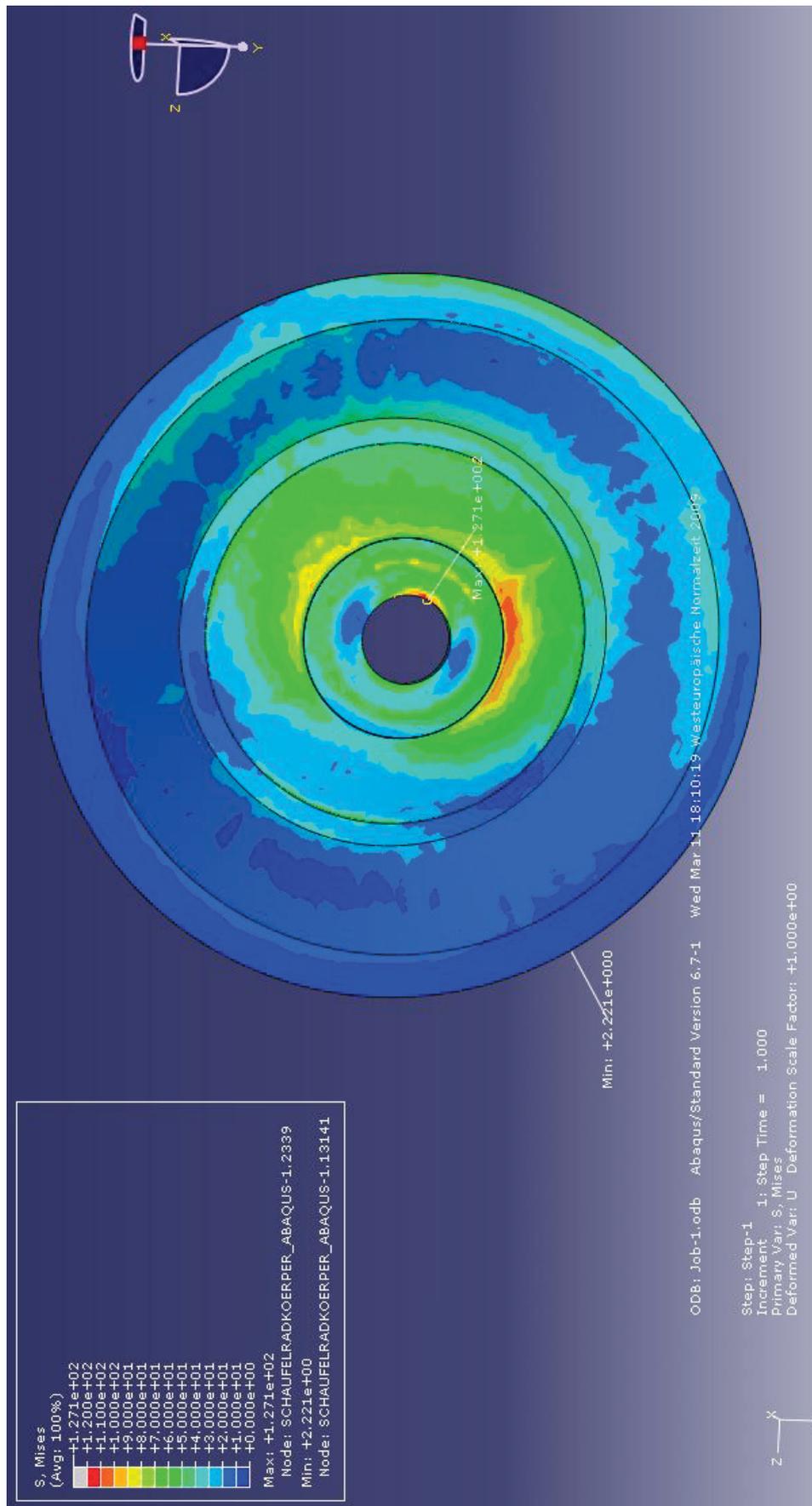


Abb.80: Auftretende Spannungen auf das Scheibenrad in N/mm<sup>2</sup>

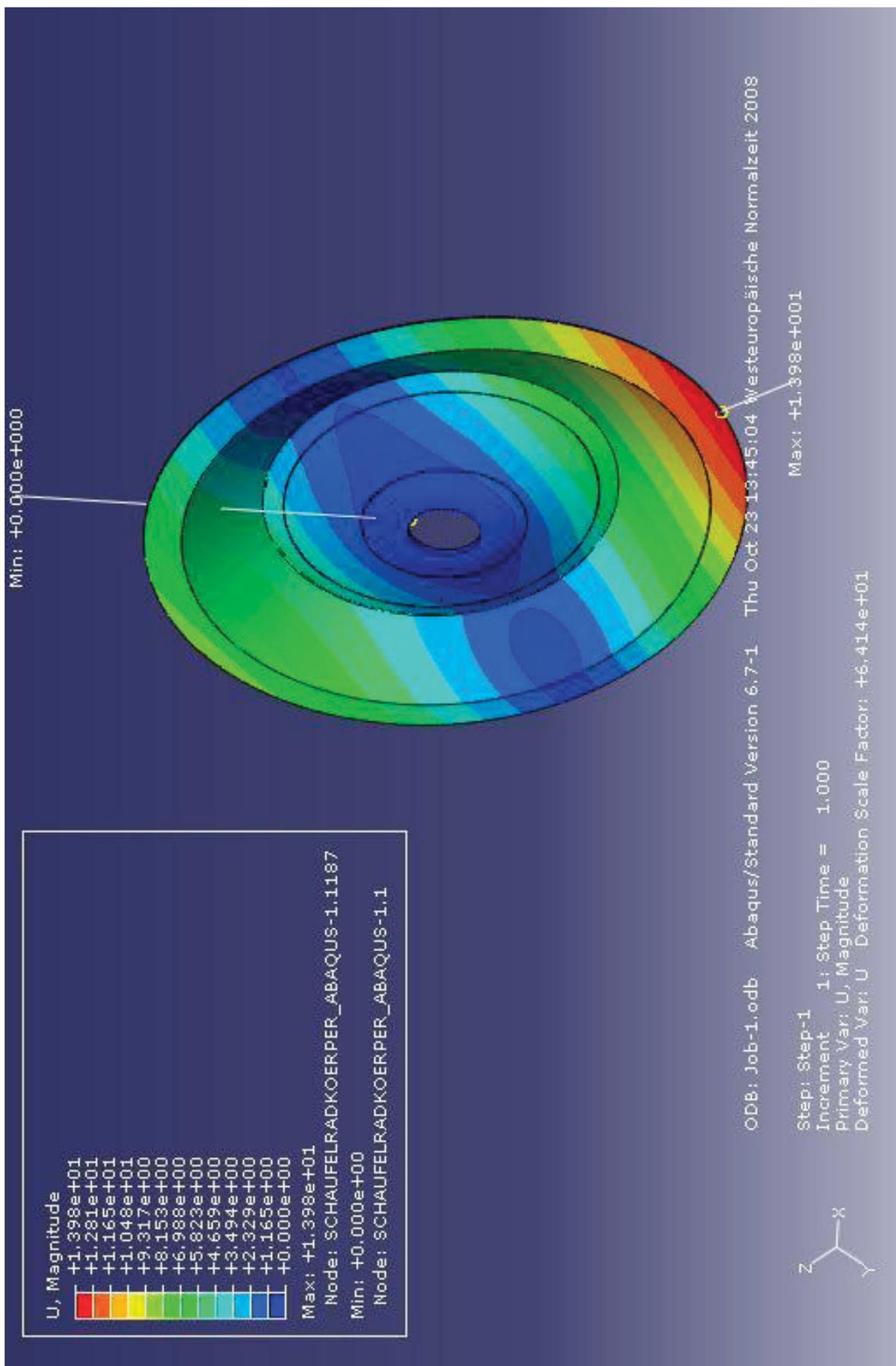


Abb.81: maximale Verschiebung des Scheibenrades in mm

Laut Simulationen des Scheibenrades sind alle Bedingungen erfüllt. Die maximale Verschiebung liegt mit 13,98mm an der Außenseite (siehe Abbildung 81) unter den geforderten 15mm. Die Simulation wurde mit allen auftretenden Kräften und Momenten, siehe Lastannahme, simuliert. Die maximalen Spannungen treten im unteren Bereich des inneren Konusrades, sowie in der Einspannung auf (siehe Abbildung 80). Daher muss das Scheibenrad im Bereich der Schweißnähte, sowie im Bereich des Überganges eine Blechdicke von 25mm haben. Dazwischen ist eine Blechdicke von 10mm bzw. 15mm notwendig (siehe Konstruktionszeichnung des Scheibenrades im Anhang B). Diese wurden durch den Einsatz verschiedener Blechdicken, sowie unterschiedlich Geometrien mit ABAQUS optimiert. Mit einer maximalen Spannung von  $127\text{N/mm}^2$  (roter Bereich in Abb.79) liegt diese unter der maximalen Spannung für die Dauerfestigkeit von mind.  $290\text{N/mm}^2$  des ausgewählten Werkstoffes (PAS355) mit einer Mindestsicherheit von 2,3. Somit ist die Sicherheit der Konstruktion gegeben.

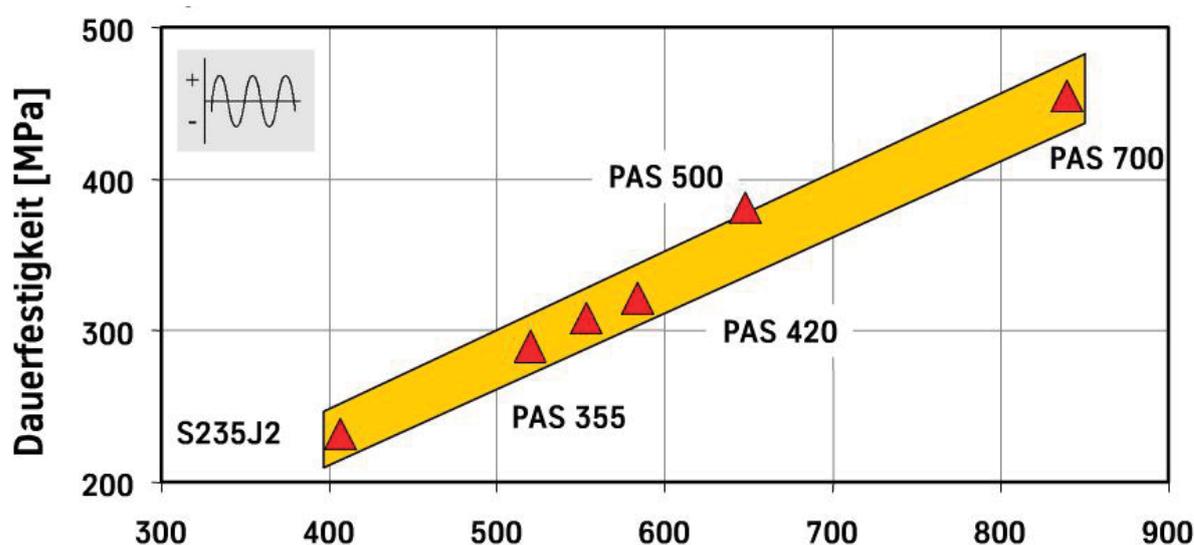


Abb.82: Dauerfestigkeit von verschiedenen Baustählen [Thyssen Krupp]

## 9 Zusammenfassung

Diese Arbeit beschreibt die Auslegung eines Schaufelrades bei der Vorgabe der Hauptabmessungen. Durch ein Auswahlssystem wurde die optimale Lösung der Fertigung und Konstruktion des Schaufelrades herausgefunden. Das Hauptaugenmerk liegt bei der Hauptantriebswelle und dem Flansch, welcher das Scheibenrad mit der Welle verbindet.

Die Variante „Schrumpfscheiben“ wird mittels zweier Schrumpfscheiben der Flansch mit der Welle kraftschlüssig verbunden. Der Vorteil dieser Konstruktion ist der einfache Ein- bzw. der Ausbau der Welle, da dieser vor Ort leichter durchführbar ist. Jedoch ist dadurch der Bauraum eingeschränkt. Ein weiterer Nachteil sind die hohen Kosten dieser Version, sowie das große Gewicht.

Bei der zweiten Variante wird der Flansch mittels einer Hirthverzahnung mit der Welle verbunden. Diese Variante wird durch den hohen technischen Aufwand nur für kleine Wellenverbindungen eingesetzt. Durch die hohe technische Präzision der Hirthverzahnung fallen sehr hohe Fertigungskosten an. Daher ist diese Variante für dieses Konstruktion ungeeignet.

Die Variante „Schweißen“; Hierbei wird der Flansch auf die Welle geschweißt. Der Vorteil dieser Variante sind die geringen Kosten der Konstruktion. Auch die Stelle an der der Flansch aufgeschweißt wird ist bis zur endgültigen Positionierung veränderbar. Der große Nachteil dieser Konstruktion ist jedoch, dass durch die Wärmespannungen, die während des Schweißens auftreten, der Flansch verzogen werden kann und dadurch dieser nicht mehr normal auf die Welle steht. Der größte Nachteil liegt jedoch in der schlechten Schweißbarkeit des vorgesehenen Vergütungsstahls 42CrMo4. Daher muss ein gut schweißbarer Stahl verwendet werden. Hierbei wird ein gut schweißbarer Niedriglegierter Stahl verwendet (15CrMoV6). Durch die geringere Festigkeit des Werkstoffes erhöht sich das Gewicht der Welle bzw. des Flansches um etwa 15% gegenüber des vorher gewählten Werkstoffes (42CrMo4).

Bei der Variante „Gießen“ wird die Welle inklusive des Flanschs gegossen. Dadurch ergibt sich ein, im Gegensatz zu den anderen Varianten, eine gute freie

Gestaltung und damit ein idealer Kraftfluss zwischen dem Flansch und der Welle. Jedoch ist die Festigkeit einer gegossenen Welle mit dem gleichen Werkstoff, bei den angewandten Durchmesser, um mindestens 30% geringer als bei einer geschmiedeten Welle. Aus diesen Gründen muss die Welle wesentlich größer dimensioniert werden. Dadurch ist das Gewicht der Welle inklusive des Flansches gegenüber einer geschmiedeten Welle um etwa 15% größer. Weiters befindet sich eine kritische Zone direkt am Übergang Flansch - Welle, in der sich Lunker bilden und andere Gießfehler auftreten können. Jedoch ist eine gegossene Version um etwa die Hälfte billiger als eine Geschmiedete.

Bei der Variante „Aufschrumpfen“ wird der Flansch auf die Welle geschrumpft. Das Gewicht ist gegenüber den anderen Varianten am geringsten, da eine geschmiedete Welle und ein geschmiedeter Flansch aus dem gleichen Werkstoff (42CrMo4) verbunden werden. Sowohl der Ein- als auch der Ausbau der Welle – Flanschverbindung ist wie bei den vorherigen zwei Varianten sehr einfach. Ein Nachteil ist jedoch der Kostenfaktor der Konstruktion, da laut [17] eine geschmiedete Welle mindestens um das doppelte teurer ist als eine gegossene Welle.

Alle vorher erklärten Varianten wurden in dem Kapitel Variantenfindung verglichen und gegeneinander abgewogen. Es wurde eine genauere Betrachtung der besten 3 Varianten durchgeführt, um zu der besten Variante zu gelangen. Es wurde herausgefunden, dass die Varianten „Aufschrumpfen“ am besten ist. Diese Variante wurde berechnet und konstruiert.

Mit Hilfe von Berechnungs- und Simulationsprogrammen wurde das primäre Ziel dieser Arbeit, die Gewichtsoptimierung des Schaufelrades und dessen Komponenten, erfüllt. Durch die Verwendung eines Einscheibenrades wurde das Gewicht des Schaufelrades um einen großen Teil verringert. Laut Erfahrungswerten von bisherigen Konstruktionen mit gleichen Anforderungen und Dimensionen, wurde das Gesamtgewicht des Schaufelrades, exklusive des Getriebes, um mindestens 35% vermindert. Auch das Ziel mit der Verminderung des Bauraumes wurde mit dieser Konstruktion erreicht.

## 10 Verzeichnisse

### 10.1 *Abbildungsverzeichnis*

Abb.1: Grundaufbau eines Umschlagplatzes .....	12
Abb.2: Schaufelradrücklader .....	13
Abb.4 : Arbeitsweise des Rückladegerätes .....	15
Abb.5: Grundaufbau einer Längshalde.....	16
Abb.6: Mischbettsysteme .....	17
Abb.7: Chevronmethode.....	18
Abb.8: Windrowmethode .....	19
Abb.9: Übersicht des Schaufelradrückladers .....	20
Abb.10 : Portal mit unsymmetrischer Dreipunktstützung .....	21
Abb.11: Fahrgestell .....	22
Abb.12: Schema der Schienenfahrwerke mit einer Dreipunktstützung .....	23
Abb.13: Drehdeck.....	23
Abb.14: Gegengewichtsausleger .....	24
Abb.15: Schaufelradausleger.....	25
Abb.16: Schaufelrad mit Zellen .....	27
Abb.17 : Halbzellenrad.....	28
Abb.18 : Zellenloses Schaufelrad.....	29
Abb.19: Schaufelradtypen und deren Eigenschaften .....	30
Abb.20: Trapezförmige Schaufel .....	31
Abb.21: Kreisförmige Schaufel.....	31
Abb.22: Frontansicht der Schaufel eines Schaufelradbaggers .....	33
Abb.23: Schaufelkomponenten .....	33

Abb.24: Aufgesteckter Zahn .....	34
Abb.25: Werkstoffe und Standzeiten von Schaufelzähnen .....	35
Abb.26.: Härtevergleichstabelle .....	36
Abb.27: Schaufelbefestigung am Schaufelradkörper .....	37
Abb.28: Schaufelradbefestigung bei drehbaren Schaufeln .....	37
Abb.29 : Füllgrad bei verschiedenen Schaufelradtypen.....	38
Abb.30: Schaufelradkörper.....	40
Abb.31: Doppelwandiger Schaufelradkörper .....	41
Abb.32: Aufbau eines Speichenrades .....	43
Abb.33: Einwandiges Konusrad .....	45
Abb.34: Teilung des Schaufelradkörpers für den Transport .....	46
Abb.35: Schraubverbindung des Schaufelrades mit der Schaufelradwelle.....	47
Abb.36: Anordnung von Schaufelrad und Getriebe zwischen den Lagern der Schaufelradwelle .....	50
Abb.37: Anordnung des Schaufelrades zwischen den Lagern der Schaufelradwelle .....	52
Abb.38: Anordnung von Schaufelrad und Schaufelradgetriebe außerhalb der Lager .....	53
Abb.39: Flanschverbindung von Schaufelradwelle und Getriebe .....	55
Abb.40: Verbindung von Schaufelradwelle und -getriebe durch Aufpressen .....	56
Abb.41: Keilwellenverbindung zwischen Großrad und Schaufelradwelle .....	57
Abb.42: Flanschverbindung zwischen Schaufelradwelle und Getriebegroßrad .....	58
Abb.43: Stellung des Schaufelrades zum Schaufelradausleger.....	60
Abb.44: Das Vorgehen bei der Konstruktion neuer technischer Produkte gemäß der VDI-Richtlinie 2221 .....	62
Tab.1: Phasen des Entwicklungsprozesses.....	62

Abb.45: Formblatt mit Auswahlkriterien (Ausschnitt) nach [Pahl, Beitz 1993 (1)]	64
Abb.46: Paarvergleich von 7 Lösungen (1 = besser, 0 = nicht besser, - = nicht bewertet) .....	66
Tab.2: Gewichtigkeit mit der Konkurrenzbewertung.....	68
Tab.3: Gewichtungsfaktoren .....	69
Abb.47: gängige Schrumpfscheibenkonstruktion .....	70
Abb.48: Skizze einer Schrumpfscheibenverbindung .....	71
Abb.49: Variante Hirthverzahnung .....	72
Abb.50: Variante Schweißen.....	73
Abb.51: Schaeffler-Diagramm mit Angabe der Gefügebereiche und den möglichen Fehlern, die beim Schweißen auftreten können. ....	74
Abb.52: Variante Gießen.....	75
Abb.53: Variante Aufschumpfen .....	76
Tab.4: Notenschlüssel.....	77
Tab.5: Varianten .....	77
Tab.6: Variantenvergleich .....	77
Abb.54: Kräfte und Momente des Schaufelrads .....	79
Abb.55: Hauptabmessungen der Konstruktion .....	80
Abb.56: Gesamtansicht des Schaufelrades mit Komponenten.....	84
Abb.57: Allgemeiner Festigkeitsnachweis (Berechnungsalgorithmus) .....	87
Abb.58: Spannungskomponenten.....	88
Abb.59: Mohrscher Spannungskreis, 2-dimensional .....	90
Abb.60: Grundbeanspruchungen .....	90
Abb.61: Superposition von Normalspannungen und Schubspannungen .....	92
Abb.62: Dynamische Belastungsarten.....	94

Abb.63: Schematische Darstellung des Wöhlerdiagramms .....	96
Abb.64: Haigh Diagramm (schematisch) .....	98
Bild 65: Spannungsverlauf im gekerbten Bauteil (Prinzip) .....	100
Abb.66: Ablaufdiagramm.....	102
Tab.6: Kerbwirkungszahl $\beta_K$ bei Biegung von Wellen mit aufgedrehten Naben .	104
Abb.67: 3D – Modell der Schaufelradwelle.....	105
Abb.68: Aufbau der Konstruktion.....	109
Abb.69: a) elastisch b) elastisch-plastisch Pressverband .....	111
Abb.70: a) Längskraft b) Umfangskraft/Drehmoment c) resultierende Kraft .....	113
Abb.71: Aufschumpfsimulation in $N/mm^2$ .....	116
Abb.72: Entlastungsnut und Auslaufradius .....	116
Abb.73: Federersatzsystem einer Schraubenberechnung.....	121
Abb.74: Verspannungsschaubild.....	122
Abb.75: Vollständiges Verspannungsschaubild inklusive Setzbetrag .....	123
Abb.76: Belastungen die auf die Scheibe wirken (gelb: Moment, rosa: Seitenkräfte) .....	125
Abb.77: Skizze der tatsächlichen Schweißnaht.....	126
Abb.78: Schweißnahtersatz mit 75% der Breite der tatsächlichen Schweißnaht...	126
Abb.79: TET - Vernetzung der vereinfachten Konstruktion der Scheibe .....	127
Abb.80: Auftretende Spannungen auf das Scheibenrad in $N/mm^2$ .....	128
Abb.81: maximale Verschiebung des Scheibenrades in mm .....	129
Abb.82: Dauerfestigkeit von verschiedenen Baustählen [Thyssen Krupp] .....	130

## ***10.2 Literaturnachweis***

- [1] Günter Kunze, Helmut Göhring, Klaus Jacob: Baumaschinen – Erdbau- und Tagebaumaschinen, 1. Auflage, Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft 2002. ISBN 3-528-06628-8
- [2] W. Durst, W. Vogt: Schaufelradbagger, Trans Tech Publications 1986. ISBN 0-87849-057-4
- [3] R. H. Wölbier: Stacking Blending Reclaiming of Bulk Materials, Trans Tech Publications 1977. ISBN 0-87849-018-3
- [4] Heinz-Herbert Cohrs, Rainer Oberdrevermann: Giganten im Erd- und Tagebau, 1. Auflage, Motorbuch Verlag 2004. ISBN 3-613-02395-4
- [5] F. Kurth: Fördertechnik – Tagebaugroßgeräte und Universalbagger, VEB Verlag Technik Berlin 1971
- [6] Stahlbau Handbuch Band 2, Teil A, Sonderdruck, Stahlbau-Verlags GmbH, Köln, 1987
- [7] J. F. Rodenberg, F. R. Germany: Continuous Surface Mining, 1998
- [8] Ludwig Rasper: Der Schaufelradbagger als Gewinnungsgerät, 1. Auflage, Trans Tech Publications 1973, ISBN 3-87849-008-6
- [9] Ludwig Rasper: The Bucket Wheel Excavator – Development, Design, Application, 1. Auflage, Trans Tech Publications 1975, ISBN 0-87849-012-4
- [10] A. Doetsch: Vorlesungsunterlagen zu Gewinnungsmaschinen, Institut für Fördertechnik und Konstruktionslehre der Montanuniversität Leoben im WS 07/08
- [11] Rasper: Der Schaufelradbagger als Gewinnungsgerät, Trans Tech Publications 1973, 1. Auflage

[12] Spachholz: Untersuchung der Einsetzbarkeit eines kontinuierlichen Gewinnungssystems für Festgesteinstagebaue, TU Aachen, 1995

[13] Kessler: Vorlesungsunterlagen zu Konstruktionslehre, Institut für Fördertechnik und Konstruktionslehre der Montanuniversität Leoben im WS 05/06

[14] Kessler: Vorlesungsunterlagen zu stetige Fördersysteme, Institut für Fördertechnik und Konstruktionslehre der Montanuniversität Leoben im WS 05/06

[15] Kessler: Vorlesungsunterlagen zu unstetige Fördersysteme, Institut für Fördertechnik und Konstruktionslehre der Montanuniversität Leoben im WS 04/05

[16] VDI – Richtlinie, Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte, 1993 – 05

[17] Buchmayer: Vorlesungsunterlagen zu Umformtechnik und –maschinen I und II, Lehrstuhl für Umformtechnik, 06/07

[18] Roloff/Matek, Maschinenelemente Lehrbuch +Tabellenbuch, 18. Auflage, Vieweg, 2007

[19] Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau Taschenbuch für den Maschinenbau, 21. Auflage, Springer-Verlag GmbH, 2004

# Anhang A

## Berechnungen

---

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

Das vorliegende Programm gestattet den Tragfähigkeitsnachweis für Wellen und Achsen. Die Berechnungsgrundlage bildet die DIN 743, Ausgabe Oktober 2000.

Der Nachweis der Tragfähigkeit für Wellen und Achsen erfolgt durch die Ermittlung einer rechnerischen Sicherheit. Diese Sicherheit teilt sich in die Sicherheit gegen Dauerbruch (Ermüdungs- oder Schwingungsbrüchen) sowie bleibender Verformung (und Anriß oder Gewaltbruch) auf.

Bei der Berechnung des Vermeidens von Dauerbrüchen werden konstante schädigungsäquivalente Spannungsamplituden zugrunde gelegt. Diese ergeben sich aus den vorgegebenen Belastungen. Bei dem Nachweis gegen bleibende Verformung bzw. Gewaltbruch, bezeichnet mit Sicherheit gegen Fließen, ist nur die maximal auftretende Beanspruchung maßgebend. Diese wiederum ergibt sich aus den vorgegebenen maximalen Belastungen.

Die Berechnung der Sicherheiten, bezieht sich ausschließlich auf den Ort einer ausgeprägten Kerbwirkung. Es stehen hierzu grundsätzlich 9 berechenbare Kerbformen über eine grafische Auswahl zur Verfügung.

Der Anwendungsbereich ist auf Stähle begrenzt. Geschweißte Bauteile sind gesondert nachzurechnen. Die verwendete Norm bzw. das vorliegende Programm gilt hierfür allerdings nicht!

Die Berechnungsgrundlage für das Modul Wellenberechnung stellt die DIN 743, Ausgabe Oktober 2000 Teil 1-3 „Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen“ dar.

### Eingabedaten:

#### Wellenberechnung in Anlehnung an DIN 743 - erweiterte Version

Geometrieschema	gesamte Wellengeometrie
Berechnungsgang	dynamischer und statischer Festigkeitsnachweis
Beanspruchungsart Zug-Druck	dynamisch rein wechselnd
Beanspruchungsart Biegung	dynamisch rein wechselnd
Beanspruchungsart Torsion	dynamisch rein wechselnd
Faktor für Maximallast (Zug-Druck)	1.5
Faktor für Maximallast (Biegung)	1.5
Faktor für Maximallast (Torsion)	2
<b><u>Angaben zum Werkstoff</u></b>	
Festigkeitswerte nach	eigene Vorgabe
Werkstoffbezeichnung	42CrMo4
Werkstoffnummer	1.7225
Bezugsdurchmesser	dB = 500      mm
Für den Bezugsdurchmesser	
Zugfestigkeit	$\sigma_B' (R_m) = 900$ N/mm <sup>2</sup>
Streckgrenze	$\sigma_S' (R_e) = 500$ N/mm <sup>2</sup>
Biege-Wechselfestigkeit	$\sigma_{bW}' = 450$ N/mm <sup>2</sup>
Zug-Druck-Wechselfestigkeit	$\sigma_{zdW}' = 340$ N/mm <sup>2</sup>
Torsions-Wechselfestigkeit	$\tau_{tW}' = 230$ N/mm <sup>2</sup>
Elastizitätsmodul	E = 215000      N/mm <sup>2</sup>
Schubmodul	G = 83000      N/mm <sup>2</sup>
Dichte	ρ = 7850      kg/m <sup>3</sup>
Oberflächenverfestigung anwenden auf	gesamte Welle

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

Werkstoffgruppe  
Wärmebehandlung  
Oberflächenverfestigung

Vergütungsstähle  
vergütet  
nein

### Wellengeometrie

#### Wellengeometrie

Nr.	Da l mm	Di l mm	Da r mm	Di r mm	L mm	Rz µm	r mm	d: mm	t: mm	αszd:	αsb:	αt:	nzd:	nb:	nt:	βszd dBK:	βsbd BK:	βτdB K:	dBK:	
1	500	240	500	240	1204	25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	500	240	500	240	200	25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2.3	2.3	1.4	40	
3	500	240	500	240	400	25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
4	500	240	430	270	275	25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
5	430	270	430	270	650	25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2.3	2.3	1.4	40	
6	430	270	340	270	175	25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
7	340	270	340	270	250	25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	

Berechnung der Durchbiegung für Stelle  
Drehzahl der Welle  
Berücksichtigung Eigengewicht

x = 2354 mm  
n : 6.17 1/min  
Ja

### Lager

Nr.	Typ =	Position x = mm
1	Loslager	1504
2	Festlager <-->	2954

### Angaben zu den Belastungen

#### Axialkräfte Fax

Nr.	Position x = mm	Betrag = N	Radius = mm	Winkel α = °
1	2354	79583	5100	0

#### Radialkräfte Fr

Nr.	Position x = mm	Betrag = N	Winkel α = °
1	0	-578000	360
2	2354	-100170	360

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

### Torsion

Nr.	Position x = mm	Torsionsmomente Mt: Nm	Leistung P: kW	Übertragungsglied =
1	2354	976000	0	Abtrieb
2	0	976000	0	Antrieb

### Angaben zu den Belastung/Beanspruchungen

Lastfall

Konstante Mittelspannung  
(Lastfall 1)

Ändern der Grenzlastspielzahl ?

Nein

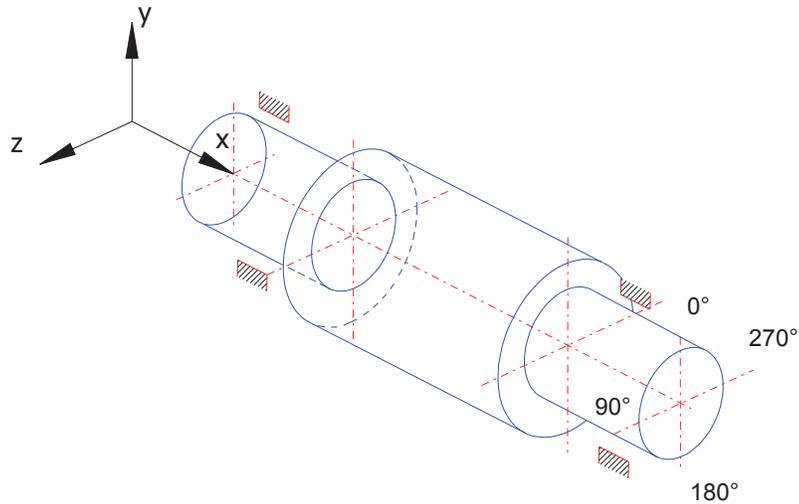
Mindestsicherheit gegen Dauerbruch

SDmin = 1.5

Mindestsicherheit gegen bleibende Verformung

SFmin = 1.2

### Koordinatensystem



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

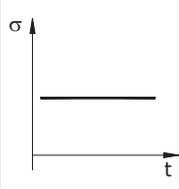
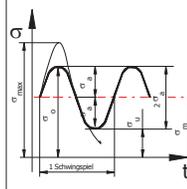
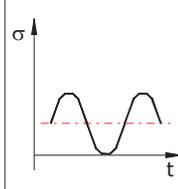
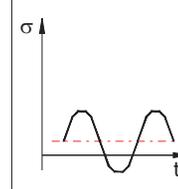
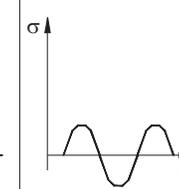
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

Proj. Nr :

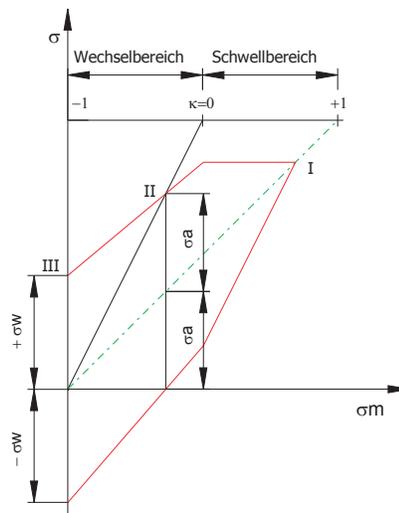
## MDESIGN shaft, DIN 743

### Beanspruchungsart

statisch	dynamisch schwelend		dynamisch wechselnd	
Fall I	allgemein	Fall II	allgemein	Fall III
$k = 1$	$1 > k \geq 0$	$k = 0$	$0 > k \geq -1$	$k = -1$
				
Kenngrößen				
$k = \sigma_u / \sigma_o$				
$\sigma_a = 0$ $\sigma_o = \sigma_u = \sigma_m$ $\sigma = \text{konst.}$	$\sigma_u > 0$ $\sigma_o = \sigma_u + 2\sigma_a$ $\sigma_m = \sigma_u + \sigma_a$	$\sigma_u = 0$ $\sigma_o = 2\sigma_a$ $\sigma_m = \sigma_a = \sigma_o/2$	$\sigma_m > 0$ $\sigma_o = \sigma_m + \sigma_a$ $\sigma_u = \sigma_m - \sigma_a$	$\sigma_m = 0$ $ \sigma_o  =  \sigma_u  =  \sigma_a $ $\sigma_u = -\sigma_a$

### Dauerfestigkeitsschaubild nach Smith

- Fall:
- I statisch
  - II dynamisch - schwelend
  - III dynamisch - wechselnd



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

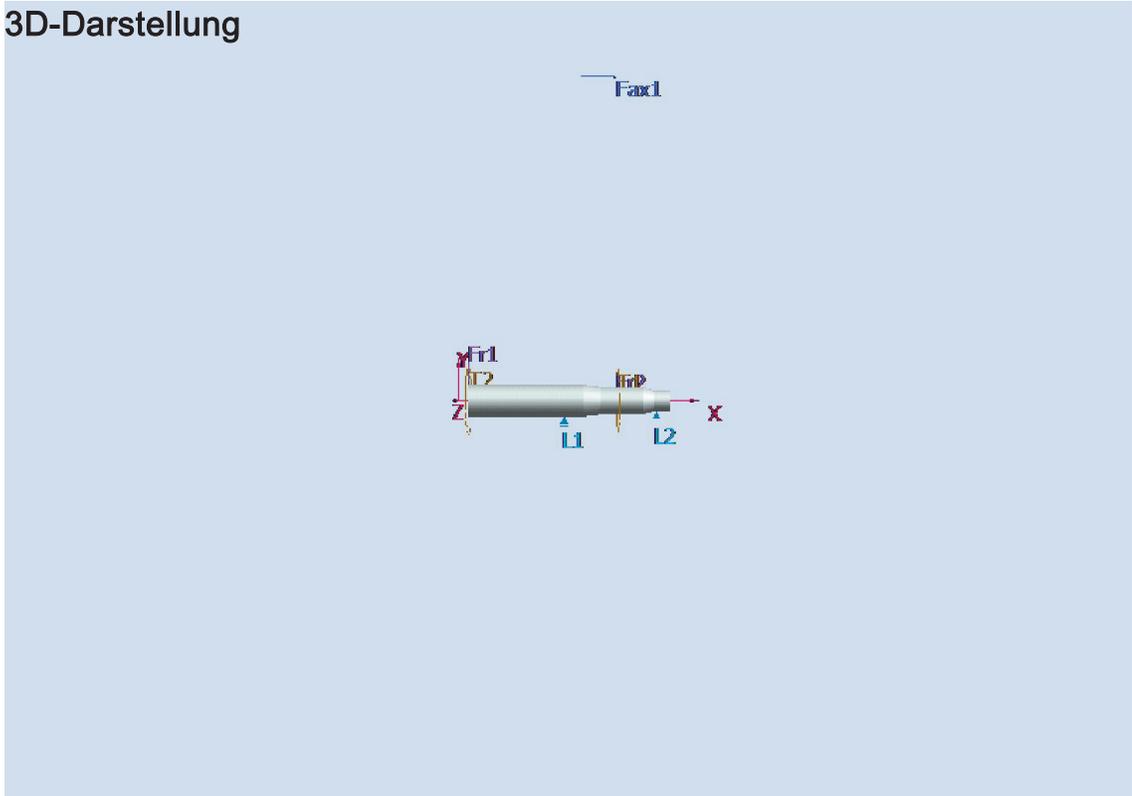
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

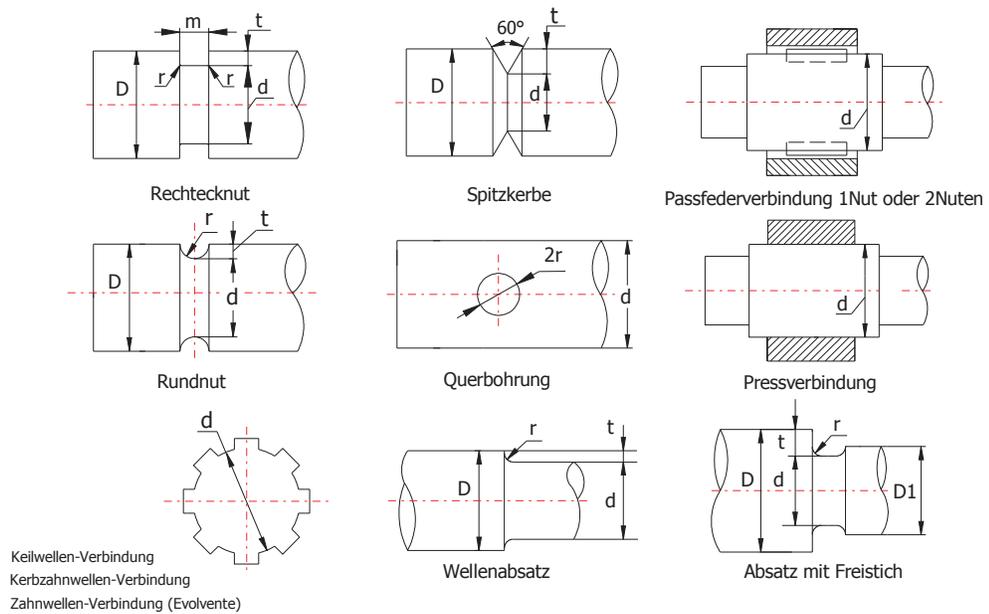
Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

### 3D-Darstellung



### Geometrie der Kerbstelle



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

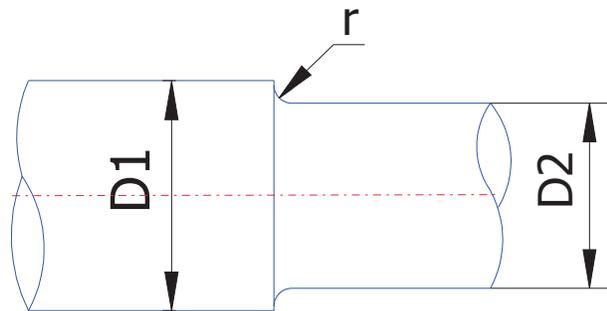
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

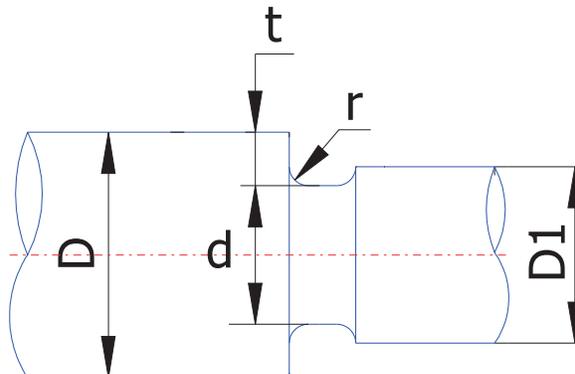
Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

### Wellenabsatz



### Absatz mit Freistich



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

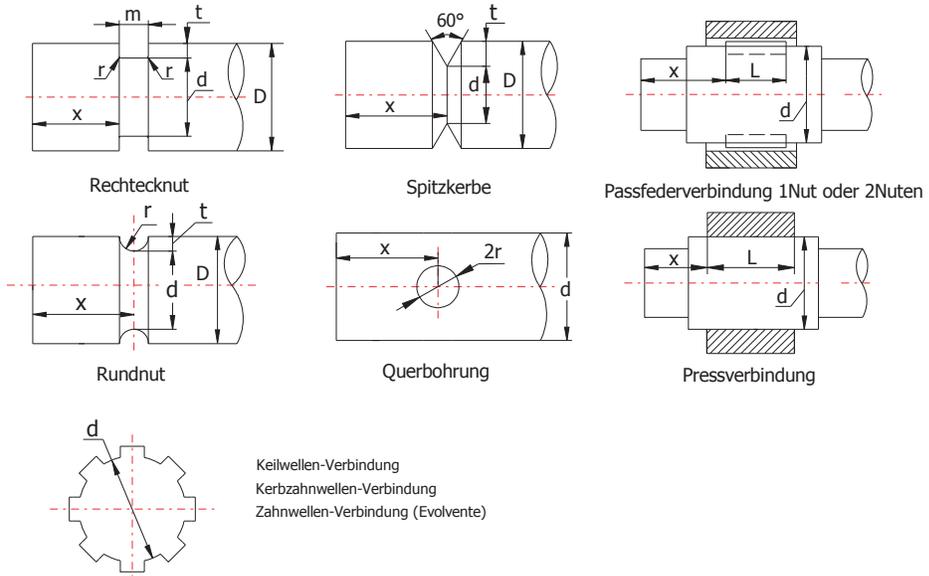
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

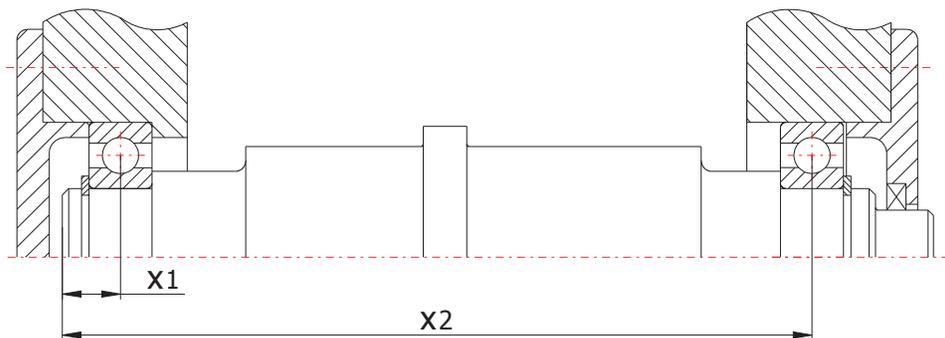
Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

### Geometrie der Kerbstelle



### Wellenlagerung



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

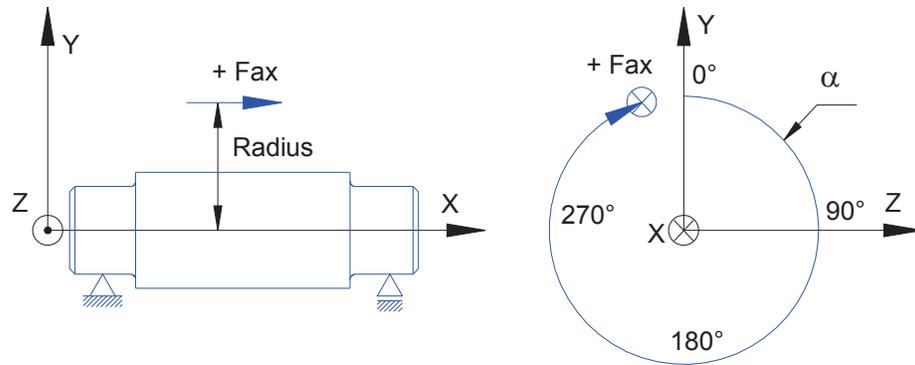
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

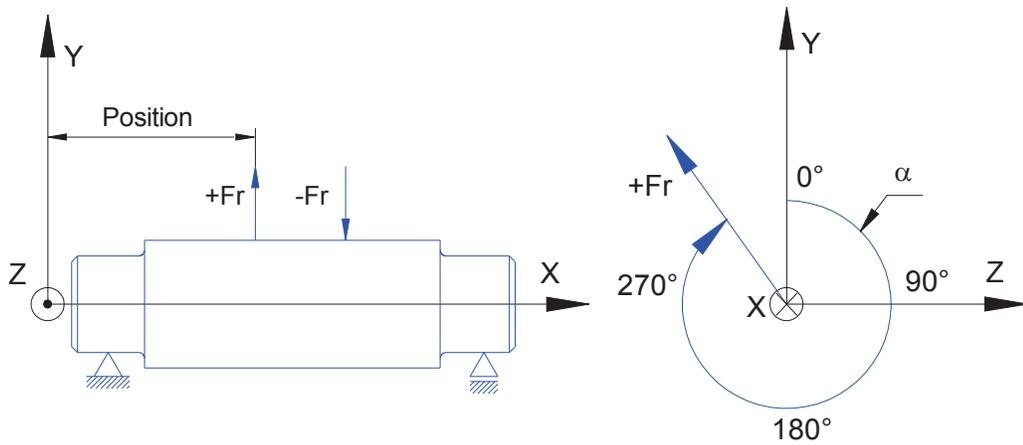
Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

### Axialkraft Fax



### Radialkraft Frx



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

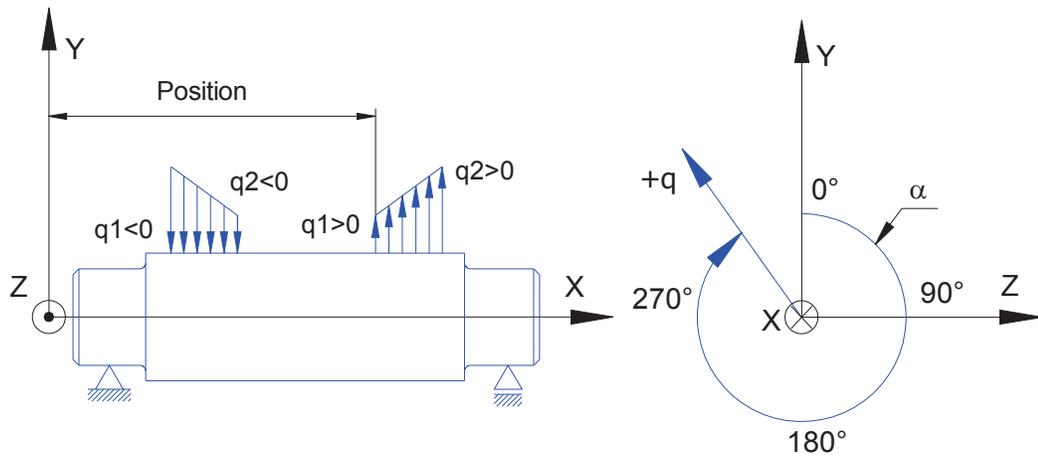
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

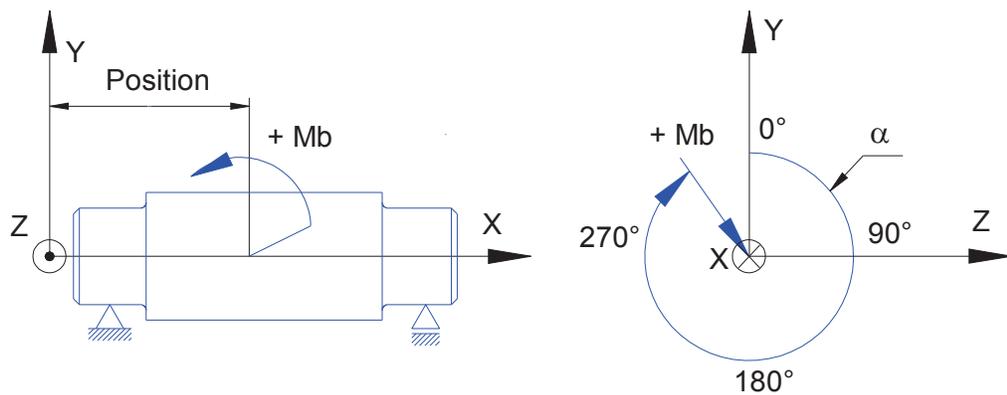
Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

### Streckenlast q



### Biegemoment Mb



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

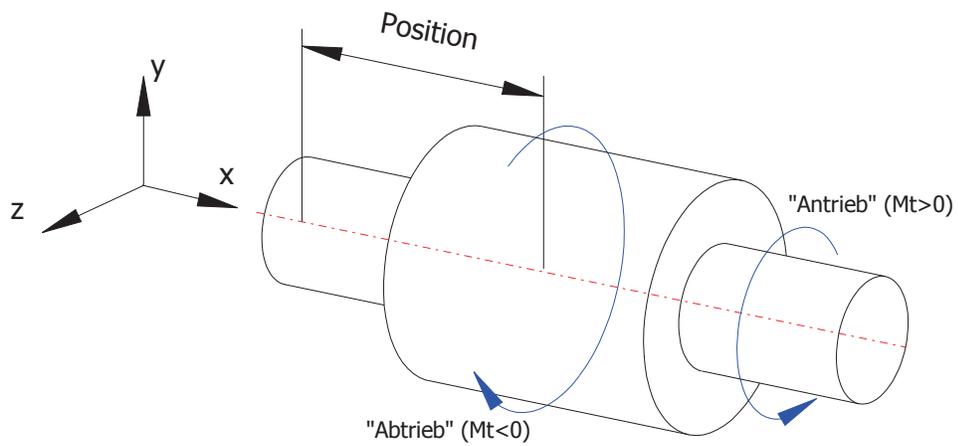
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

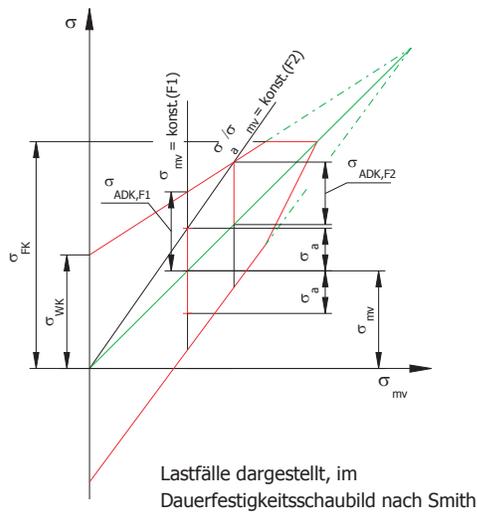
Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

### Torsionsmoment $M_t$



### Lastfälle



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

### Ergebnisse:

#### Berechnungsgang:

dynamischer und statischer Festigkeitsnachweis

Gesamtlänge der Welle	L	=	3154.000	mm
Gesamtmasse der Welle	m	=	2993.513	kg
Massenträgheitsmoment der Welle	J	=	109.71967	kgm <sup>2</sup>
Geometrisches Trägheitsmoment der Welle	I	=	1357748.249	cm <sup>4</sup>
Position des Schwerpunktes auf der X-Achse	xs	=	1314.221	mm
Verdrehwinkel der Welle	φ	=	0.320	°

#### Zusätzliche Wellendaten:

Wellenabsatznr.	l mm	Ip cm <sup>4</sup>	Wt cm <sup>3</sup>	m kg	J kgm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	Wb cm <sup>3</sup>
1	1204.0	5.810e+005	2.324e+004	1428.207	54.9146	2.905e+005	1.162e+004
2	200.0	5.810e+005	2.324e+004	237.244	9.1220	2.905e+005	1.162e+004
3	400.0	5.810e+005	2.324e+004	474.487	18.2440	2.905e+005	1.162e+004
4	275.0	4.307e+005	1.840e+004	256.921	9.1035	2.153e+005	9200.869
5	650.0	2.835e+005	1.318e+004	448.839	14.4638	1.417e+005	6592.230
6	175.0	1.793e+005	9149.745	81.999	2.3210	8.963e+004	4574.873
7	250.0	7.902e+004	4648.258	65.815	1.5508	3.951e+004	2324.129

#### Lagerreaktionskräfte:

Nr	Typ	Position x mm	Radialkraft Y-Achse Ry N	Radialkraft Z-Achse Rz N	Result. Radialkraft R N	Axialkraft X-Achse Rax N
1	Loslager	1504.000	972754.700	0.000	972754.700	0.000
2	Festlager <-->	2954.000	-2.642e+005	0.000	264157.573	-79583.000

#### Result. max. Biegemoment:

Position	x	=	1504.000	mm
Betrag	Mbmax	=	882473.315	Nm

#### Result. max. Torsionsmoment:

Position	x	=	0.000	mm
Betrag	Mtmax	=	976000.000	Nm

#### Result. max. Zug-Druck-Kraft:

Position	x	=	2354.000	mm
Betrag	Fzdmax	=	-79583.000	N

#### Result. max. Zug-Druckspannung:

Position	x	=	2954.000	mm
Betrag	σzmax	=	-2.373	N/mm <sup>2</sup>

#### Result. max. Biegespannung:

Position	x	=	2079.000	mm
Betrag	σbmax	=	101.252	N/mm <sup>2</sup>

#### Result. max. Torsionspannung:

Position	x	=	2354.000	mm
Betrag	τtmax	=	74.027	N/mm <sup>2</sup>

#### Result. max. Durchbiegung:

Position	x	=	0.000	mm
Betrag	y <sub>max</sub>	=	2.559169	mm

#### Winkel der max. Durchbiegung:

Position	x	=	0.000	mm
Betrag	θ	=	0.117633	°

#### Min. Sicherheit geg. Fließen:

Position	x	=	2079.000	mm
Betrag	Sf	=	1.717	

#### Min. Sicherheit geg. Dauerbruch:

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

Position x = 1404.000 mm  
 Betrag Sd = 1.587

**Werkstoff-Kenndaten für** deff = 500.000 mm

Werkstoffbezeichnung 42CrMo4  
 Werkstoffnummer 1.7225  
 Zugfestigkeit  $\sigma_B$  = 900.000 N/mm<sup>2</sup>  
 Streckgrenze  $\sigma_S$  = 500.000 N/mm<sup>2</sup>  
 Zug-Druck-Wechselfestigkeit  $\sigma_{zDW}$  = 340.000 N/mm<sup>2</sup>  
 Biege-Wechselfestigkeit  $\sigma_{bW}$  = 450.000 N/mm<sup>2</sup>  
 Torsions-Wechselfestigkeit  $\tau_{tW}$  = 230.000 N/mm<sup>2</sup>  
 tech. Größeneinflussfaktor (Zugfestigkeit) K1Bdeff = 1.000  
 tech. Größeneinflussfaktor (Streckgrenze) K1Sdeff = 1.000

**Parameter der Querschnitte:**

Zug-Druck Kraft Fzd und Zug/Druck Spannung  $\sigma_{zd}$

Nr	Typ	Position x mm	Result. Fzdx N	Amplitude Fzda N	Mittel Fzdm N	Maximal Fzdmax N	Amplitude $\sigma_{zda}$ N/mm <sup>2</sup>	Mittel $\sigma_{zdm}$ N/mm <sup>2</sup>	Maximal $\sigma_{zdm}$ N/mm <sup>2</sup>
1	Benutzerdefinierte Kerbform	1404	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
2	Benutzerdefinierte Kerbform (konisch)	2729	-79583.00 0	-79583.00 0	0.000	-119374.5	-0.905	0.000	-1.357
3	Berechnungsergebnisse für Stelle x	2354	-79583.00 0	-79583.00 0	0.000	-119374.5	-0.905	0.000	-1.357

Biegemoment Mb und Biegespannung  $\sigma_b$

Nr	Typ	Position x mm	Result. Mbx Nm	Amplitude Mba Nm	Mittel Mbm Nm	Maximal Mbmax Nm	Amplitude $\sigma_{ba}$ N/mm <sup>2</sup>	Mittel $\sigma_{bm}$ N/mm <sup>2</sup>	Maximal $\sigma_{bmax}$ N/mm <sup>2</sup>
1	Benutzerdefinierte Kerbform	1404	822981.32 4	822981.32 4	0.000	1.234e+00 6	70.822	0.000	106.233
2	Benutzerdefinierte Kerbform (konisch)	2729	59732.87 6	59732.87 6	0.000	89599.31 4	9.061	0.000	13.592
3	Berechnungsergebnisse für Stelle x	2354	565828.22 8	565828.22 8	0.000	848742.34 2	85.833	0.000	128.749

Torsionsmoment Mt und Torsionsspannung  $\tau_t$

Nr	Typ	Position x mm	Result. Mtx Nm	Amplitude Mta Nm	Mittel Mtm Nm	Maximal Mtmax Nm	Amplitude $\tau_{ta}$ N/mm <sup>2</sup>	Mittel $\tau_{tm}$ N/mm <sup>2</sup>	Maximal $\tau_{tmax}$ N/mm <sup>2</sup>
1	Benutzerdefinierte Kerbform	1404	976000.00 0	976000.00 0	0.000	1952000	41.995	0.000	83.990
2	Benutzerdefinierte Kerbform (konisch)	2729	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
3	Berechnungsergebnisse für Stelle x	2354	976000.00 0	976000.00 0	0.000	1952000	74.027	0.000	148.053

**Berechnungsergebnisse für Stelle** x = 2354.000 mm

Querkraftverlauf Qx = 268528.934 N  
 Durchbiegung yx = 0.309028 mm  
 Winkel der Durchbiegung  $\vartheta$  = 0.023347 °

**Kritische Drehzahlen:**

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

### Biegekritische Drehzahlen

Nr	kritische Drehzahlen nb 1/min	Eigenfrequenzen $\omega$ rad/s
1	6502.8	681.0
2	36124.8	3783.0
3	56387.3	5904.9
4	112650.8	11796.8
5	151682.9	15884.2
6	355250.8	37201.8
7	512438.2	53662.4
8	1577640.5	165210.1

### Torsionkritische Drehzahlen

Nr	kritische Drehzahlen nb 1/min	Eigenfrequenzen $\omega$ rad/s
1	36742.9	3847.7
2	62136.2	6506.9
3	93257.0	9765.8
4	116277.6	12176.6
5	132305.7	13855.0
6	145919.7	15280.7
7	154395.6	16168.3

### Festigkeitsnachweis:

K2(d) - Geometrischer Größeneinflussfaktor

KF - Einflussfaktor der Oberflächenrauheit

$\alpha\sigma, \tau$  - Formzahlen

Nr	Typ	Position x mm	Z.-D. K2(d)	Biegung und Torsion K2(d)	Z.-D., Biegung KF $\sigma$	Torsion KF $\tau$	Z.-D. $\alpha\sigma zd$	Biegung $\alpha\sigma b$	Torsion $\alpha\tau$
1	Benutzerdefinierte Kerbform	1404.0	1.00	0.80	0.80	0.88	-	-	-
2	Benutzerdefinierte Kerbform (konisch)	2729.0	1.00	0.80	0.80	0.88	-	-	-
3	Berechnungsergebnisse für Stelle x	2354.0	1.00	0.80	0.80	0.88	-	-	-

G' - Bezogenes Spannungsgefälle

$n\sigma, \tau$  - Stützzahl

Nr	Typ	Position x mm	Z.-D. G'zd 1/mm	Biegung G'b 1/mm	Torsion G't 1/mm	Z.-D. $n\sigma zd$	Biegung $n\sigma b$	Torsion $n\tau$
1	Benutzerdefinierte Kerbform	1404.0	-	-	-	-	-	-
2	Benutzerdefinierte Kerbform (konisch)	2729.0	-	-	-	-	-	-
3	Berechnungsergebnisse für Stelle x	2354.0	-	-	-	-	-	-

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

$\beta_{\sigma d d B K}$ ,  $\beta_{\sigma b d B K}$ ,  $\beta_{\tau d B K}$  - Kerbwirkungszahl bei dBK

$\beta_{\sigma d}$ ,  $\beta_{\sigma b}$ ,  $\beta_{\tau}$  - Kerbwirkungszahlen

$K_v$  - Einflußfaktor zur Oberflächenverfestigung

Nr	Typ	Position x mm	Z.-D. $\beta_{\sigma d d B K}$ K	Biegung g $\beta_{\sigma b d B K}$	Torsion $\beta_{\tau d B K}$	Z.-D. $\beta_{\sigma d}$	Biegung g $\beta_{\sigma b}$	Torsion $\beta_{\tau}$	Z.-D. Kvzd	Biegung g Kvb	Torsion Kv $\tau$
1	Benutzerdefinierte Kerbform	1404.0	2.30	2.30	1.40	2.46	2.46	1.44	1.00	1.00	1.00
2	Benutzerdefinierte Kerbform (konisch)	2729.0	2.30	2.30	1.40	2.45	2.45	1.43	1.00	1.00	1.00
3	Berechnungsergebnisse für Stelle x	2354.0	-	-	-	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

$K_{\sigma}$ ,  $K_{\tau}$  - Gesamteinflußfaktor

$\sigma_{d W K}$ ,  $\sigma_{b W K}$ ,  $\tau_{t W K}$  - Wechselfestigkeit des gekerbten Bauteils

K2F - Statische Stützwirkung

Nr	Typ	Position x mm	Z.-D. $K_{\sigma}$	Biegung g $K_{\sigma}$	Torsion $K_{\tau}$	Z.-D. $\sigma_{d W K}$ N/mm <sup>2</sup>	Biege $\sigma_{b W K}$ N/mm <sup>2</sup>	Torsion s $\tau_{t W K}$ N/mm <sup>2</sup>	Z.-D. K2Fzd	Biegung g K2Fb	Torsion K2Ft
1	Benutzerdefinierte Kerbform	1404.0	2.71	3.32	1.93	125.58	135.48	119.45	1.00	1.10	1.00
2	Benutzerdefinierte Kerbform (konisch)	2729.0	2.70	3.31	1.92	126.04	135.99	119.62	1.00	1.10	1.00
3	Berechnungsergebnisse für Stelle x	2354.0	1.25	1.50	1.38	271.70	299.72	166.59	1.00	1.10	1.00

$\gamma_F$  - Erhöhung der Fließgrenze

$\sigma_{d F K}$ ,  $\sigma_{b F K}$ ,  $\tau_{t F K}$  - Bauteilfließgrenze

Nr	Typ	Position x mm	Z.-D. $\gamma_{Fzd}$	Biegung $\gamma_{Fb}$	Torsion $\gamma_{Ft}$	Z.-D. $\sigma_{d F K}$ N/mm <sup>2</sup>	Biegung $\sigma_{b F K}$ N/mm <sup>2</sup>	Torsion $\tau_{t F K}$ N/mm <sup>2</sup>
1	Benutzerdefinierte Kerbform	1404.0	1.00	1.00	1.00	500.00	550.00	288.68
2	Benutzerdefinierte Kerbform (konisch)	2729.0	1.00	1.00	1.00	500.00	550.00	288.68
3	Berechnungsergebnisse für Stelle x	2354.0	1.00	1.00	1.00	500.00	550.00	288.68

Statische Sicherheit

Nr	Typ	Position x mm	Sf	in Punkt1 Sf1	in Punkt2 Sf2
1	Benutzerdefinierte Kerbform	1404.0	2.86	-	-
2	Benutzerdefinierte Kerbform (konisch)	2729.0	36.46	-	-
3	Berechnungsergebnisse für Stelle x	2354.0	1.77	-	-

$\psi$  - Einflußfaktor der Mittelspannungsempfindlichkeit

$\sigma_{m v}$ ,  $\tau_{m v}$  - Vergleichsmittelspannung

Nr	Typ	Position x mm	Z.-D. $\psi_{z d \sigma K}$	Biegung $\psi_{b \sigma K}$	Torsion $\psi_{\tau K}$	$\sigma_{m v}$ N/mm <sup>2</sup>	$\tau_{m v}$ N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{m v 1}$ N/mm <sup>2</sup>	$\tau_{m v 1}$ N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{m v 2}$ N/mm <sup>2</sup>	$\tau_{m v 2}$ N/mm <sup>2</sup>
1	Benutzerdefinierte Kerbform	1404.0	-	0.08	0.07	0.00	0.00	-	-	-	-
2	Benutzerdefinierte Kerbform (konisch)	2729.0	0.08	0.08	-	0.00	0.00	-	-	-	-
3	Berechnungsergebnisse für Stelle x	2354.0	0.18	0.20	0.10	0.00	0.00	-	-	-	-

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

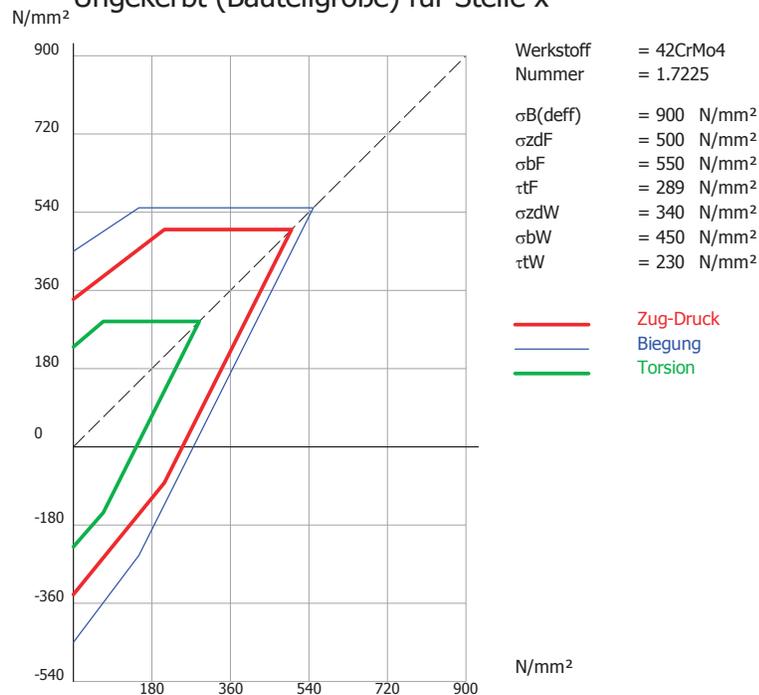
Ausschlagdauerfestigkeit des Bauteils (Gestaltfestigkeit)

Nr	Typ	Position x mm	Z.-D. $\sigma_{zdADK}$ N/mm <sup>2</sup>	Biegung $\sigma_{bADK}$ N/mm <sup>2</sup>	Torsion $\tau_{tADK}$ N/mm <sup>2</sup>	Z.-D. in Punkt1 $\sigma_{zdADK1}$ N/mm <sup>2</sup>	Biegung in Punkt1 $\sigma_{bADK1}$ N/mm <sup>2</sup>	Torsion in Punkt1 $\tau_{tADK1}$ N/mm <sup>2</sup>	Z.-D. in Punkt2 $\sigma_{zdADK2}$ N/mm <sup>2</sup>	Biegung in Punkt2 $\sigma_{bADK2}$ N/mm <sup>2</sup>	Torsion in Punkt2 $\tau_{tADK2}$ N/mm <sup>2</sup>
1	Benutzerdefinierte Kerbform	1404.0	-	135.48	119.45	-	-	-	-	-	-
2	Benutzerdefinierte Kerbform (konisch)	2729.0	126.04	135.99	-	-	-	-	-	-	-
3	Berechnungsergebnisse für Stelle x	2354.0	271.70	299.72	166.59	-	-	-	-	-	-

Dynamische Sicherheit

Nr	Typ	Position x mm	Sd	in Punkt1 Sd1	in Punkt2 Sd2
1	Benutzerdefinierte Kerbform	1404.0	1.59	-	-
2	Benutzerdefinierte Kerbform (konisch)	2729.0	13.55	-	-
3	Berechnungsergebnisse für Stelle x	2354.0	1.89	-	-

Ungekerbt (Bauteilgröße) für Stelle x



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

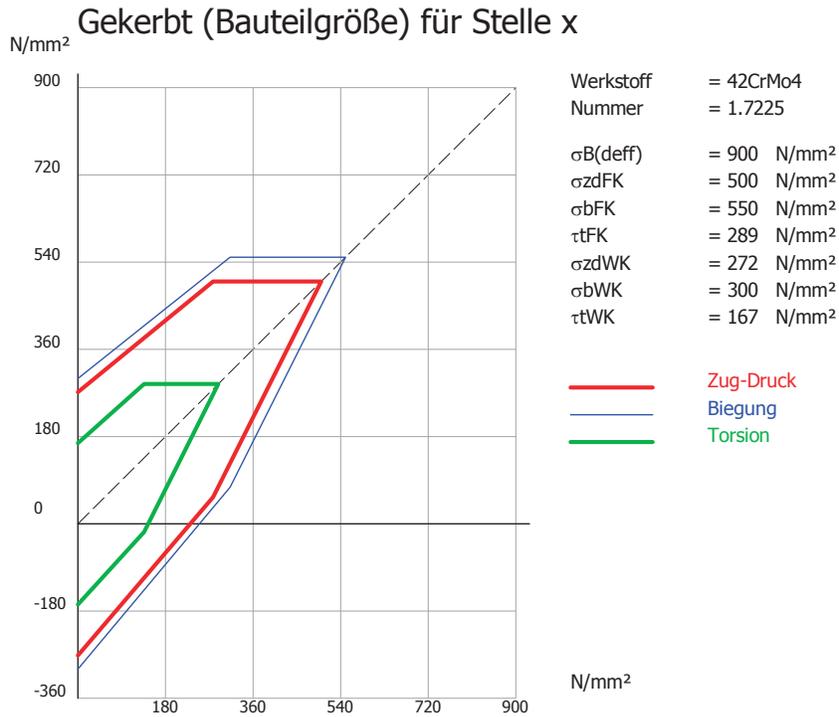
Kunde :

Modulversion : 11.0.3e

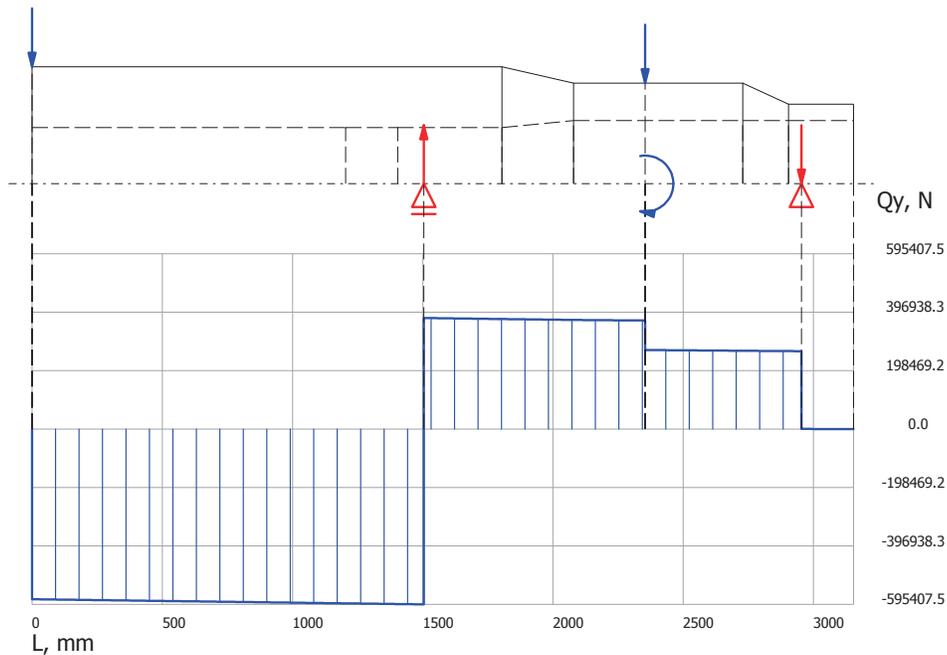
Datum : 22.02.2009

Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743



### Querkraftverlauf Y-X - Ebene



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

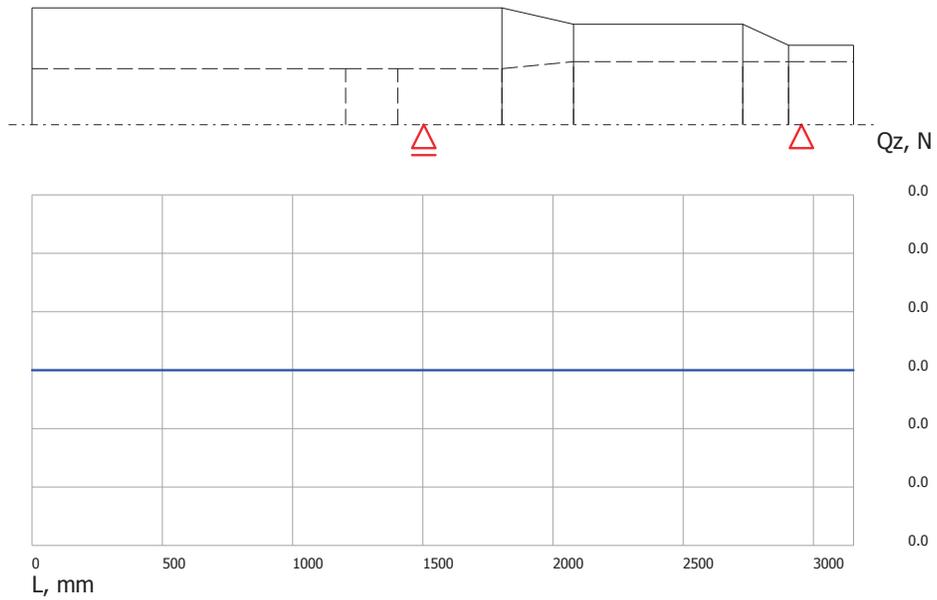
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

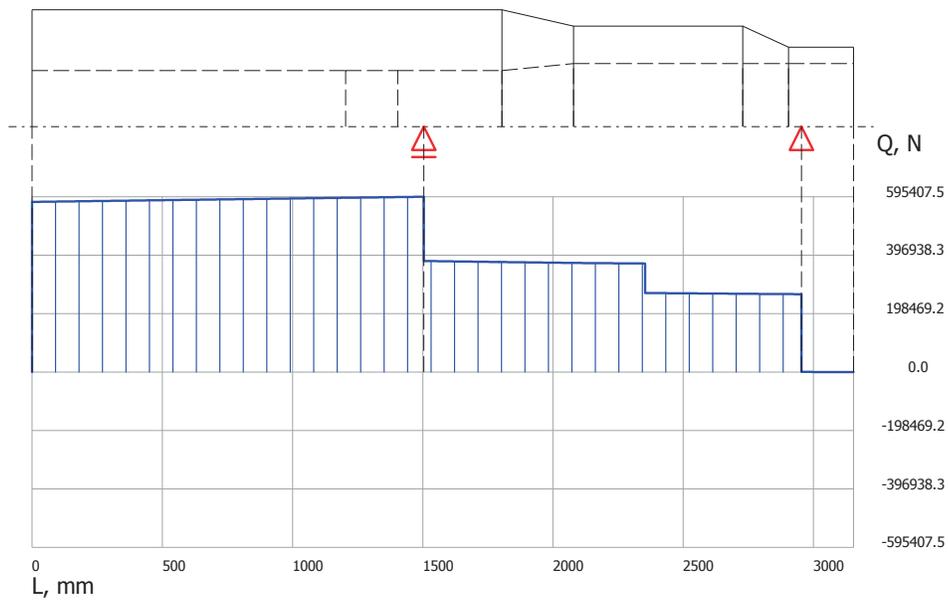
Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

Querkraftverlauf Z-X - Ebene



Querkraftverlauf (Resultierende)



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

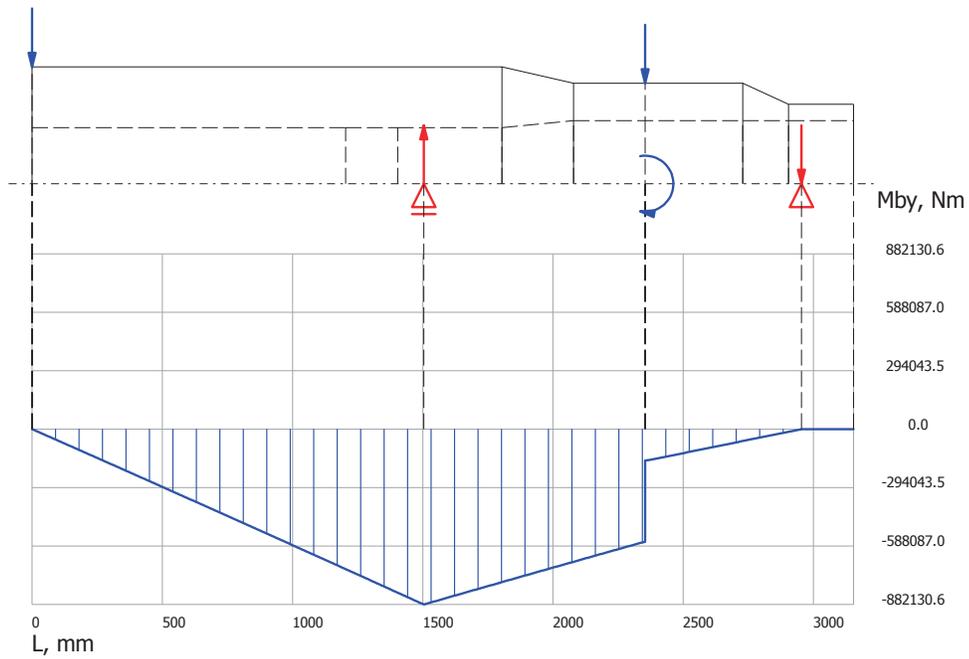
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

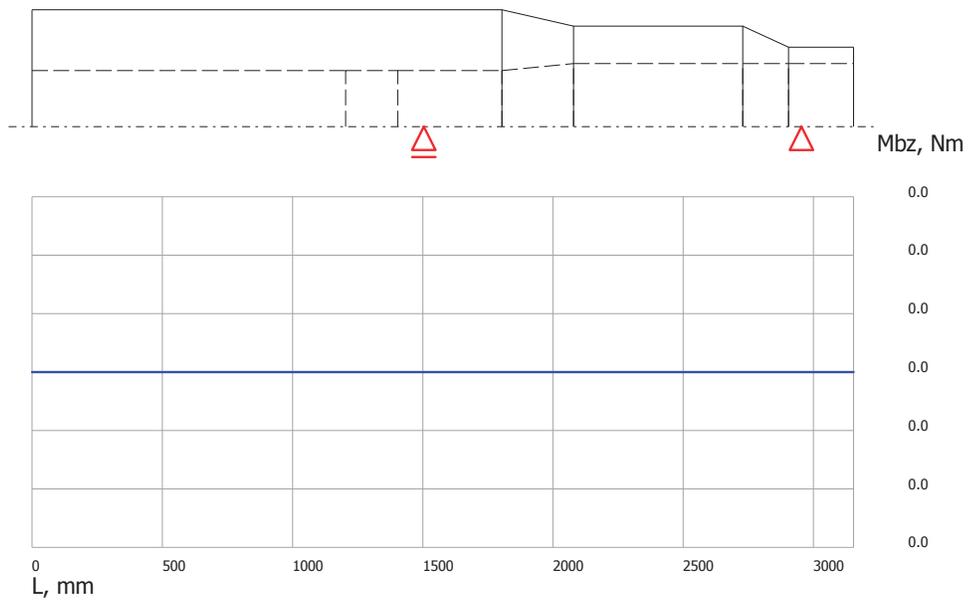
Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

Biegemomentenverlauf Y-X - Ebene



Biegemomentenverlauf Z-X - Ebene



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

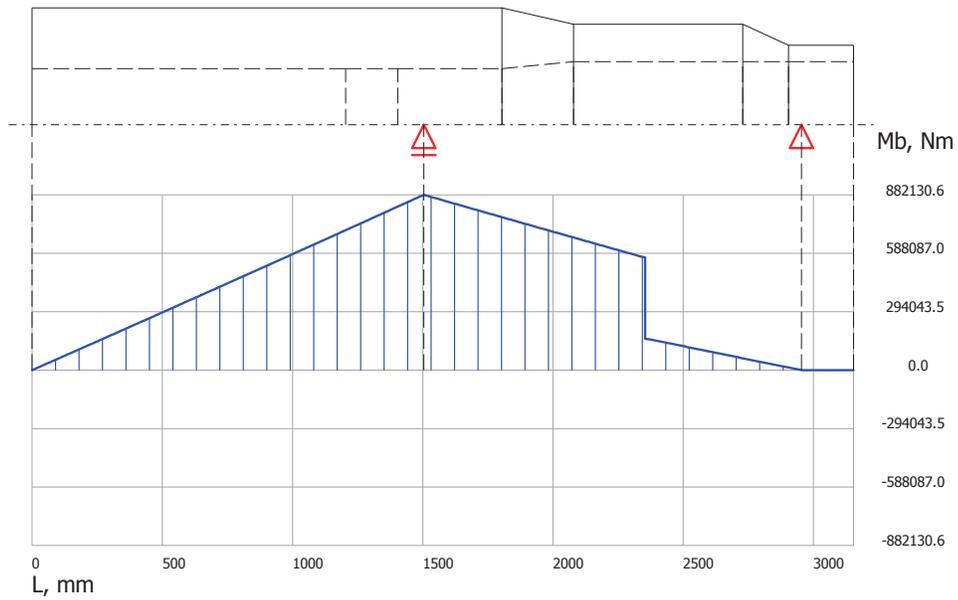
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

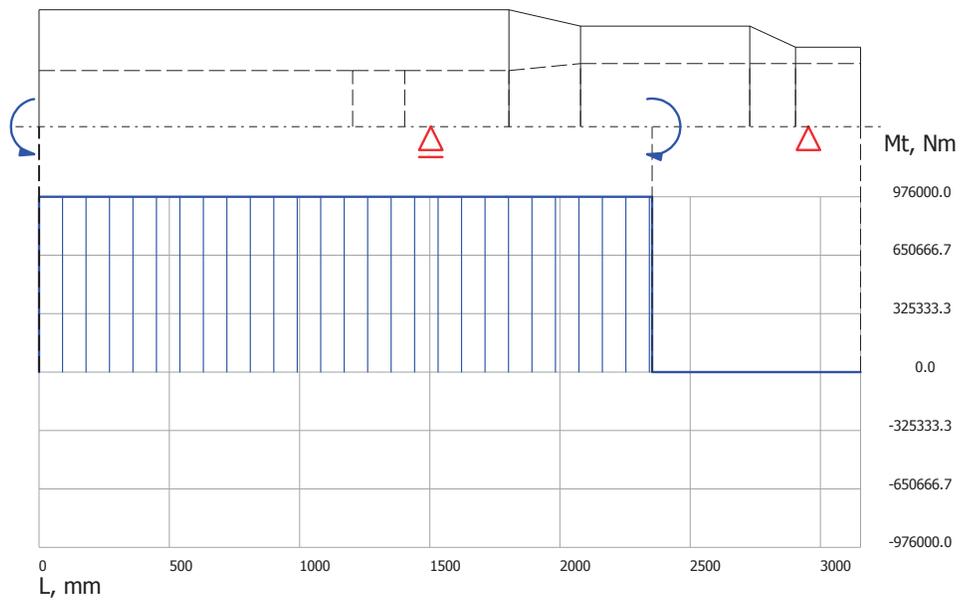
Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

### Biegemomentenverlauf (Resultierende)



### Torsionmomentenverlauf



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

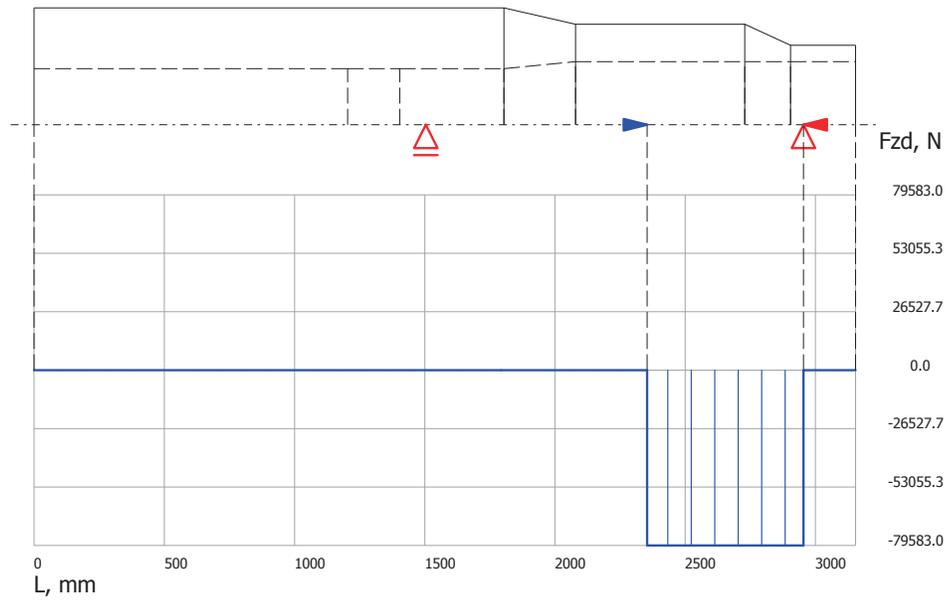
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

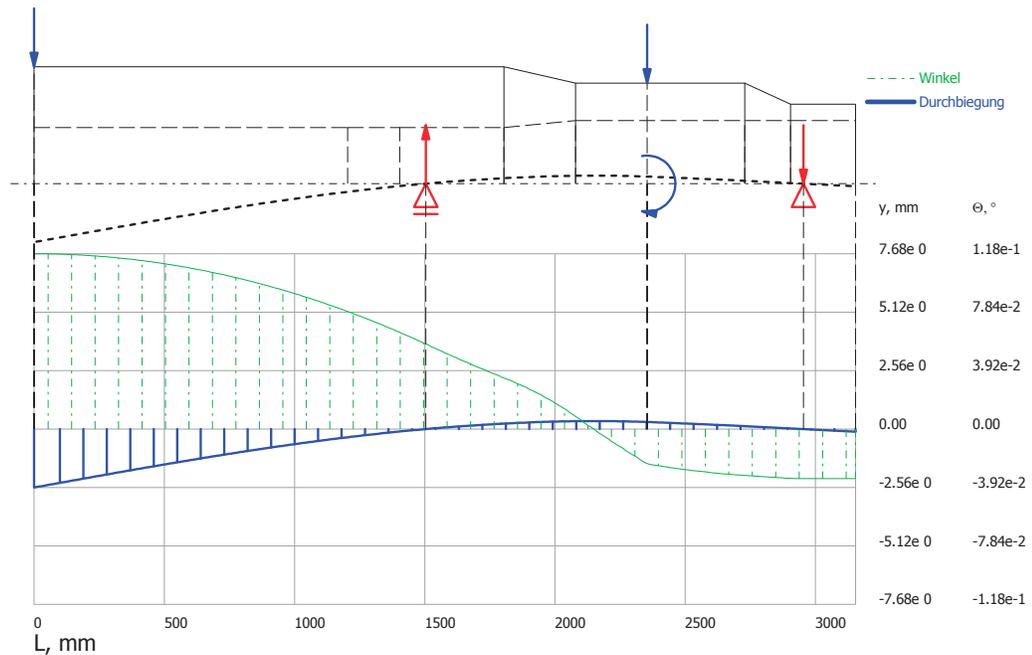
Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

### Zug - Druck - Kräfteverlauf



### Durchbiegung und Winkel der Durchbiegung Y-X - Ebene



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

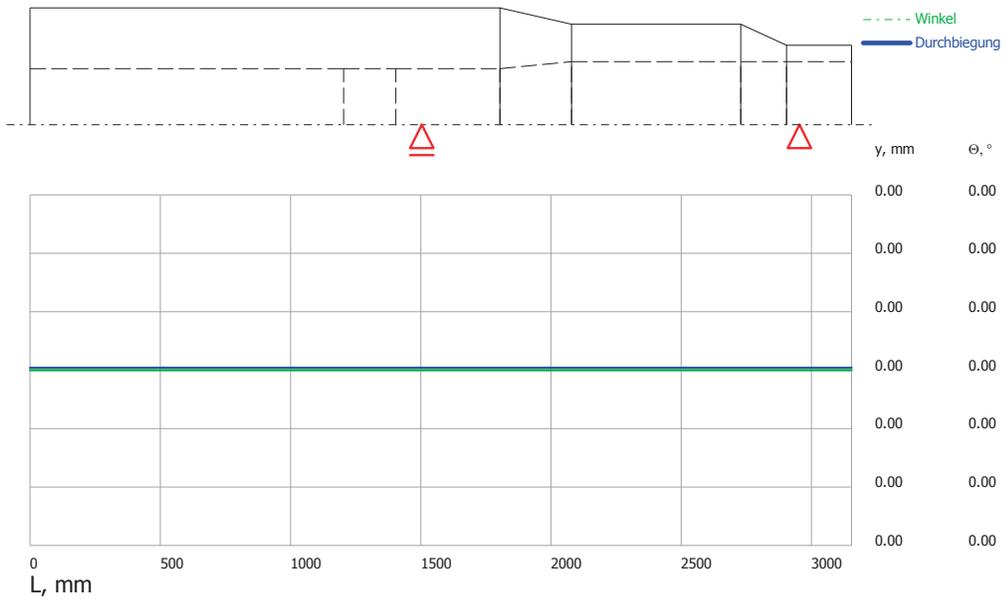
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

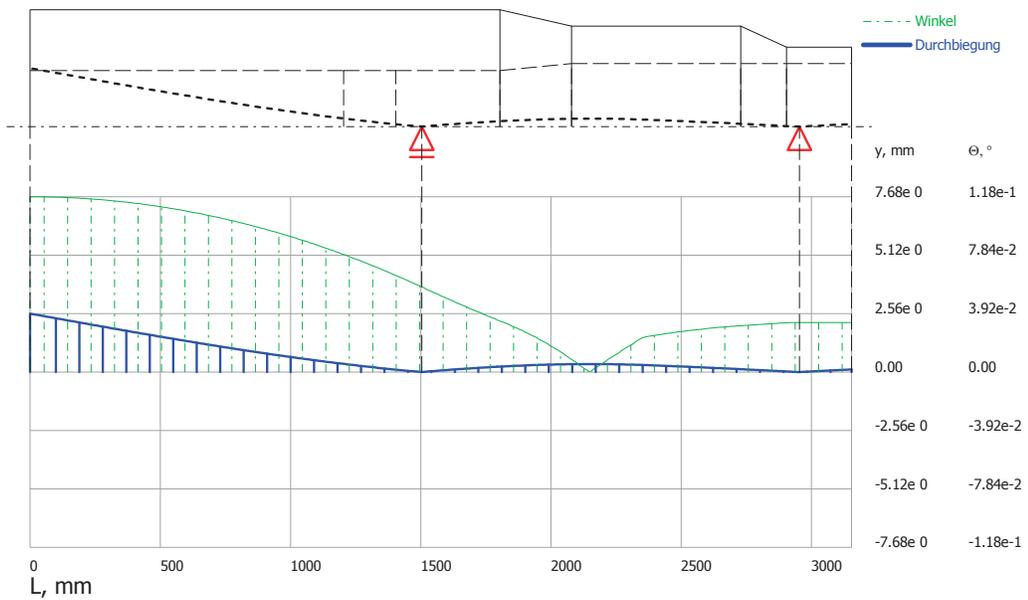
Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

### Durchbiegung und Winkel der Durchbiegung Z-X - Ebene



### Durchbiegung und Winkel der Durchbiegung (Resultierende)



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

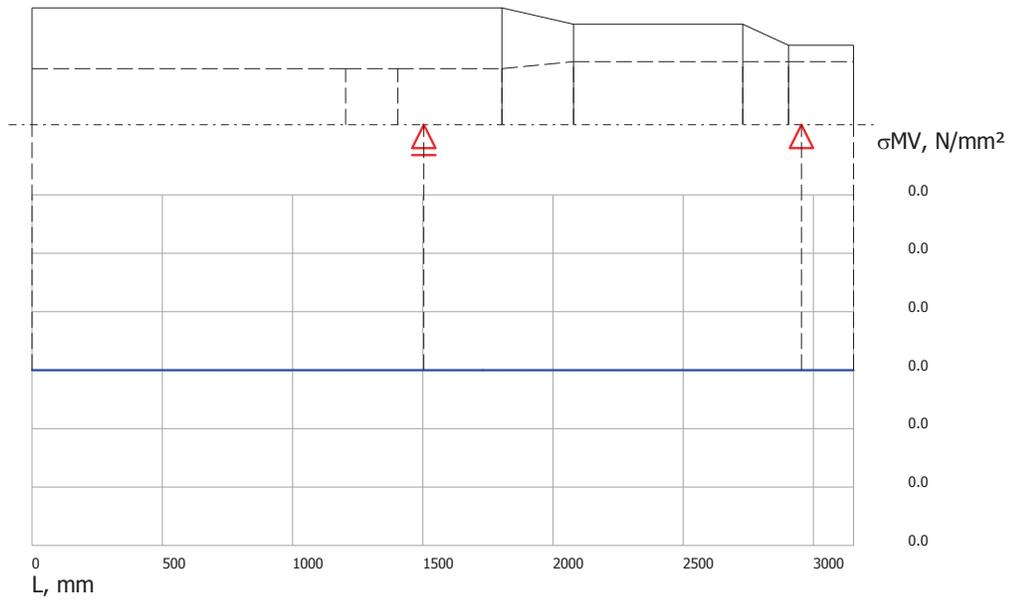
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

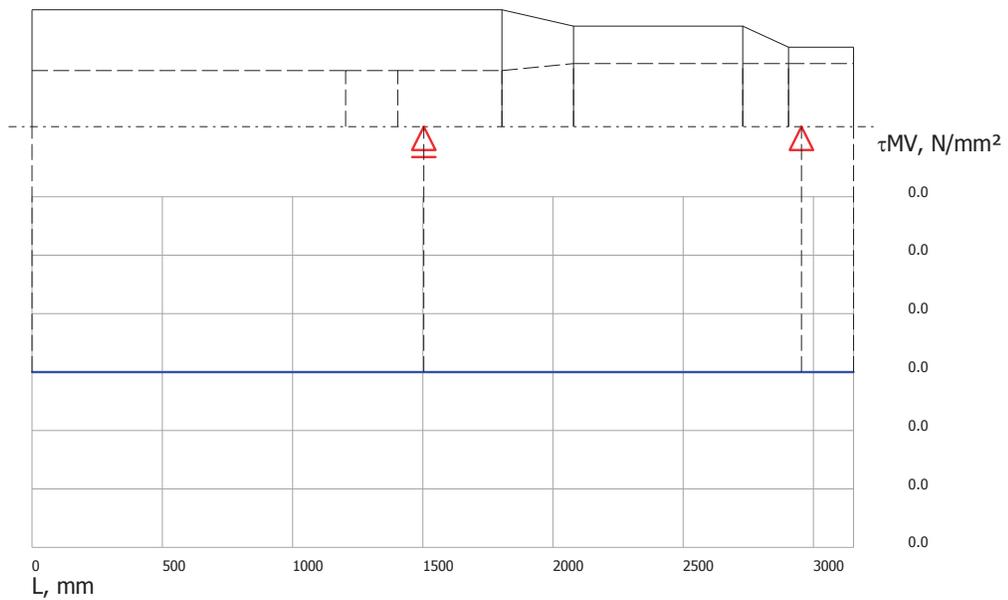
Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

### Vergleichsmittelspannung (Normalspannung)



### Vergleichsmittelspannung (Schubspannung)



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

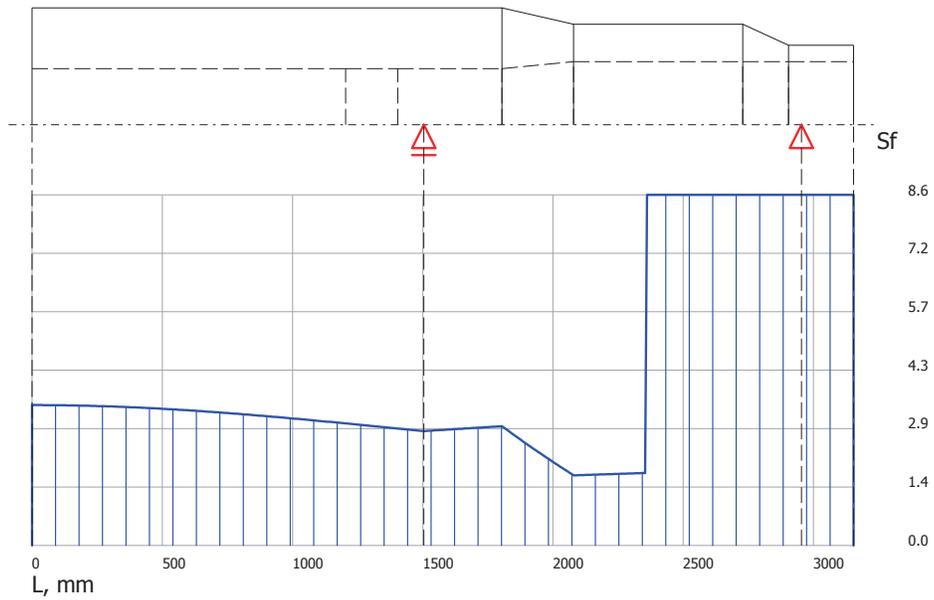
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

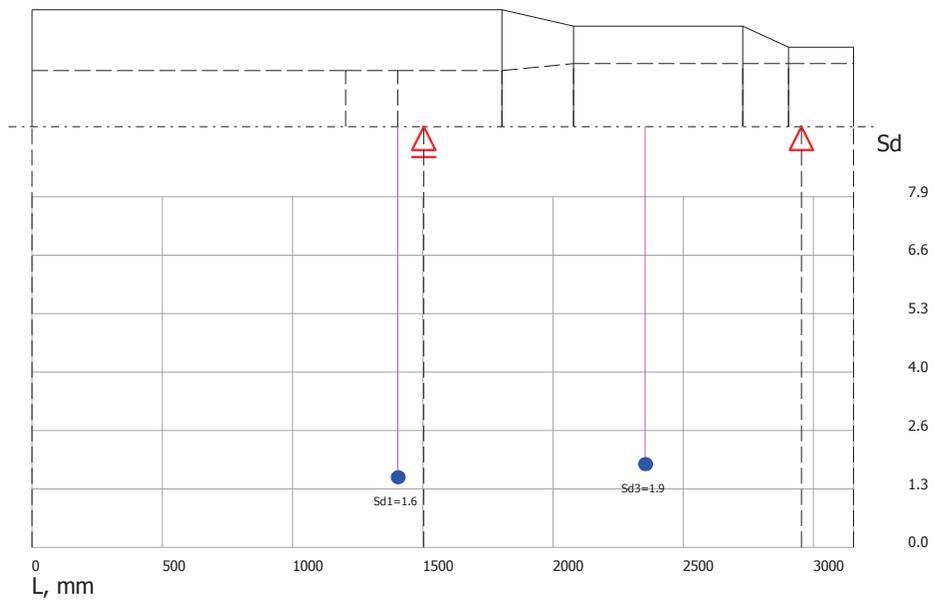
Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

Sicherheit gegen Fließen  
(Ausschnitt:  $S_f=5 \cdot S_{fmin}$ )



Sicherheit gegen Dauerbruch  
(Ausschnitt:  $S_d=5 \cdot S_{dminx}$ )



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

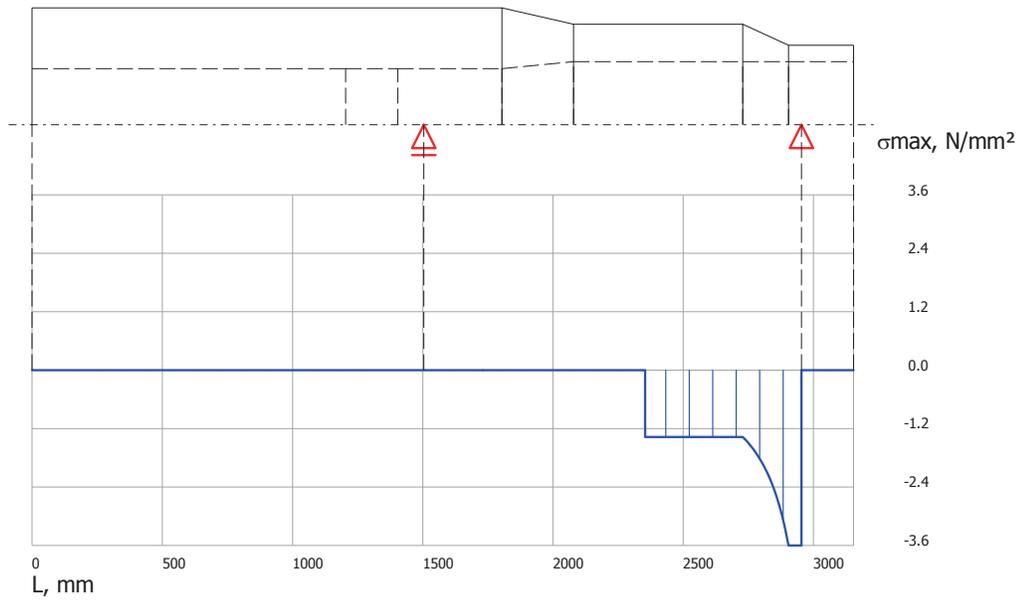
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

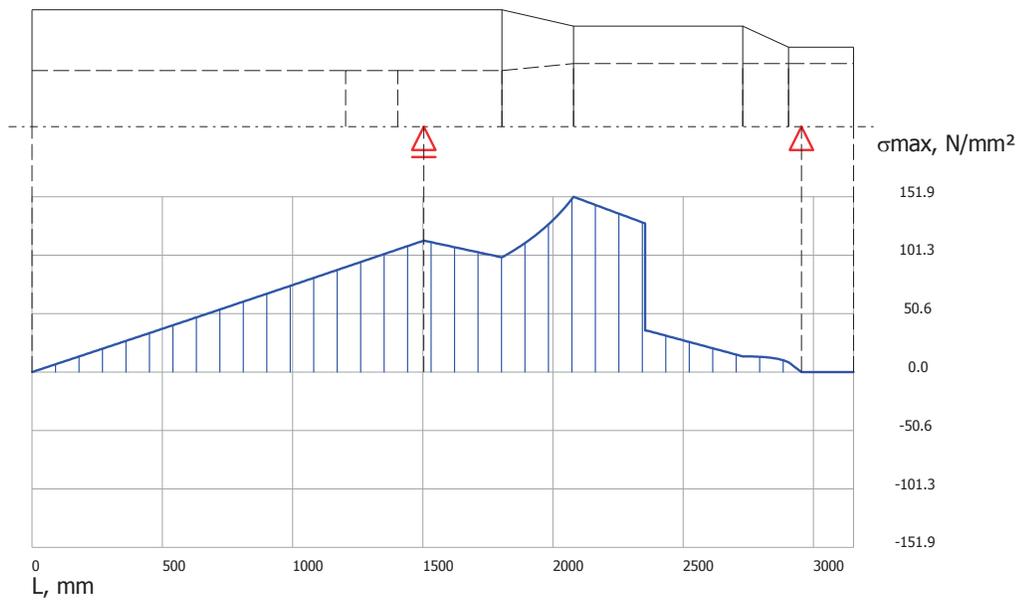
Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

Maximalwert der Zug-Druck-Spannung (Resultierende)



Maximalwert der Biegespannung (Resultierende)



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

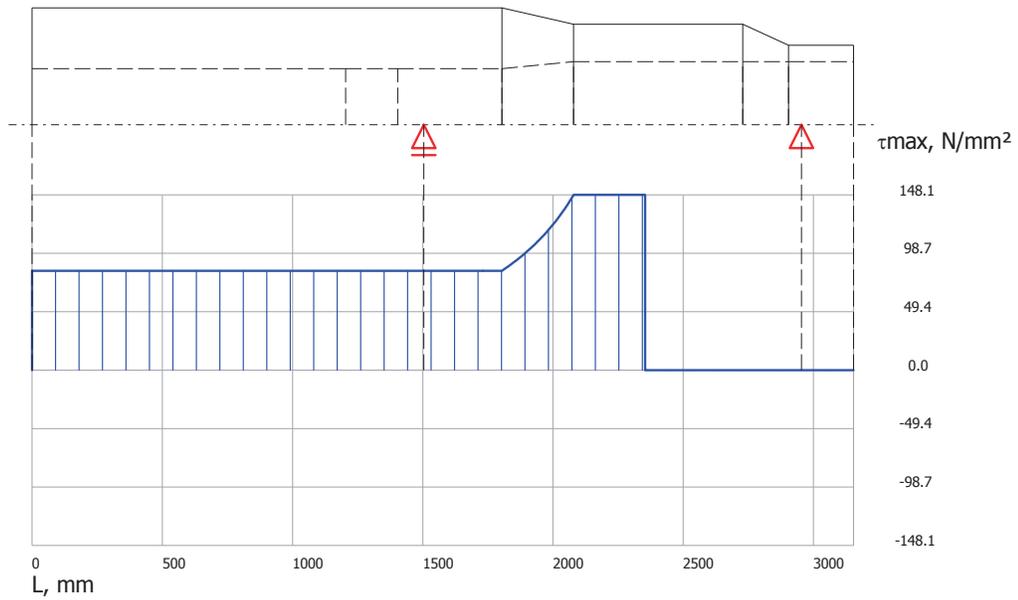
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

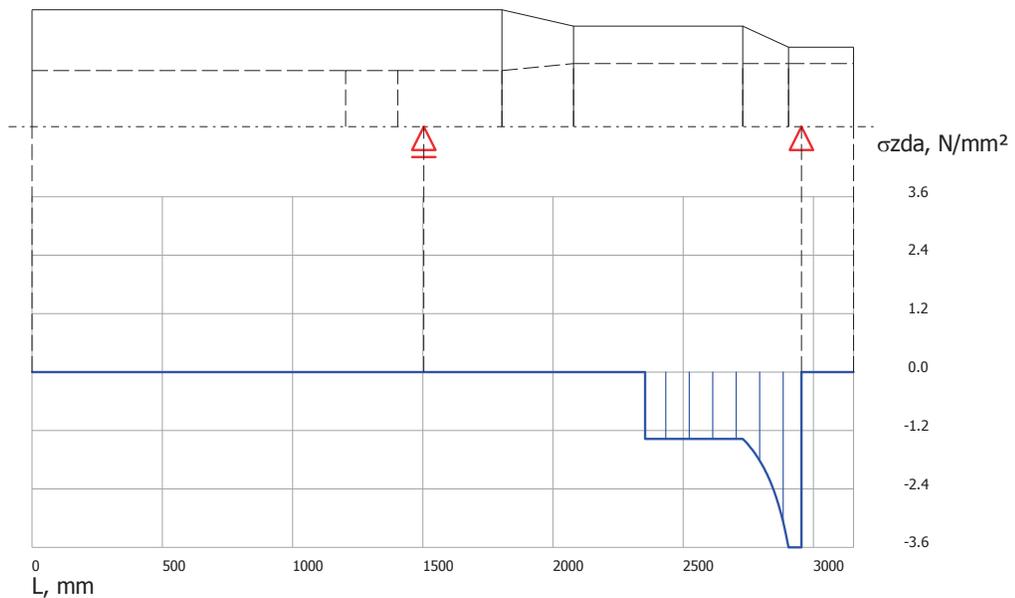
Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

Maximalwert der Torsionsspannung (Resultierende)



Amplitudenwert der Zug-Druck-Spannung (Resultierende)



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

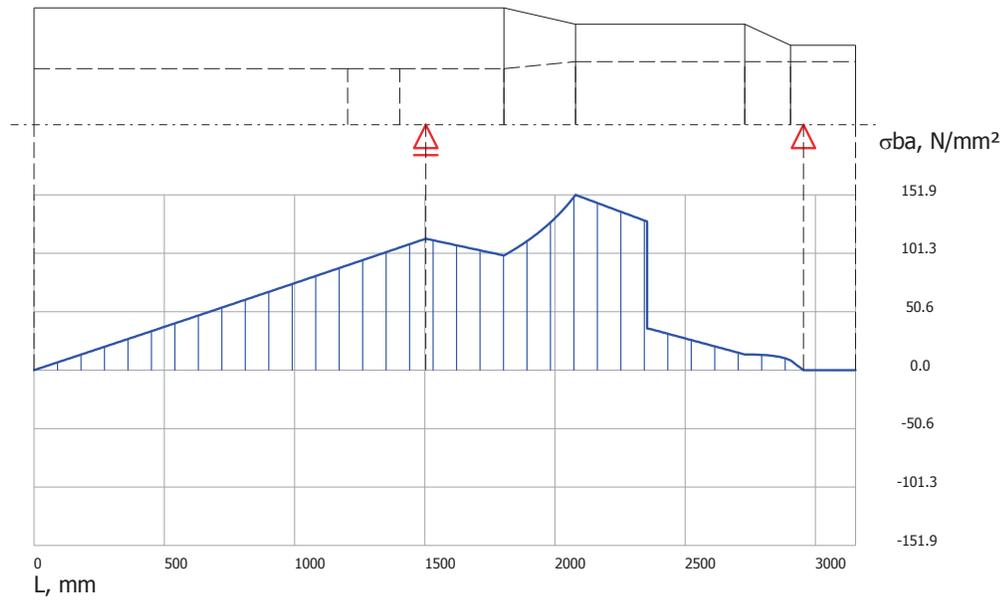
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

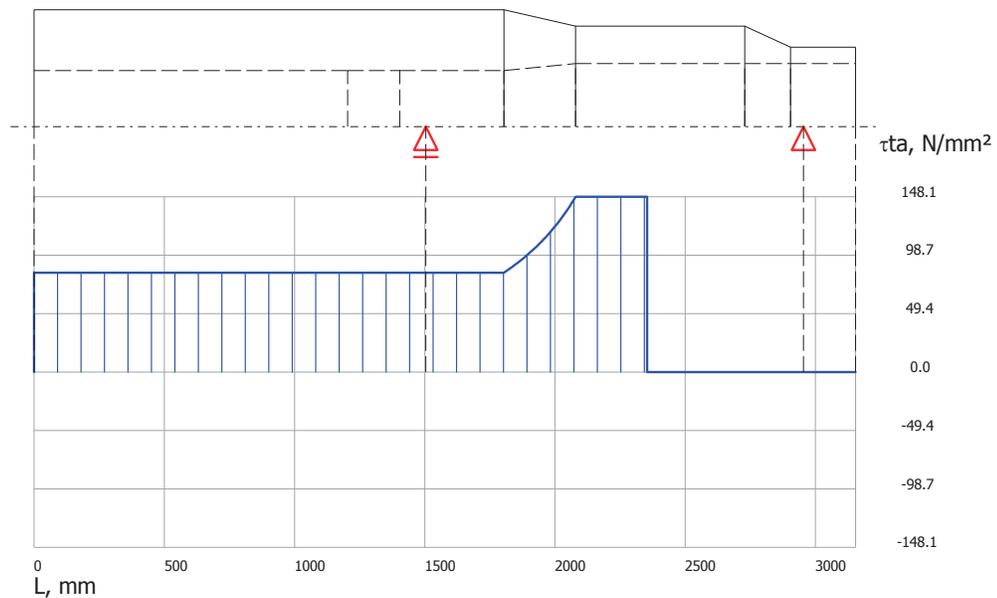
Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

Amplitudenwert der Biegespannung (Resultierende)



Amplitudenwert der Torsionsspannung (Resultierende)



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

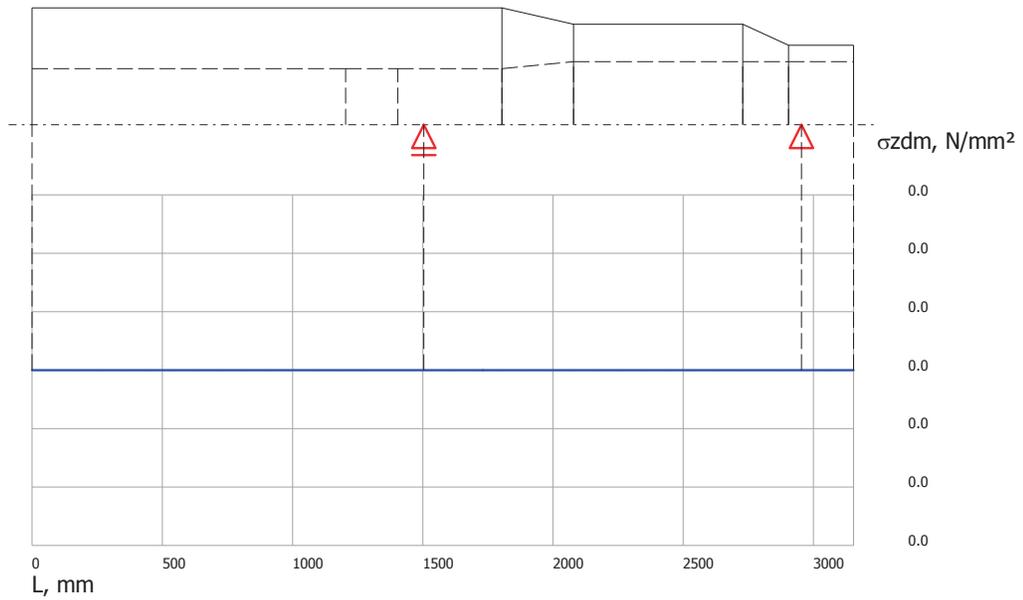
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

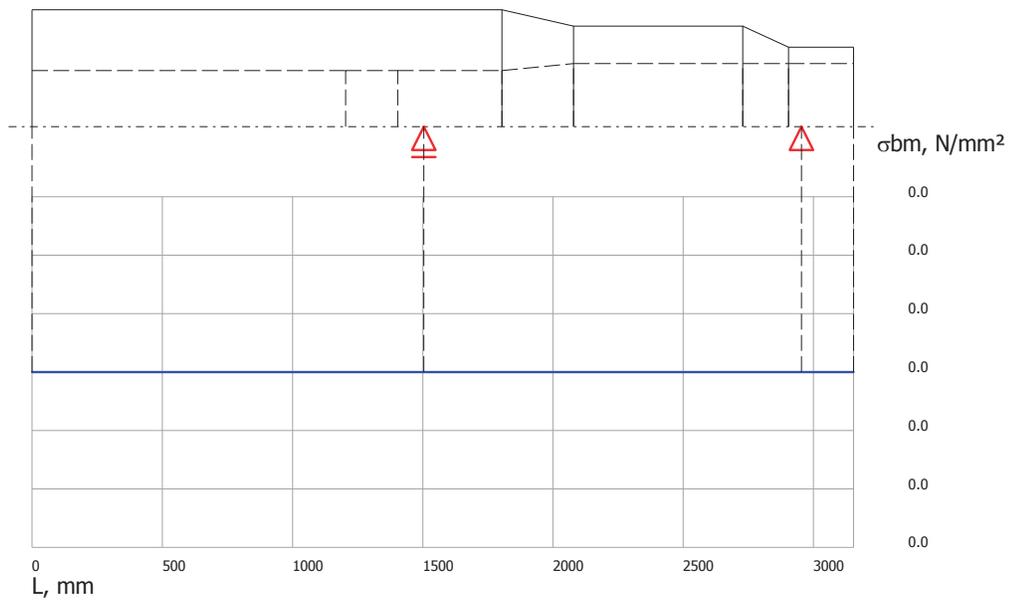
Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

Mittelwert der Zug-Druck-Spannung (Resultierende)



Mittelwert der Biegespannung (Resultierende)



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

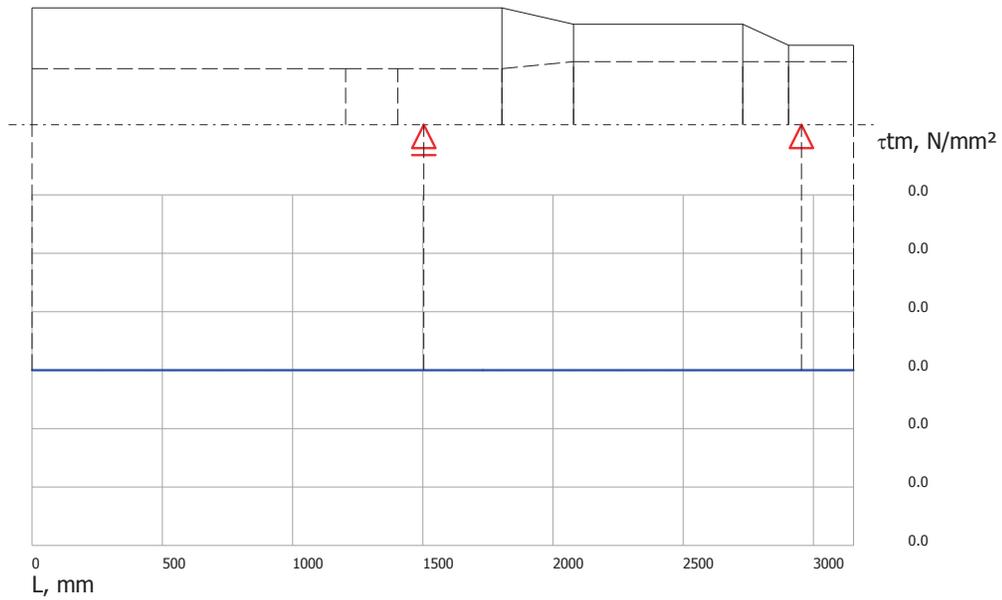
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

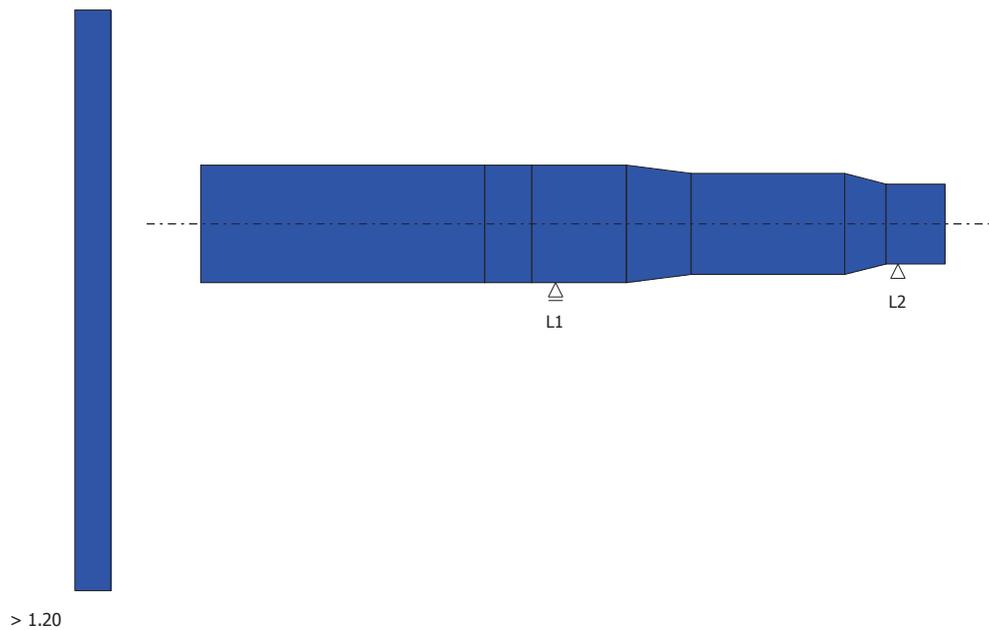
Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

Mittelwert der Torsionsspannung (Resultierende)



Sicherheit geg. Fließen



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

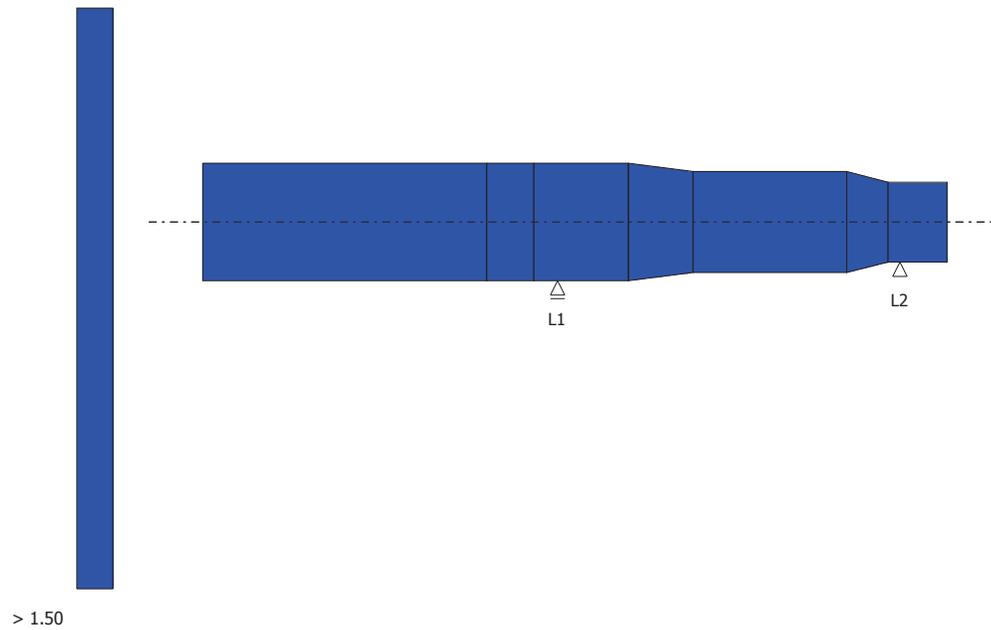
Modulversion : 11.0.3e

Datum : 22.02.2009

Proj. Nr :

## MDESIGN shaft, DIN 743

Sicherheit geg. Dauerbruch



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0

Datum : 19.02.2009

Proj. Nr :

## Wälzlager

Mit dem vorliegenden Programm können radiale und axiale Wälzlager ausgewählt und nachgerechnet werden. Es werden statische und dynamische Belastungen berücksichtigt. Die dynamischen Belastungen können stationär und instationär sein.

Die Berechnung basiert auf folgenden Grundlagen

- [1] DIN ISO 76 vom Oktober 1988; Wälzlager; Statische Tragzahlen.
- [2] DIN ISO 281 vom Januar 1993; Wälzlager; Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer.
- [3] DIN ISO 281/A2 vom September 2001; Wälzlager; Dynamische Tragzahl und nominelle Lebensdauer; Änderung 2; Lebensdauerbeiwert axyz.
- [4] DIN 623 vom Mai 1993; Wälzlager; Grundlagen; Bezeichnung, Kennzeichnung
- [5] DIN 51 519 vom August 1998; Schmierstoffe; ISO-Viskositätsklassen für flüssige Industrie-Schmierstoffe.
- [6] Roloff/Matek Maschinenelemente/ Normung Berechnung Gestaltung; 14. Auflage, Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 2000. S. 450 bis 496 Abschnitt 14 Wälzlager und Wälzlagerungen.
- [7] Roloff/Matek Maschinenelemente/ Tabellen; 14. Auflage, Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 2000. S. 122 bis 133 Abschnitt 14 Wälzlager.
- [8] Der Schmierstoff im Wälzlager/ Aufgaben der Schmierung bei Wälzlagern. Firmenschrift der Firma FAG OEM und Handel AG; Publ.-Nr. WL 81 115/4 DA. Bezogen aus Internet: [www.fag.de](http://www.fag.de) Stand: Nov.2001.
- [9] Interaktiver SKF Lagerungskatalog Version 2.0; SKF 2001 Publikation 4702 G (CD-ROM)
- [10] eCatalog Version 3.0 (Wälzlagerkatalog auf CD-ROM) FAG OEM und Handel AG, Schweinfurt, 2001.

Die Berechnung der äquivalenten Belastungen und der Lebensdauer beruht auf den Gleichungen der DIN ISO 96 bzw. DIN ISO 281 und den Angaben in den Katalogen des jeweiligen Lagerherstellers. Die Berücksichtigung der Temperatureinflüsse und der Lagerreinheit in der erweiterten Lebensdauerberechnung erfolgt nach den Gleichungen und Tabellen der Firmenschrift FAG: „Der Schmierstoff im Wälzlager“. Die Berechnung der Gesamtlebensdauer für instationäre Belastungen erfolgt nach Roloff/Matek S.478 und 480.

Folgende Lagertypen können berechnet werden:

- Radial-Rillenkugellager, ein- und zweireihig
- Schrägkugellager, ein- und zweireihig
- Radial-Pendelkugellager, zweireihig
- Vierpunktlager
- Axial-Rillenkugellager, ein- und zweiseitig wirkend
- Axial-Schrägkugellager, ein- und zweiseitig wirkend
- Radial- Zylinderrollenlager, ein- und zweireihig
- Radial-Kegelrollenlager, einseitig wirkend
- Tonnenlager (=Radial-Pendelrollenlager, einreihig)
- Radial-Pendelrollenlager, zweireihig
- Axial-Zylinderrollenlager, ein- und zweiseitig wirkend
- Axial-Pendelrollenlager, einseitig wirkend
- Radial-Nadellager

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0

Datum : 19.02.2009

Proj. Nr :

## Wälzlager

**Eingabedaten:**

**Wälzlager**

**Angaben zum Berechnungsablauf**

Belastungsart	dynamisch
Umfang der Berechnung	erweitert
Umfang der Ergebnisanzeigen	ausführlich
Hersteller / Katalogdaten	FAG und SKF
Lagerauswahl	Neu anfangen

**Anforderungen an die Lagerung**

Lastfälle Berücksichtigen	nein	
Radialkraft	Fr : 261192	N
Axialkraft	Fa : 79583	N
Drehzahl	n = 6.17	1/min

Erf. Lebensdauer	Lh erf : 100000	h
Erf. Zuverlässigkeit	Zu erf = 90	%
Erf. Sicherheit gegen stat. Belast.	S0 erf = 2	
Min. zul. Wellendurchmesser	dmin = 340	mm
Max. zul. Außendurchmesser	Dmax = 1000	mm
Max. zul. Lagerbreite	Bmax = 300	mm

**Lagerparameter**

Lagertyp	Radial Pendelrollenlager zweireihig	
Kurzzeichen des Herstellers		
Reihe		
Äußere Form	beliebig	
Viskositätsklasse ISO	VG = 68	mm <sup>2</sup> /s
Umgebungstemperatur	tU = 20	°C
Ölstrom bei Umlaufschmierung	Völ = 0	dm <sup>3</sup> /min
Kühlfaktor	Kt = 1	
Verunreinigungsfaktor	V1	

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

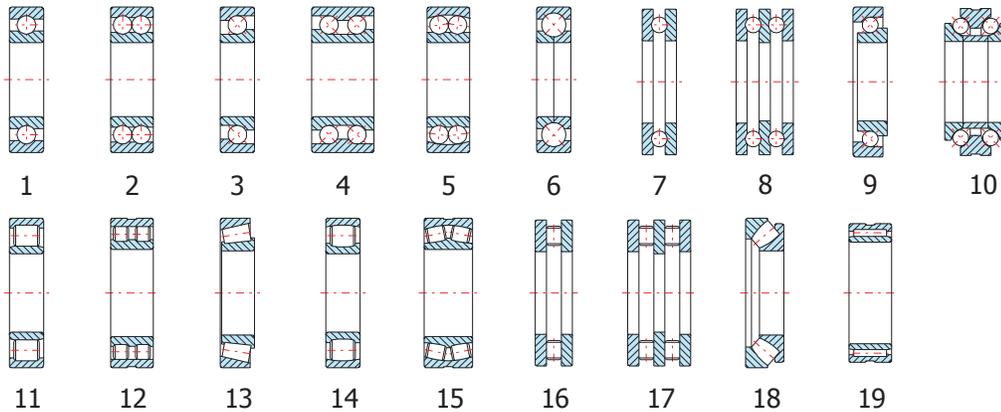
Modulversion : 11.0

Datum : 19.02.2009

Proj. Nr :

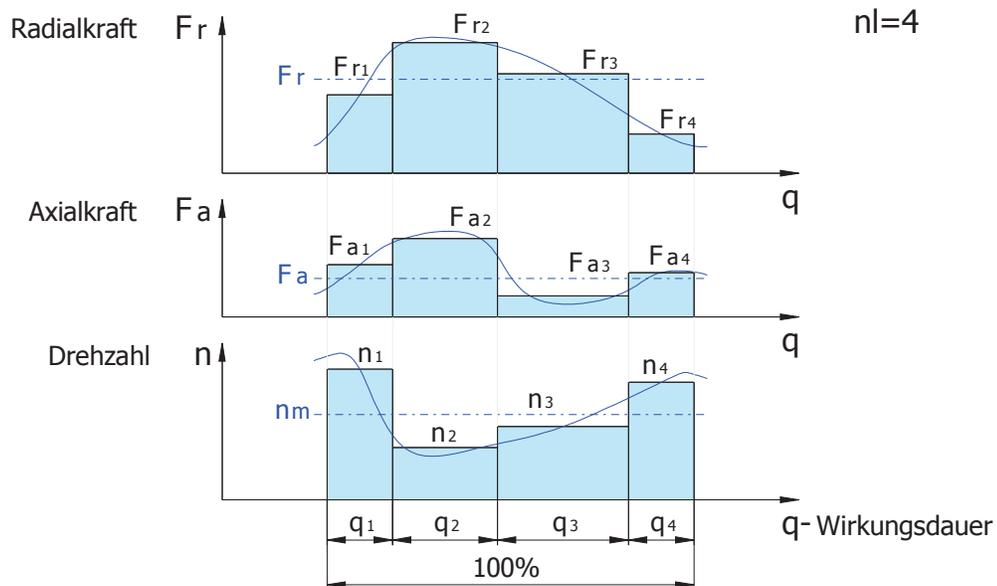
## Wälzlager

### Lagertyp



- 1- Radial Rillenkugellager einreihig; 2- Radial Rillenkugellager zweireihig;  
 3- Radial Schrägkugellager einreihig; 4- Radial Schrägkugellager zweireihig;  
 5- Radial Pendelkugellager zweireihig; 6- Vierpunktlager; 7- Axial Rillenkugellager einseitig wirkend;  
 8- Axial Rillenkugellager zweiseitig wirkend; 9- Axial Schrägkugellager einseitig wirkend;  
 10- Axial Schrägkugellager zweiseitig wirkend; 11- Radial Zylinderrollenlager einreihig;  
 12- Radial Zylinderrollenlager zweireihig; 13- Radial Kegelrollenlager einreihig; 14- Tonnenlager;  
 15- Radial Pendelrollenlager zweireihig; 16- Axial Zylinderrollenlager einseitig wirkend;  
 17- Axial-Zylinderrollenlager, zweiseitig wirkend; 18- Axial Pendelrollenlager einreihig; 19- Nadellager.

### Anzahl der Lastfälle



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

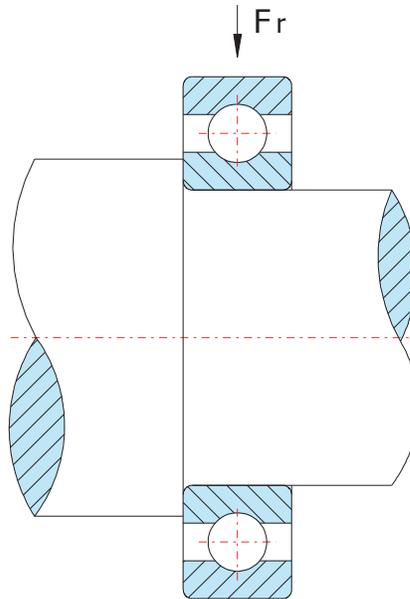
Modulversion : 11.0

Datum : 19.02.2009

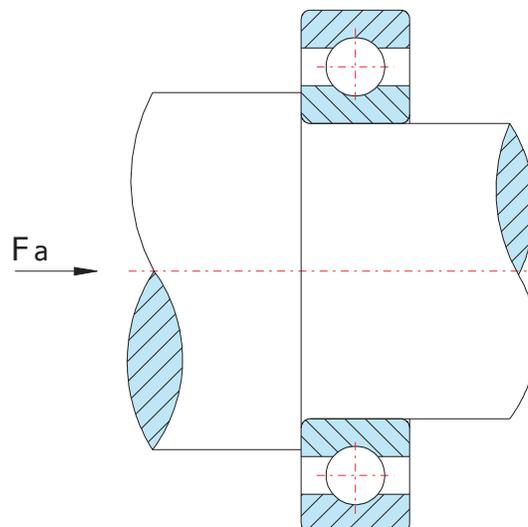
Proj. Nr :

## Wälzlager

### Radialkraft



### Axialkraft



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

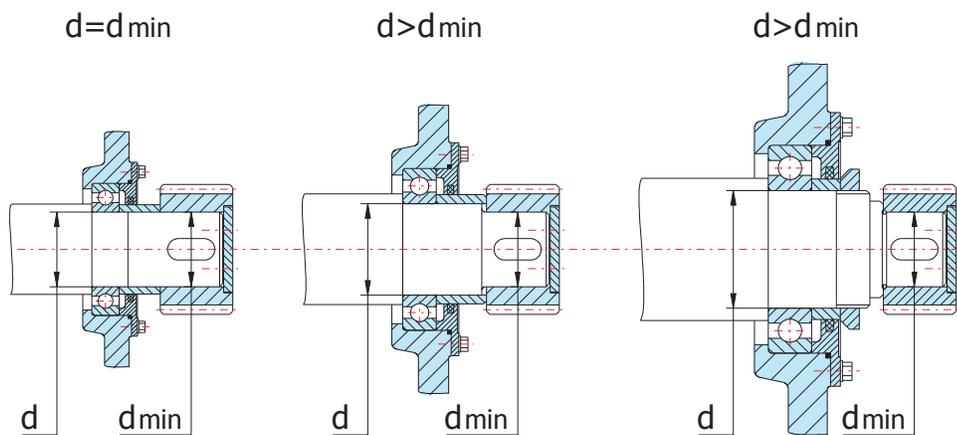
Modulversion : 11.0

Datum : 19.02.2009

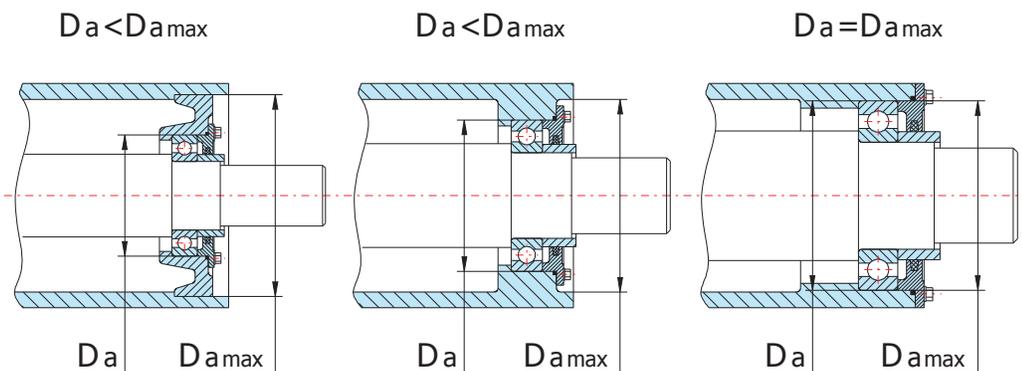
Proj. Nr :

## Wälzlager

### Min. zul. Wellendurchmesser



### Max. zul. Außendurchmesser



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

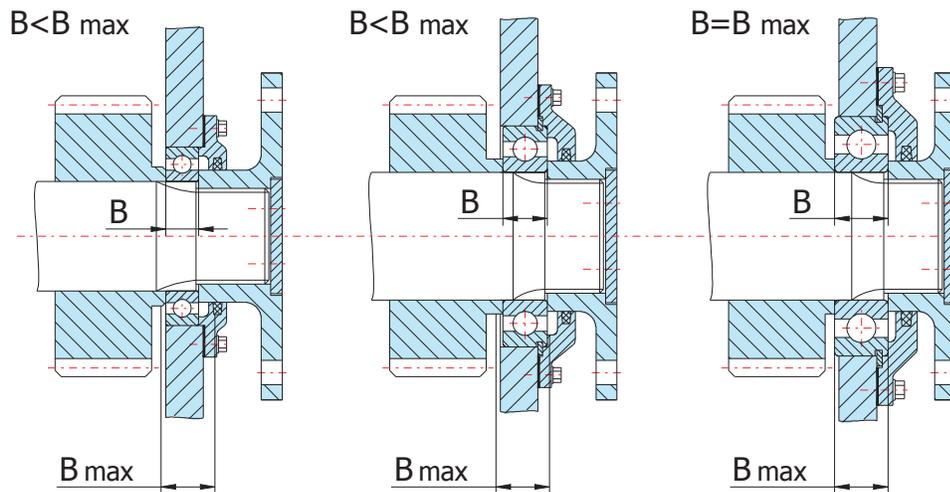
Modulversion : 11.0

Datum : 19.02.2009

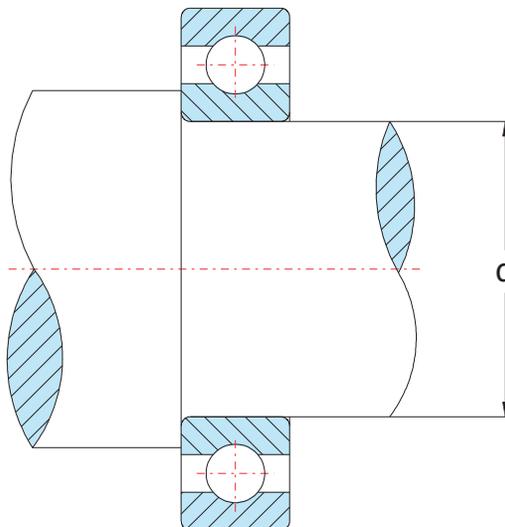
Proj. Nr :

## Wälzlager

### Max. zul. Lagerbreite



### Nenndurchmesser der Lagerbohrung



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

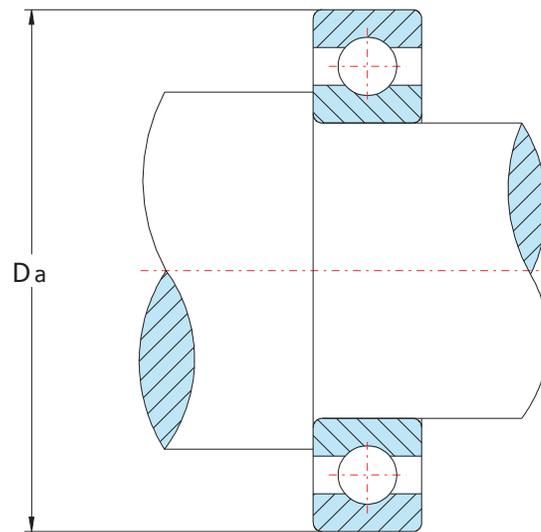
Modulversion : 11.0

Datum : 19.02.2009

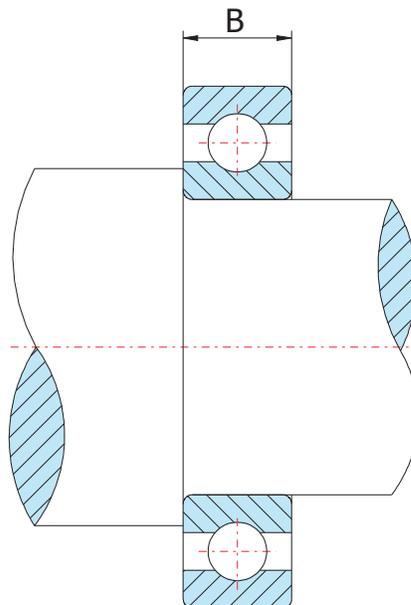
Proj. Nr :

## Wälzlager

### Nenndurchmesser des Lagermantels



### Nennbreite



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

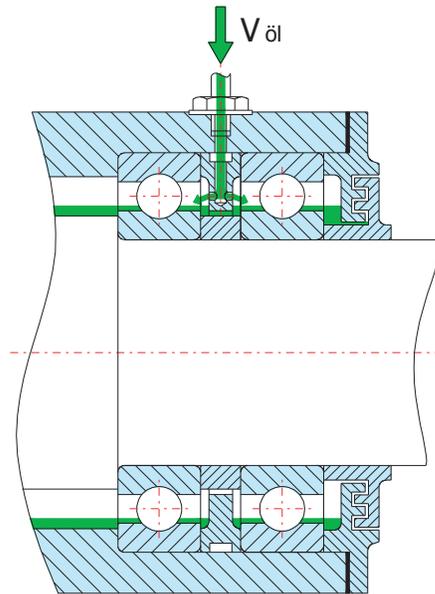
Modulversion : 11.0

Datum : 19.02.2009

Proj. Nr :

## Wälzlager

### Ölstrom bei Umlaufschmierung



#### Ergebnisse:

Lagertyp	Radial Pendelrollenlager zweireihig		
Hersteller	SKF		
Kurzbezeichnung des Lagers	23068CC/W33		
Reihe	230		
Äußere Form	normal		
Nenn Durchmesser der Lagerbohrung	d =	340.0	mm
Nenn Durchmesser des Lagermantels	Da =	520.0	mm
Nennbreite	B =	133.0	mm
Statische Tragzahl des Einzellagers	C0 =	4550000	N
Statischer Radialfaktor	X0 =	1.00	
Statischer Axialfaktor	Y0 =	2.80	
Äquivalente statische Belastung	P0 =	484024	N
Statische Sicherheit	S0 =	9.4	
Dynamische Tragzahl des Einzellagers	C =	2350000	N
Dynamischer Radialfaktor	X =	0.67	
Dynamischer Axialfaktor	Y =	4.20	
Äquivalente dynamische Belastung	P =	509247	N
Grenzdrehzahl	ng =	900	1/min
Lebensdauerbeiwert	a1 =	1.00	
Werkstoff und Betriebsbeiwert	a23 =	0.70	
Modifizierte Lebensdauer	L =	113.8	10 <sup>6</sup> Umdr
Modifizierte Lebensdauer	Lh =	307446.2	h
Betriebstemperatur	t =	21	°C
Kin. Viskosität bei Betriebstemperatur	ny =	215.1	mm <sup>2</sup> /s

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0

Datum : 19.02.2009

Proj. Nr :

## Wälzlager

Reibmoment des Lagers	M =	60133	Nmm
Reibleistung	QR =	39	W
Kühlleistung der Umlaufschmierung	Qöl =	0	W
Wärme konvektion an Umgebung	QL =	39	W
Masse des Einzellagers	m =	105.000	kg

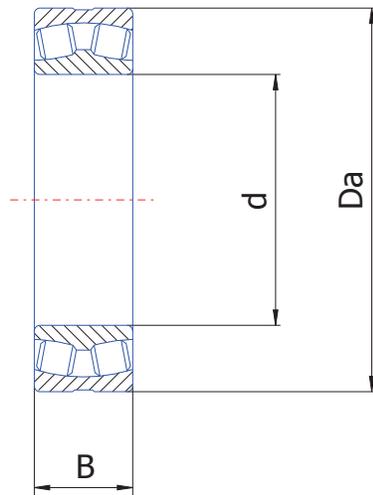
### **Bewertung der Ergebnisse:**

Lh = 307446.2 h >= 100000 h = Lh erf

Die erreichbare Lebensdauer Lh ist größer als die geforderte Lebensdauer Lherf.

Damit ist das Lager ausreichend dimensioniert.

## Kurzbezeichnung des Lagers 23068CC/W33



$$Da = 520.0 \text{ mm}$$

$$D = 340.0 \text{ mm}$$

$$B = 133.0 \text{ mm}$$

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.2

Datum : 25.08.2008

Proj. Nr :

## Wälzlager

Mit dem vorliegenden Programm können radiale und axiale Wälzlager ausgewählt und nachgerechnet werden. Es werden statische und dynamische Belastungen berücksichtigt. Die dynamischen Belastungen können stationär und instationär sein.

Die Berechnung basiert auf folgenden Grundlagen

- [1] DIN ISO 76 vom Oktober 1988; Wälzlager; Statische Tragzahlen.
- [2] DIN ISO 281 von November 2006; Wälzlager; Entwurf; Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer.
- [3] DIN ISO 281/A2 vom September 2001; Wälzlager; Dynamische Tragzahl und nominelle Lebensdauer; Änderung 2; Lebensdauerbeiwert axyz.
- [4] DIN 623-1 vom Mai 1993 bzw. DIN 623-2 vom Juni 2000; Wälzlager; Grundlagen; Bezeichnung, Kennzeichnung.
- [5] DIN 51 519 vom August 1998; Schmierstoffe; ISO-Viskositätsklassen für flüssige Industrie-Schmierstoffe.
- [6] Roloff/Matek Maschinenelemente/ Normung Berechnung Gestaltung; 14. Auflage, Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 2000. S. 450 bis 496 Abschnitt 14 Wälzlager und Wälzlagerungen.
- [7] Roloff/Matek Maschinenelemente/ Tabellen; 14. Auflage, Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 2000. S. 122 bis 133 Abschnitt 14 Wälzlager.
- [8] Der Schmierstoff im Wälzlager/ Aufgaben der Schmierung bei Wälzlagern. Firmenschrift der Firma FAG OEM und Handel AG; Publ.-Nr. WL 81 115/4 DA. Bezogen aus Internet: [www.fag.de](http://www.fag.de) Stand: Nov.2001.
- [9] Interaktiver SKF Lagerungskatalog Version 2.0; SKF 2001 Publikation 4702 G (CD-ROM)
- [10] eCatalog Version 3.0 (Wälzlagerkatalog auf CD-ROM) FAG OEM und Handel AG, Schweinfurt, 2001.

Die Berechnung der äquivalenten Belastungen und der Lebensdauer beruht auf den Gleichungen der DIN ISO 76 bzw. DIN ISO 281 und den Angaben in den Katalogen des jeweiligen Lagerherstellers. Die Berücksichtigung der Temperatureinflüsse und der Lagerreinheit in der erweiterten Lebensdauerberechnung erfolgt nach den Gleichungen und Tabellen der Firmenschrift FAG: „Der Schmierstoff im Wälzlager“. Die Berechnung der Gesamtlebensdauer für instationäre Belastungen erfolgt nach Roloff/Matek S.478 und 480.

Folgende Lagertypen können berechnet werden:

- Radial-Rillenkugellager, ein- und zweireihig
- Schrägkugellager, ein- und zweireihig
- Radial-Pendelkugellager, zweireihig
- Vierpunktlager
- Axial-Rillenkugellager, ein- und zweiseitig wirkend
- Axial-Schrägkugellager, ein- und zweiseitig wirkend
- Radial- Zylinderrollenlager, ein- und zweireihig
- Radial-Kegelrollenlager, einseitig wirkend
- Tonnenlager (=Radial-Pendelrollenlager, einreihig)
- Radial-Pendelrollenlager, zweireihig
- Axial-Zylinderrollenlager, ein- und zweiseitig wirkend
- Axial-Pendelrollenlager, einseitig wirkend
- Radial-Nadellager

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.2

Datum : 25.08.2008

Proj. Nr :

## Wälzlager

### Eingabedaten:

### Wälzlager

#### Angaben zum Berechnungsablauf

Belastungsart	dynamisch
Umfang der Berechnung	erweitert
Umfang der Ergebnisanzeigen	ausführlich
Hersteller / Katalogdaten	FAG und SKF
Lagerauswahl	Neu anfangen

#### Anforderungen an die Lagerung

Lastfälle berücksichtigen	nein	
Radialkraft	Fr : 960535	N
Axialkraft	Fa : 0	N
Drehzahl	n = 6.17	1/min

Erf. Lebensdauer	Lh erf : 100000	h
Erf. Zuverlässigkeit	Zu erf = 90	%
Erf. Sicherheit gegen stat. Belast.	S0 erf = 2	
Min. zul. Wellendurchmesser	dmin = 500	mm
Max. zul. Außendurchmesser	Dmax = 1000	mm
Max. zul. Lagerbreite	Bmax = 400	mm

#### Lagerparameter

Lagertyp	Radial Pendelrollenlager zweireihig	
Kurzzeichen des Herstellers		
Reihe		
Äußere Form	normal	
Viskositätsklasse ISO	VG = 68	mm <sup>2</sup> /s
Umgebungstemperatur	tU = 20	°C
Ölstrom bei Umlaufschmierung	Völ = 0	dm <sup>3</sup> /min
Kühlfaktor	Kt = 1	
Verunreinigungsfaktor	V1	

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

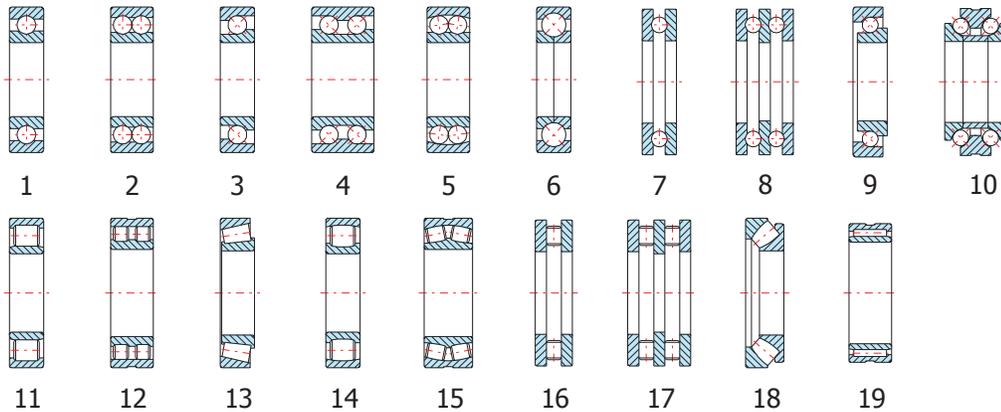
Modulversion : 11.0.2

Datum : 25.08.2008

Proj. Nr :

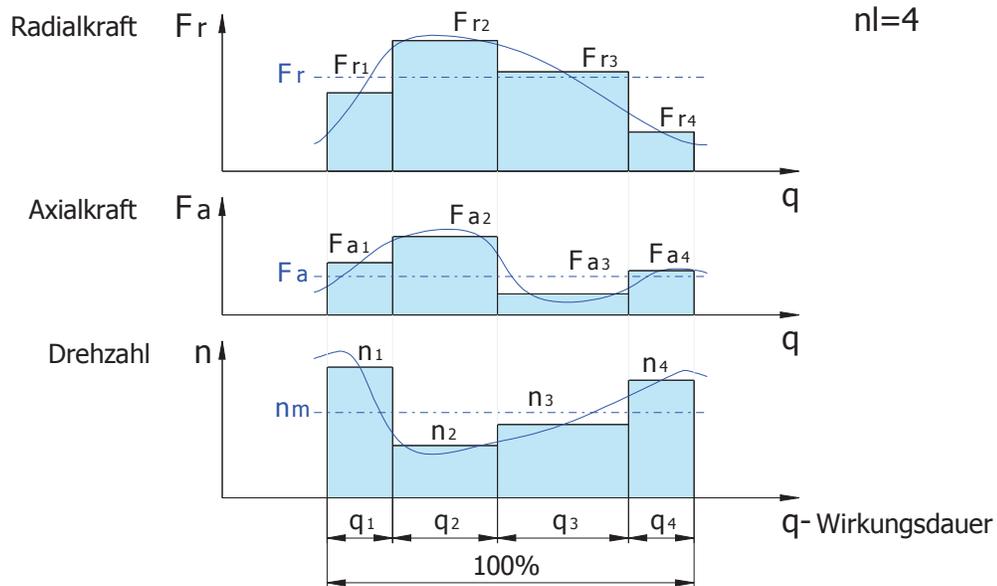
## Wälzlager

### Lagertyp



- 1-Radial Rillenkugellager einreihig; 2-Radial Rillenkugellager zweireihig;  
 3-Radial Schrägkugellager einreihig; 4-Radial Schrägkugellager zweireihig;  
 5-Radial Pendelkugellager zweireihig; 6-Vierpunktager; 7-Axial Rillenkugellager einseitig wirkend;  
 8-Axial Rillenkugellager zweiseitig wirkend; 9-Axial Schrägkugellager einseitig wirkend;  
 10-Axial Schrägkugellager zweiseitig wirkend; 11-Radial Zylinderrollenlager einreihig;  
 12-Radial Zylinderrollenlager zweireihig; 13-Radial Kegelrollenlager einreihig; 14-Tonnenlager;  
 15-Radial Pendelrollenlager zweireihig; 16-Axial Zylinderrollenlager einseitig wirkend;  
 17-Axial-Zylinderrollenlager, zweiseitig wirkend; 18-Axial Pendelrollenlager einreihig; 19-Nadellager.

### Anzahl der Lastfälle



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

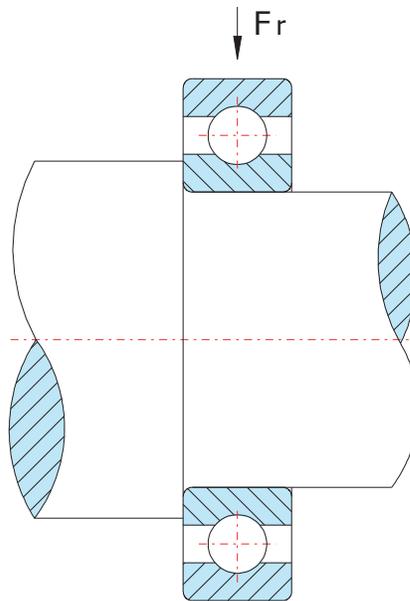
Modulversion : 11.0.2

Datum : 25.08.2008

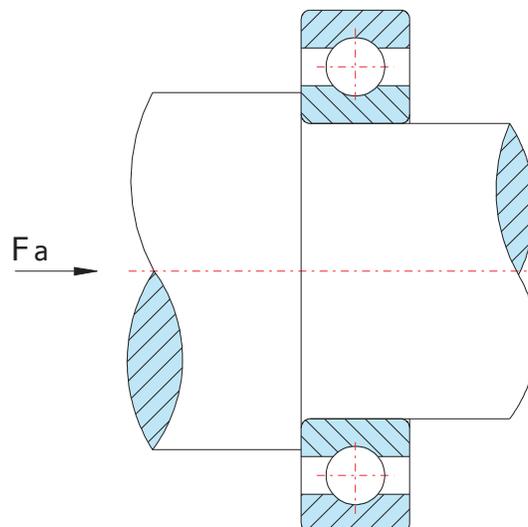
Proj. Nr :

## Wälzlager

### Radialkraft



### Axialkraft



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

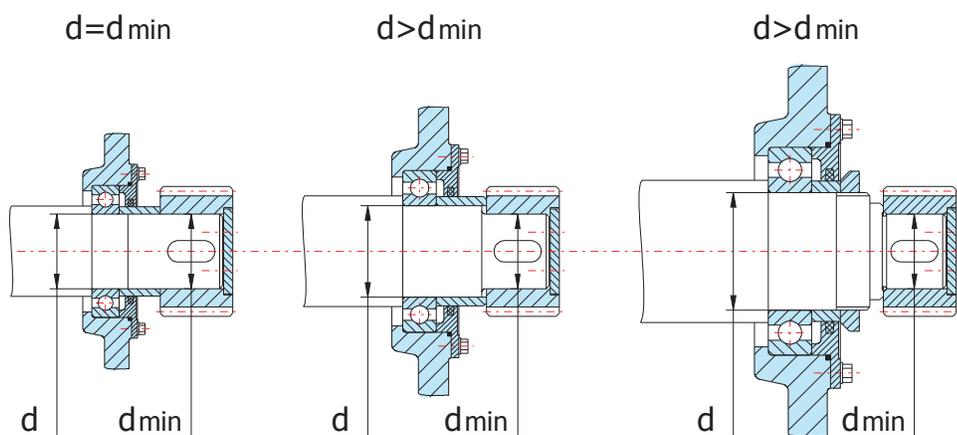
Modulversion : 11.0.2

Datum : 25.08.2008

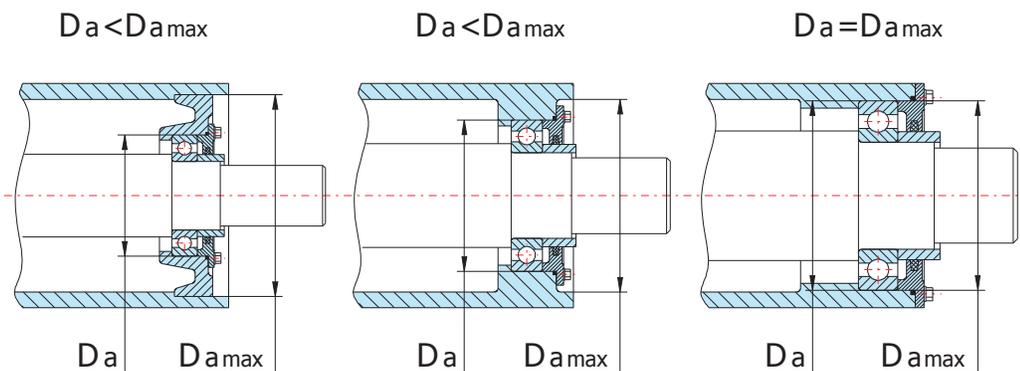
Proj. Nr :

## Wälzlager

### Min. zul. Wellendurchmesser



### Max. zul. Außendurchmesser



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

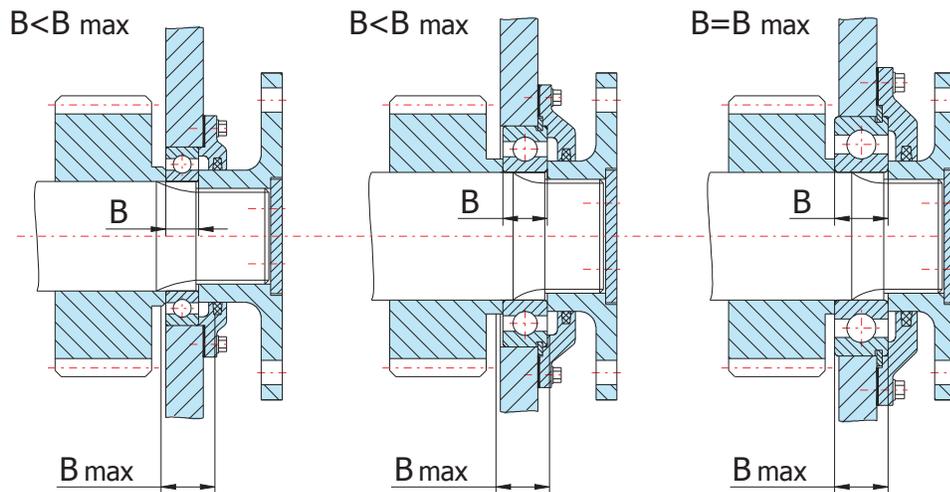
Modulversion : 11.0.2

Datum : 25.08.2008

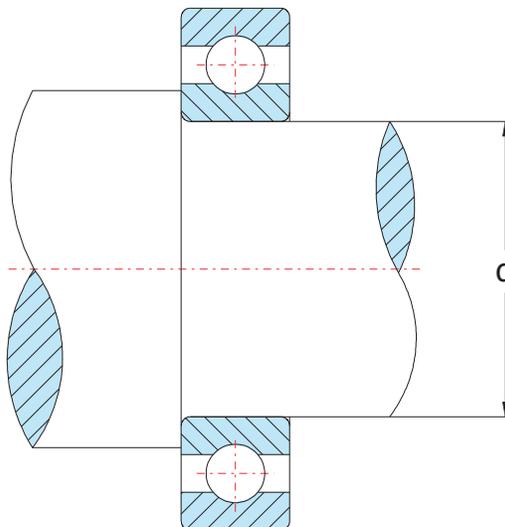
Proj. Nr :

## Wälzlager

### Max. zul. Lagerbreite



### Nenndurchmesser der Lagerbohrung



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

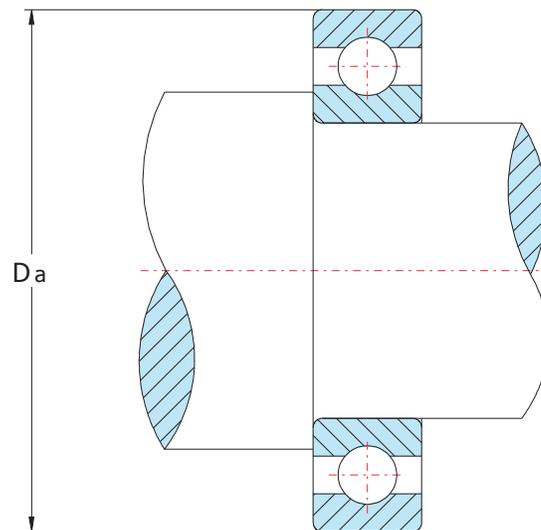
Modulversion : 11.0.2

Datum : 25.08.2008

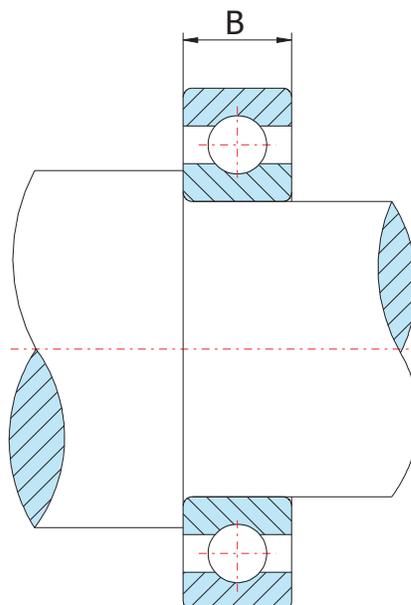
Proj. Nr :

## Wälzlager

### Nenndurchmesser des Lagermantels



### Nennbreite



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

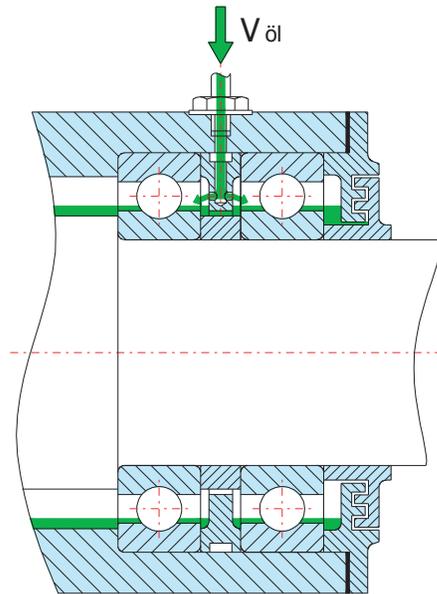
Modulversion : 11.0.2

Datum : 25.08.2008

Proj. Nr :

## Wälzlager

### Ölstrom bei Umlaufschmierung



#### Ergebnisse:

Lagertyp	Radial Pendelrollenlager zweireihig		
Hersteller	SKF		
Kurzbezeichnung des Lagers	230/500CA/W33		
Reihe	230		
Äußere Form	normal		
Nenndurchmesser der Lagerbohrung	d =	500.0	mm
Nenndurchmesser des Lagermantels	Da =	720.0	mm
Nennbreite	B =	167.0	mm
Statische Tragzahl des Einzellagers	C0 =	7800000	N
Statischer Radialfaktor	X0 =	1.00	
Statischer Axialfaktor	Y0 =	3.20	
Äquivalente statische Belastung	P0 =	960535	N
Statische Sicherheit	S0 =	8.1	
Dynamische Tragzahl des Einzellagers	C =	3680000	N
Dynamischer Radialfaktor	X =	1.00	
Dynamischer Axialfaktor	Y =	3.20	
Äquivalente dynamische Belastung	P =	960535	N
Grenzdrehzahl	ng =	480	1/min
Lebensdauerbeiwert	a1 =	1.00	
Werkstoff und Betriebsbeiwert	a23 =	0.65	
Modifizierte Lebensdauer	L =	57.1	10 <sup>6</sup> Umdr
Modifizierte Lebensdauer	Lh =	154188.9	h
Betriebstemperatur	t =	21	°C
Kin. Viskosität bei Betriebstemperatur	ny =	206.5	mm <sup>2</sup> /s

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.2

Datum : 25.08.2008

Proj. Nr :

## Wälzlager

Reibmoment des Lagers	M =	166239	Nmm
Reibleistung	QR =	107	W
Kühlleistung der Umlaufschmierung	Qöl =	0	W
Wärme konvektion an Umgebung	QL =	107	W
Masse des Einzellagers	m =	225.000	kg

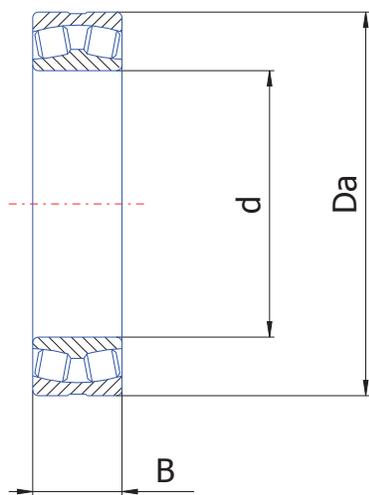
### **Bewertung der Ergebnisse:**

$L_h = 154188.9 \text{ h} \geq 100000 \text{ h} = L_h \text{ erf}$

Die erreichbare Lebensdauer  $L_h$  ist größer als die geforderte Lebensdauer  $L_{herf}$ .

Damit ist das Lager ausreichend dimensioniert.

## Kurzbezeichnung des Lagers 230/500CA/W33



$$Da = 720.0 \text{ mm}$$

$$D = 500.0 \text{ mm}$$

$$B = 167.0 \text{ mm}$$

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.3

Datum : 07.08.2008

Proj. Nr :

## Zylindrische Pressverbände

Mit dem vorliegenden Programm können, basierend auf der Berechnungsgrundlage DIN 7190, Ausgabe Februar 2001, Pressverbände mit zylindrischen Wirkflächen, deren Teile aus metallischen Werkstoffen bestehen, berechnet werden.

Ausgehend von dem Berechnungsmodell, welches abweichend eines realen Pressverbandes eine konstante axiale Länge von Innen- und Außenteil aufweist, können die durch das Fügen hervorgerufenen elastischen oder aber elastisch-plastischen Verformungen im Außenteil berücksichtigt werden.

### Berechnungsgrundlage

Die Berechnungsgrundlage für das Modul zylindrische Pressverbände stellt die DIN 7190 Ausgabe Februar 2001 dar. Des Weiteren wurden folgende Normen verwendet:

- DIN ISO 286 Teil 1, Ausgabe November 1990, ISO-System für Grenzmaße und Passungen
- DIN ISO 286 Teil 2, Ausgabe November 1990, ISO-System für Grenzmaße und Passungen

### Geltungsbereich

In Anlehnung an die DIN 7190 ist der Geltungsbereich für den aus metallischen Werkstoffen bestehende zylindrische Pressverband wie folgt festgelegt:

- Es können rein elastische als auch elastisch-plastische Pressverbände berücksichtigt werden. Letztere weisen neben eines rein elastischen Innenteils (Welle) eine plastisch beanspruchte Ringzone des Außenteils (Nabe) auf und können berechnet werden, wenn folgende Voraussetzungen erfüllt sind:
  - Das Innenteil (Welle) muss voll sein ( $DiI=0$  bzw.  $QI=0$ )
  - Innen- und Außenteil müssen gleiche Elastizitätskonstanten aufweisen ( $EA=EI$ ;  $muA=muI$ )
  - Ausreichende Verformbarkeit der beteiligten Werkstoffe (Bruchdehnung  $A>=10\%$ , Brucheinschnürung  $Z>=30\%$ )
  - Der berechnete bezogene Plastizitätsdurchmesser muss im Bereich  $1<=Dzeta<=1/QA$  liegen
- Der Gültigkeitsbereich des Fugendurchmessers (Nennmaß der Welle) ist für den Berechnungsgang "Vorauslegung" und "Nachrechnung", sofern hierbei die Vorgabe über die ISO-Toleranzklassen erfolgt wie nachstehend festgelegt:  
 $1mm<=DF<=3150mm$
- Für den Innendurchmesser des Innenteils (Bohrung der Welle) gilt:  
( $QI<=0,9$  bzw.  $DiI<=0,9*DF$ )
- Bei spröden Werkstoffen ist nur eine rein elastische Auslegung zulässig
- gemittelte Rautiefe der Fügeflächen:  $0,63mu_m<=Rz<=250mu_m$
- Ein durch Fliehkraft beanspruchter Pressverband kann berücksichtigt werden, wenn folgende Bedingungen eingehalten werden:
  - Das Innenteil (Welle) muss voll sein ( $DiI=0$  bzw.  $QI=0$ )
  - Innen- und Außenteil müssen gleiche Elastizitätskonstanten und Dichten aufweisen ( $EA=EI$ ;  $muA=muI$ ;  $RohA=RohI$ )
  - Durch das Fügen und durch die Fliehkraft treten im Innen- und Außenteil ausschließlich elastische Verformungen auf.

### Eingabedaten:

#### Zylindrische Pressverbände

Fügeart

ISO-Paßsystem

Berechnungsgang

Querpressverband

System Einheitsbohrung

Vorauslegung

Vorgabe über den Mindestwert

übertragendes Drehmoment bzw. Axialkraft

zu übertragendes Drehmoment

T = 976000 Nm

zu übertragende Axialkraft

Fax = 0 N

Fugendurchmesser (Nennmaß)

DF = 500 mm

Fliehkrafteinfluß berücksichtigen

ja

Drehzahl

n = 6.17 1/min

Fliehkraftbedingter Abfall des Fugendrucks von höchstens 10%% einhalten

nein

### Geometrie

Berechnung der gestuften Nabenabschnitte

ja

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.3

Datum : 07.08.2008

Proj. Nr. :

## Zylindrische Pressverbände

### Nabenabschnitt

Nr.	Fugenlänge IF = mm	Außendurchmesser des Außenteils DaA = mm
1	200	760
2	54	1120
3	10	880

### Bauteileigenschaften

#### Innenteils- Werkstoffe (Festigkeitswerte) nach

MDESIGN Datenbank

Werkstoffbezeichnung	42CrMo4	
Werkstoffnummer	1.7225	
Werkstoffgruppe	Vergütungsstahl	
Wärmebehandlung / Zustand	vergütet	
Normabmessung	dNp = 16	mm
Fließgrenze für dNp	RpN = 900	N/mm <sup>2</sup>
Elastizitätsmodul	E = 210000	N/mm <sup>2</sup>
Poisson-Zahl	v = 0.3	
Dichte	ρ = 7850	kg/m <sup>3</sup>
Bruchdehnung	Amin = 10	%
Brucheinschnürung	Z : 40	%

Werkstoff randschichtgehärtet

nein

Beanspruchungen vorwiegend quer zur bevorzugten Bearbeitungs(Walz)richtung

nein

#### Außenteils - Werkstoffe (Festigkeitswerte) nach

MDESIGN Datenbank

Werkstoffbezeichnung	42CrMo4	
Werkstoffnummer	1.7225	
Werkstoffgruppe	Vergütungsstahl	
Wärmebehandlung / Zustand	vergütet	
Normabmessung	dNp = 16	mm
Fließgrenze für dNp	RpN = 900	N/mm <sup>2</sup>
Elastizitätsmodul	E = 210000	N/mm <sup>2</sup>
Poisson-Zahl	v = 0.3	
Dichte	ρ = 7850	kg/m <sup>3</sup>
Bruchdehnung	Amin = 10	%
Brucheinschnürung	Z : 40	%

Werkstoff randschichtgehärtet

nein

Beanspruchungen vorwiegend quer zur bevorzugten Bearbeitungs(Walz)richtung

nein

### Oberflächenrauheit der Fügeflächen

gemittelte Rautiefe der Fügefläche des Außenteils

RzA = 25      μm

gemittelte Rautiefe der Fügefläche des Innenteils

RzI = 25      μm

### Soll-Sicherheiten

Sollsicherheit gegen Rutschen

Sr = 2

Sollsicherheit gegen vollplastische Verformung des Außenteils

SPA = 1.2

Sollsicherheit gegen vollplastische Verformung des Innenteils

SPI = 1.2

### Reibwerte

Haftbeiwert bei Rutschen in Umfangsrichtung

vru = 0.2

Haftbeiwert bei Rutschen in Längsrichtung

vrI = 0.2

### Thermisches Fügen von Querpressverbänden

Kühlverfahren des Innenteil

Raumtemperatur

Fügespiel zulassen

nein

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.3

Datum : 07.08.2008

Proj. Nr :

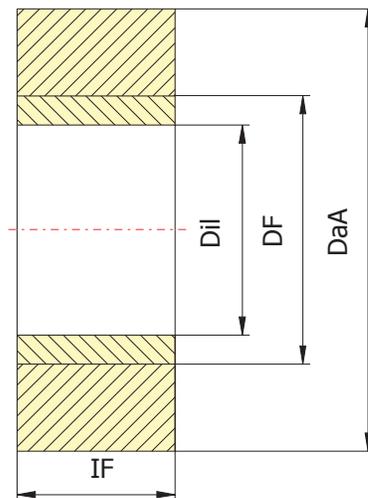
## Zylindrische Pressverbände

Längenausdehnungskoeffizient des Außenteils  
Längenausdehnungskoeffizient des Innenteils  
zulässige Fügetemperatur des Außenteils

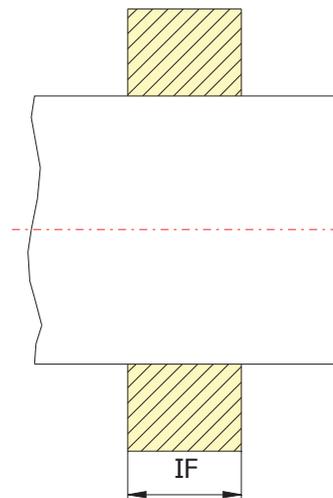
$\alpha_A = 11$   $10^{-6}/K$   
 $\alpha_I = -8.5$   $10^{-6}/K$   
 $\theta_{Azul} = 400$   $^{\circ}C$

## Zylindrische Pressverbände

Berechnungsmodell



Realer Pressverband



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

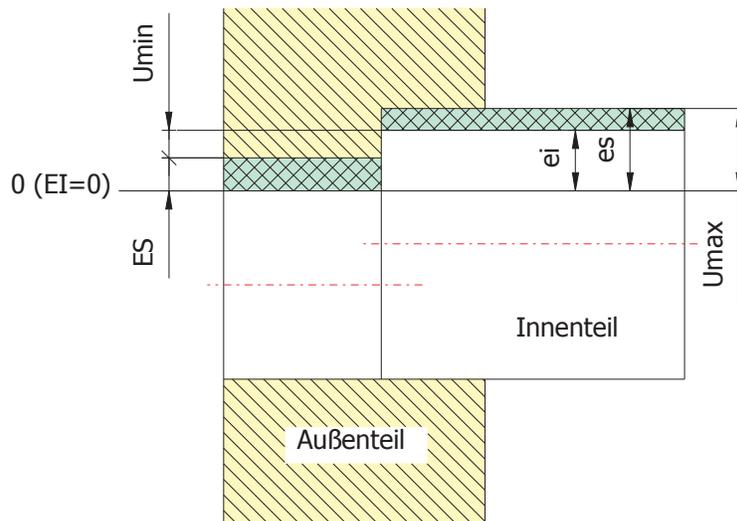
Modulversion : 11.0.3

Datum : 07.08.2008

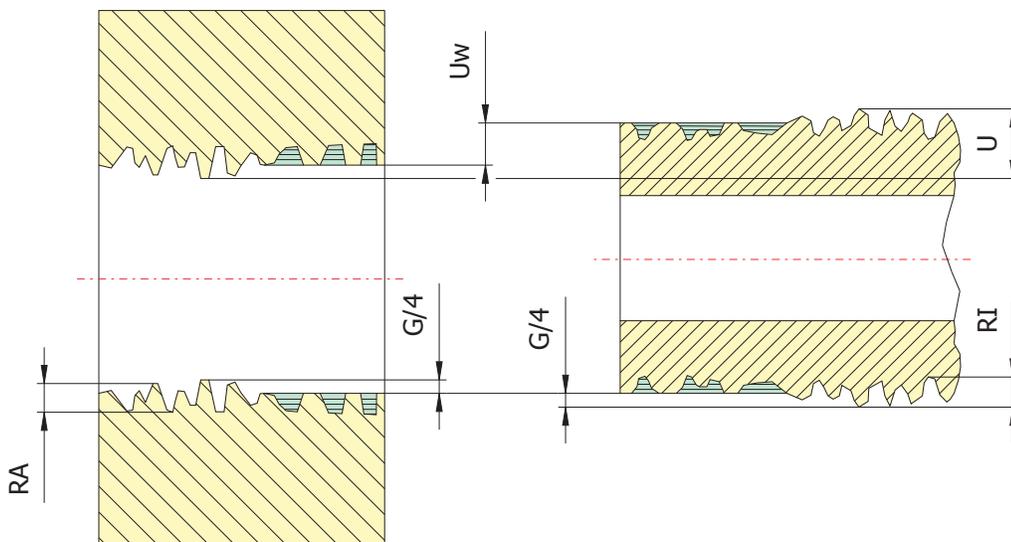
Proj. Nr :

## Zylindrische Pressverbände

### Übermaßpassung am Beispiel System Einheitsbohrung



### Glättung der Fügeflächen



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.3

Datum : 07.08.2008

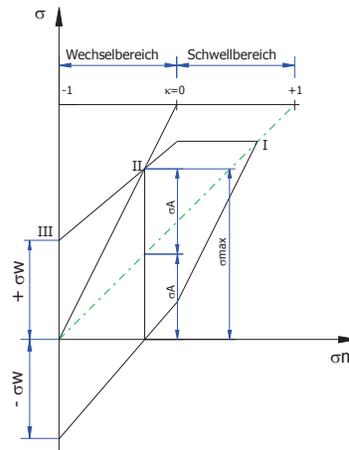
Proj. Nr. :

## Zylindrische Pressverbände

### Dauerfestigkeitsschaubild nach Smith (schematisch)

Fall:

- I statisch
- II dynamisch - schwellend
- III dynamisch - wechselnd



#### Ergebnisse:

Gesamte Fügelänge	IF	=	264.000	mm
Äquivalenter Nabenaussendurchmesser	DaA	=	810.157	mm
Äquivalentes Außendurchmesser Verhältnis	QA	=	0.617	
Durchmesser Verhältnis Innenteil	QI	=	0.000	
Mittenrauwert der Fügefläche des Außenteils	RaA	=	2.000	µm
Mittenrauwert der Fügefläche des Innenteils	RaI	=	2.000	µm
Werkstoffbezeichnung des Außenteils:			42CrMo4	
untere Streckgrenze des Außenteils	ReLA	=	900.000	N/mm <sup>2</sup>
für deff		=	1120.000	mm
Grenzdruck für vollplastisches Außenteil	pPA	=	501.553	N/mm <sup>2</sup>
Werkstoffbezeichnung des Innenteils:			42CrMo4	
untere Streckgrenze des Innenteils	ReLI	=	900.000	N/mm <sup>2</sup>
für deff		=	500.000	mm
Grenzdruck für vollplastisches Innenteil	pPI	=	1039.230	N/mm <sup>2</sup>
Gewählte ISO-Passung:			500 H10/z10	
oberes Abmaß Außenteil (Nabe)	ES	=	250.0	µm
unteres Abmaß Außenteil (Nabe)	EI	=	0.0	µm
oberes Abmaß Innenteil (Welle)	es	=	1500.0	µm
unteres Abmaß Innenteil (Welle)	ei	=	1250.0	µm

Verformung Außenteil

**Mindestübermaß**  
rein elastisch

**Höchstübermaß**  
rein elastisch

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.3

Datum : 07.08.2008

Proj. Nr :

## Zylindrische Pressverbände

Übermaß	U	=	1.000	1.500	mm
wirksames Übermaß im gefügten Zustand	Uw	=	0.960	1.460	mm
bezogenes wirksames Übermaß	ζw	=	0.001920	0.002920	
erreichbarer Fugendruck im Stillstand	p	=	124.812	189.818	N/mm <sup>2</sup>
Fugendruck bei Drehzahl n	pn	=	124.812	189.818	N/mm <sup>2</sup>
übertr. Drehmoment gemäß Fugendruck im Stillstand	T	=	1293959.463	1967896.683	Nm
übertr. Drehmoment unter Fliehkräfteinfluß	Tn	=	1293958.039	1967895.260	Nm
übertr. Axialkraft gemäß Fugendruck im Stillstand	Fax	=	5175.838	7871.587	kN
übertr. Axialkraft unter Fliehkräfteinfluß	Faxn	=	5175.832	7871.581	kN
Umfangsgeschwindigkeit der Außenkontur des Außenteils	u	=	0.262	m/s	
Umfangsgeschwindigkeit bei der das Außenteil abhebt	uab	=	249.516	307.708	m/s
Drehzahl bei der das Außenteil abhebt	nab	=	5882.079	7253.901	1/min
Fügespiel	Usθ	=	0.000	mm	
Übermaß beim Fügen	UF	=	1.500	mm	
Umgebungstemperatur beim Fügen	θR	=	20.000	°C	
Temperatur des Innenteils beim Fügen	θI	=	20.000	°C	
Erforderliche Temperatur des Außenteils beim Fügen	θAerf	=	292.727	°C	
Radialspannung Außenteil bezogen auf DF	σrAi	=	-189.818	N/mm <sup>2</sup>	
Radialspannung volles Innenteil konstant	σrI	=	-189.818	N/mm <sup>2</sup>	
Tangentialspannung Außenteil bezogen auf DAa	σtAa	=	233.563	N/mm <sup>2</sup>	
Tangentialspannung Außenteil bezogen auf DF	σtAi	=	423.382	N/mm <sup>2</sup>	
Tangentialspannung volles Innenteil konstant	σtI	=	-189.818	N/mm <sup>2</sup>	
Maximale Vergleichsspannung Außenteil	σvAi	=	613.200	N/mm <sup>2</sup>	
Maximale Vergleichsspannung Innenteil	σvI	=	189.818	N/mm <sup>2</sup>	

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

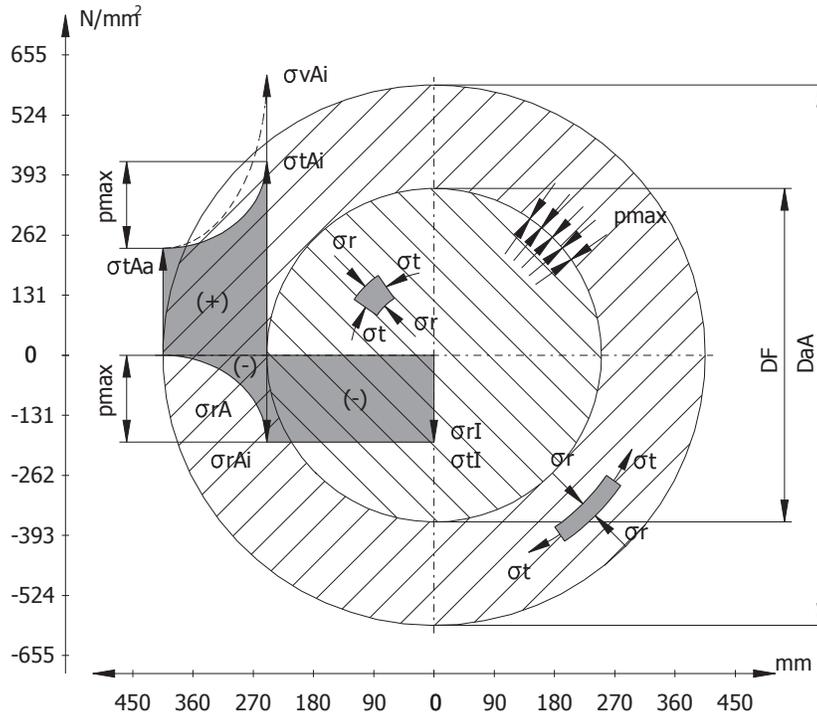
Modulversion : 11.0.3

Datum : 07.08.2008

Proj. Nr :

## Zylindrische Pressverbände

### Spannungsverlauf im elastischen Pressverband



- DF = 500.000 mm
- DaA = 810.157 mm
- $\sigma_{tAa} = 233.563 N/mm^2$
- $\sigma_{tAi} = 423.382 N/mm^2$
- $\sigma_{vAi} = 613.200 N/mm^2$
- $p_{max} = 189.818 N/mm^2$
- $\sigma_{rAi} = -189.818 N/mm^2$
- $\sigma_{tI} = -189.818 N/mm^2$

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.3

Datum : 07.08.2008

Proj. Nr :

## Zylindrische Pressverbände

Mit dem vorliegenden Programm können, basierend auf der Berechnungsgrundlage DIN 7190, Ausgabe Februar 2001, Pressverbände mit zylindrischen Wirkflächen, deren Teile aus metallischen Werkstoffen bestehen, berechnet werden.

Ausgehend von dem Berechnungsmodell, welches abweichend eines realen Pressverbandes eine konstante axiale Länge von Innen- und Außenteil aufweist, können die durch das Fügen hervorgerufenen elastischen oder aber elastisch-plastischen Verformungen im Außenteil berücksichtigt werden.

### Berechnungsgrundlage

Die Berechnungsgrundlage für das Modul zylindrische Pressverbände stellt die DIN 7190 Ausgabe Februar 2001 dar. Des Weiteren wurden folgende Normen verwendet:

- DIN ISO 286 Teil 1, Ausgabe November 1990, ISO-System für Grenzmaße und Passungen
- DIN ISO 286 Teil 2, Ausgabe November 1990, ISO-System für Grenzmaße und Passungen

### Geltungsbereich

In Anlehnung an die DIN 7190 ist der Geltungsbereich für den aus metallischen Werkstoffen bestehende zylindrische Pressverband wie folgt festgelegt:

- Es können rein elastische als auch elastisch-plastische Pressverbände berücksichtigt werden. Letztere weisen neben eines rein elastischen Innenteils (Welle) eine plastisch beanspruchte Ringzone des Außenteils (Nabe) auf und können berechnet werden, wenn folgende Voraussetzungen erfüllt sind:
  - Das Innenteil (Welle) muss voll sein ( $DiI=0$  bzw.  $QI=0$ )
  - Innen- und Außenteil müssen gleiche Elastizitätskonstanten aufweisen ( $EA=EI$ ;  $muA=muI$ )
  - Ausreichende Verformbarkeit der beteiligten Werkstoffe (Bruchdehnung  $A>=10\%$ , Brucheinschnürung  $Z>=30\%$ )
  - Der berechnete bezogene Plastizitätsdurchmesser muss im Bereich  $1<=Dzeta<=1/QA$  liegen
- Der Gültigkeitsbereich des Fugendurchmessers (Nennmaß der Welle) ist für den Berechnungsgang "Vorauslegung" und "Nachrechnung", sofern hierbei die Vorgabe über die ISO-Toleranzklassen erfolgt wie nachstehend festgelegt:  
 $1mm<=DF<=3150mm$
- Für den Innendurchmesser des Innenteils (Bohrung der Welle) gilt:  
( $QI<=0,9$  bzw.  $DiI<=0,9*DF$ )
- Bei spröden Werkstoffen ist nur eine rein elastische Auslegung zulässig
- gemittelte Rautiefe der Fügeflächen:  $0,63mu_m<=Rz<=250mu_m$
- Ein durch Fliehkraft beanspruchter Pressverband kann berücksichtigt werden, wenn folgende Bedingungen eingehalten werden:
  - Das Innenteil (Welle) muss voll sein ( $DiI=0$  bzw.  $QI=0$ )
  - Innen- und Außenteil müssen gleiche Elastizitätskonstanten und Dichten aufweisen ( $EA=EI$ ;  $muA=muI$ ;  $RohA=RohI$ )
  - Durch das Fügen und durch die Fliehkraft treten im Innen- und Außenteil ausschließlich elastische Verformungen auf.

### Eingabedaten:

#### Zylindrische Pressverbände

Fügeart

ISO-Paßsystem

Berechnungsgang

Querpressverband

System Einheitsbohrung

Vorauslegung

Vorgabe über den Mindestwert

übertragendes Drehmoment bzw.  
Axialkraft

zu übertragendes Drehmoment

T = 976000 Nm

zu übertragende Axialkraft

Fax = 119375 N

Fugendurchmesser (Nennmaß)

DF = 430 mm

Fliehkrafteinfluß berücksichtigen

ja

Drehzahl

n = 6.17 1/min

Fliehkraftbedingter Abfall des Fugendruckes von höchstens 10%% einhalten

nein

### Geometrie

Berechnung der gestuften Nabenabschnitte

ja

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.3

Datum : 07.08.2008

Proj. Nr. :

## Zylindrische Pressverbände

### Nabenabschnitt

Nr.	Fugenlänge IF = mm	Außendurchmesser des Außenteils DaA = mm
1	225	630
2	100	1500
3	225	630

### Bauteileigenschaften

#### Innenteils- Werkstoffe (Festigkeitswerte) nach

MDESIGN Datenbank

Werkstoffbezeichnung	42CrMo4	
Werkstoffnummer	1.7225	
Werkstoffgruppe	Vergütungsstahl	
Wärmebehandlung / Zustand	vergütet	
Normabmessung	dNp = 16	mm
Fließgrenze für dNp	RpN = 900	N/mm <sup>2</sup>
Elastizitätsmodul	E = 210000	N/mm <sup>2</sup>
Poisson-Zahl	v = 0.3	
Dichte	ρ = 7850	kg/m <sup>3</sup>
Bruchdehnung	Amin = 10	%
Brucheinschnürung	Z : 40	%

Werkstoff randschichtgehärtet

nein

Beanspruchungen vorwiegend quer zur bevorzugten Bearbeitungs(Walz)richtung

nein

#### Außenteils - Werkstoffe (Festigkeitswerte) nach

MDESIGN Datenbank

Werkstoffbezeichnung	42CrMo4	
Werkstoffnummer	1.7225	
Werkstoffgruppe	Vergütungsstahl	
Wärmebehandlung / Zustand	vergütet	
Normabmessung	dNp = 16	mm
Fließgrenze für dNp	RpN = 900	N/mm <sup>2</sup>
Elastizitätsmodul	E = 210000	N/mm <sup>2</sup>
Poisson-Zahl	v = 0.3	
Dichte	ρ = 7850	kg/m <sup>3</sup>
Bruchdehnung	Amin = 10	%
Brucheinschnürung	Z : 40	%

Werkstoff randschichtgehärtet

nein

Beanspruchungen vorwiegend quer zur bevorzugten Bearbeitungs(Walz)richtung

nein

### Oberflächenrauheit der Fügeflächen

gemittelte Rautiefe der Fügefläche des Außenteils

RzA = 25      μm

gemittelte Rautiefe der Fügefläche des Innenteils

RzI = 25      μm

### Soll-Sicherheiten

Sollsicherheit gegen Rutschen

Sr = 2

Sollsicherheit gegen vollplastische Verformung des Außenteils

SPA = 1.2

Sollsicherheit gegen vollplastische Verformung des Innenteils

SPI = 1.2

### Reibwerte

Haftbeiwert bei Rutschen in Umfangsrichtung

vru = 0.2

Haftbeiwert bei Rutschen in Längsrichtung

vrI = 0.2

### Thermisches Fügen von Querpressverbänden

Kühlverfahren des Innenteil

Raumtemperatur

Fügespiel zulassen

nein

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.3

Datum : 07.08.2008

Proj. Nr :

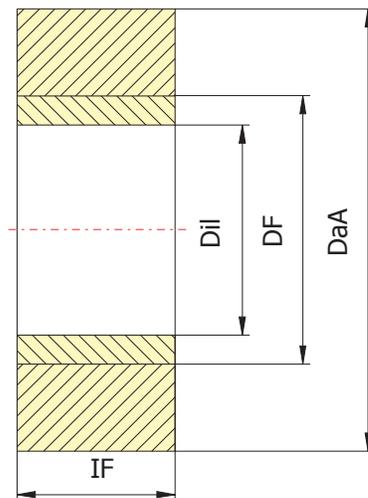
## Zylindrische Pressverbände

Längenausdehnungskoeffizient des Außenteils  
Längenausdehnungskoeffizient des Innenteils  
zulässige Fügetemperatur des Außenteils

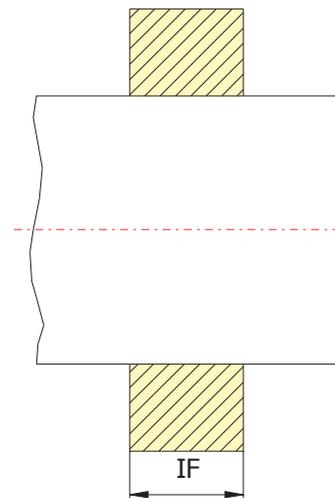
$\alpha_A = 11$   $10^{-6}/K$   
 $\alpha_I = -8$   $10^{-6}/K$   
 $\theta_{Azul} = 400$   $^{\circ}C$

## Zylindrische Pressverbände

Berechnungsmodell



Realer Pressverband



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

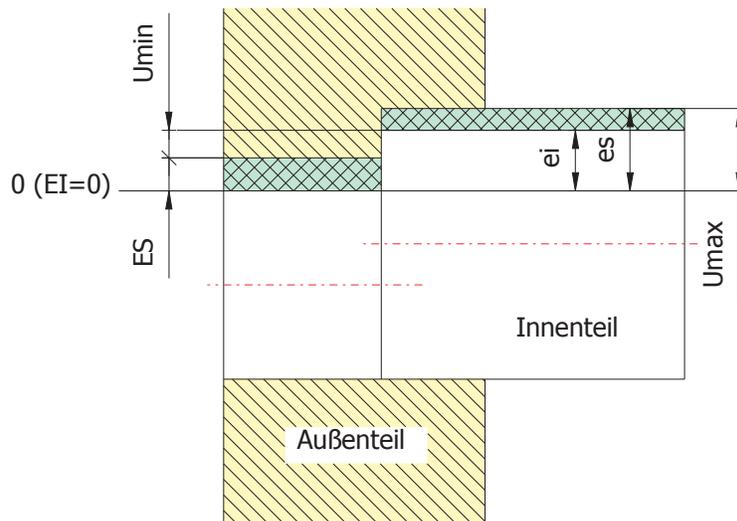
Modulversion : 11.0.3

Datum : 07.08.2008

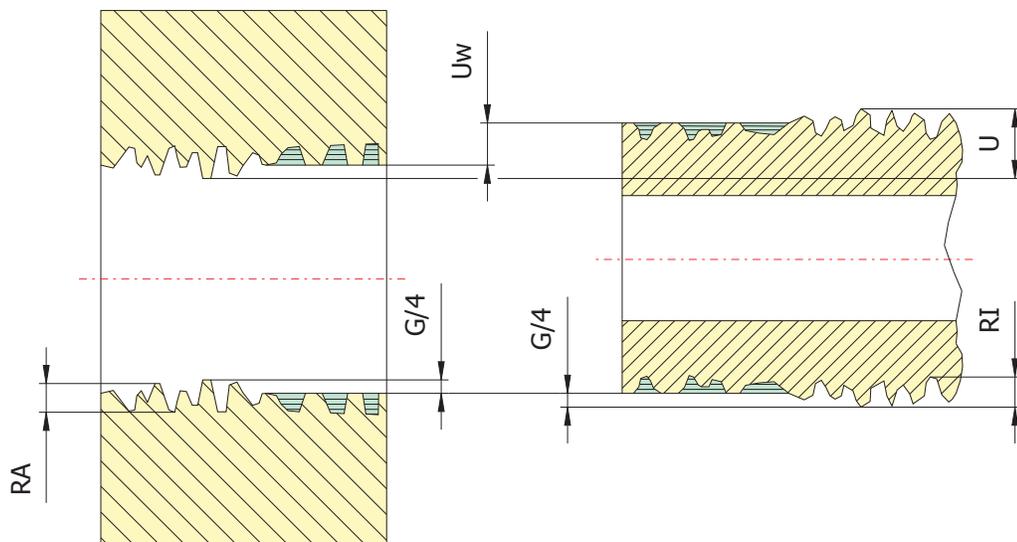
Proj. Nr :

## Zylindrische Pressverbände

### Übermaßpassung am Beispiel System Einheitsbohrung



### Glättung der Fügeflächen



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.3

Datum : 07.08.2008

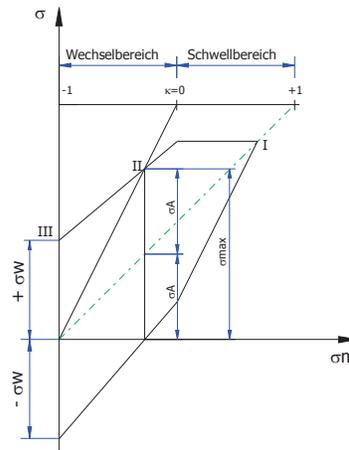
Proj. Nr :

## Zylindrische Pressverbände

### Dauerfestigkeitsschaubild nach Smith (schematisch)

Fall:

- I statisch
- II dynamisch - schwellend
- III dynamisch - wechselnd



#### Ergebnisse:

Gesamte Fügelänge	IF	=	550.000	mm
Äquivalenter Nabenaussendurchmesser	DaA	=	683.229	mm
Äquivalentes Außendurchmesserverhältnis	QA	=	0.629	
Durchmesserverhältnis Innenteil	QI	=	0.000	
Mittenrauwert der Fügefläche des Außenteils	RaA	=	2.000	µm
Mittenrauwert der Fügefläche des Innenteils	RaI	=	2.000	µm
Werkstoffbezeichnung des Außenteils:			42CrMo4	
untere Streckgrenze des Außenteils	ReLA	=	900.000	N/mm <sup>2</sup>
für deff		=	1500.000	mm
Grenzfugendruck für vollplastisches Außenteil	pPA	=	481.210	N/mm <sup>2</sup>
Werkstoffbezeichnung des Innenteils:			42CrMo4	
untere Streckgrenze des Innenteils	ReLI	=	900.000	N/mm <sup>2</sup>
für deff		=	430.000	mm
Grenzfugendruck für vollplastisches Innenteil	pPI	=	1039.230	N/mm <sup>2</sup>
Gewählte ISO-Passung:			430 H10/z10	
oberes Abmaß Außenteil (Nabe)	ES	=	250.0	µm
unteres Abmaß Außenteil (Nabe)	EI	=	0.0	µm
oberes Abmaß Innenteil (Welle)	es	=	1350.0	µm
unteres Abmaß Innenteil (Welle)	ei	=	1100.0	µm

Verformung Außenteil

**Mindestübermaß**  
rein elastisch

**Höchstübermaß**  
rein elastisch

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0.3

Datum : 07.08.2008

Proj. Nr :

## Zylindrische Pressverbände

Übermaß	U	=	0.850	1.350	mm
wirksames Übermaß im gefügten Zustand	Uw	=	0.810	1.310	mm
bezogenes wirksames Übermaß	$\zeta_w$	=	0.001884	0.003047	
erreichbarer Fugendruck im Stillstand	p	=	119.446	193.178	N/mm <sup>2</sup>
Fugendruck bei Drehzahl n	pn	=	119.446	193.178	N/mm <sup>2</sup>
übertr. Drehmoment gemäß Fugendruck im Stillstand	T	=	1908052.913	3085863.353	Nm
übertr. Drehmoment unter Fliehkräfteinfluß	Tn	=	1908051.391	3085861.831	Nm
übertr. Axialkraft gemäß Fugendruck im Stillstand	Fax	=	8874.665	14352.853	kN
übertr. Axialkraft unter Fliehkräfteinfluß	Faxn	=	8874.658	14352.846	kN
Umfangsgeschwindigkeit der Außenkontur des Außenteils	u	=	0.221	m/s	
Umfangsgeschwindigkeit bei der das Außenteil abhebt	uab	=	247.147	314.304	m/s
Drehzahl bei der das Außenteil abhebt	nab	=	6908.622	8785.866	1/min
Fügespiel	Us $\theta$	=	0.000	mm	
Übermaß beim Fügen	UF	=	1.350	mm	
Umgebungstemperatur beim Fügen	$\theta_R$	=	20.000	°C	
Temperatur des Innenteils beim Fügen	$\theta_I$	=	20.000	°C	
Erforderliche Temperatur des Außenteils beim Fügen	$\theta_{Aerf}$	=	305.412	°C	
Radialspannung Außenteil bezogen auf DF	$\sigma_{rAi}$	=	-193.178	N/mm <sup>2</sup>	
Radialspannung volles Innenteil konstant	$\sigma_{rI}$	=	-193.178	N/mm <sup>2</sup>	
Tangentialspannung Außenteil bezogen auf DAa	$\sigma_{tAa}$	=	253.412	N/mm <sup>2</sup>	
Tangentialspannung Außenteil bezogen auf DF	$\sigma_{tAi}$	=	446.590	N/mm <sup>2</sup>	
Tangentialspannung volles Innenteil konstant	$\sigma_{tI}$	=	-193.178	N/mm <sup>2</sup>	
Maximale Vergleichsspannung Außenteil	$\sigma_{vAi}$	=	639.767	N/mm <sup>2</sup>	
Maximale Vergleichsspannung Innenteil	$\sigma_{vI}$	=	193.178	N/mm <sup>2</sup>	

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

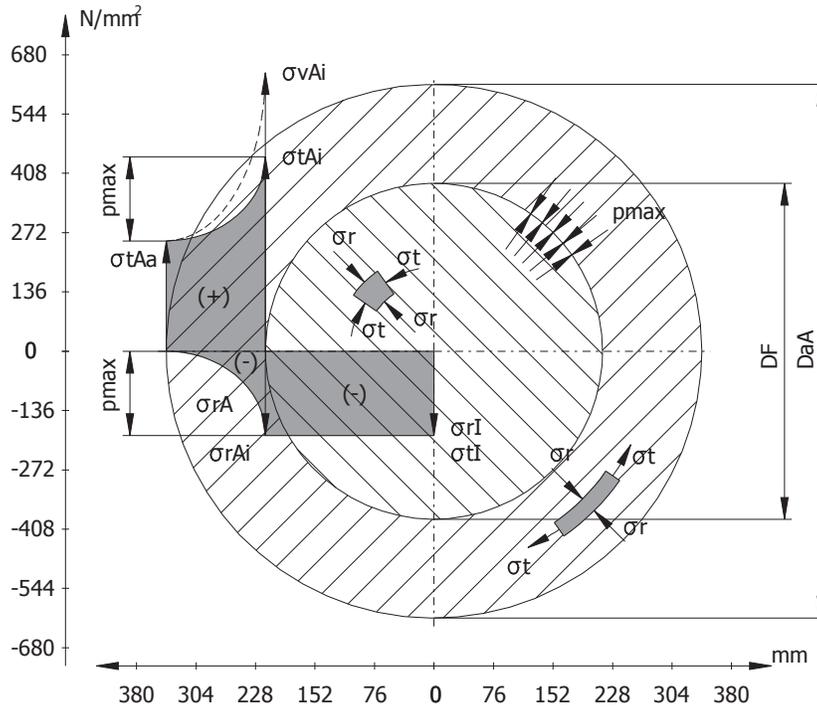
Modulversion : 11.0.3

Datum : 07.08.2008

Proj. Nr :

## Zylindrische Pressverbände

### Spannungsverlauf im elastischen Pressverband



$DF = 430.000 \text{ mm}$   
 $DaA = 683.229 \text{ mm}$   
 $\sigma_{tAa} = 253.412 \text{ N/mm}^2$   
 $\sigma_{tAi} = 446.590 \text{ N/mm}^2$   
 $\sigma_{vAi} = 639.767 \text{ N/mm}^2$   
 $p_{max} = 193.178 \text{ N/mm}^2$   
 $\sigma_{rAi} = -193.178 \text{ N/mm}^2$   
 $\sigma_{tI} = -193.178 \text{ N/mm}^2$

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0

Datum : 07.08.2008

Proj. Nr :

## Schraubenberechnung basis

Die Berechnungsgrundlagen des Programms ist die VDI-Richtlinie 2230 Blatt 1, Ausgabe Februar 2003.

Die Berechnungsgrundlage des Moduls Schraubenberechnung basiert auf der Richtlinie VDI 2230 Blatt 1, Ausgabe Februar 2003 Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Einschraubenverbindungen. Die Montagevorspannkraft FM der Schraube dient hierbei als Hauptauswahlkriterium für den Schraubennendurchmesser.

Des Weiteren wurden folgende DIN-Normen und Firmenschriften verwendet:

DIN EN ISO 4017	Ausgabe März 2001	Sechskantschrauben mit Gewinde bis Kopf
DIN EN ISO 8676	Ausgabe März 2001	Sechskantschrauben mit Gewinde bis Kopf und metrischem Feingewinde
DIN EN ISO 4014	Ausgabe März 2001	Sechskantschrauben mit Schaft
DIN EN ISO 8765	Ausgabe März 2001	Sechskantschrauben mit Schaft und metrischem Feingewinde
DIN EN ISO 4762	Ausgabe Februar 1998	Zylinderschrauben mit Innensechskant
DIN EN ISO 4032	Ausgabe März 2001	Sechskantmuttern, Typ 1
DIN EN ISO 8673	Ausgabe März 2001	Sechskantmuttern, Typ 1, mit metrischem Feingewinde
DIN EN ISO 7089	Ausgabe November 2000	Flache Scheiben, Normale Reihe, Produktklasse A
DIN EN 20 273	Ausgabe Februar 1992	Durchgangslöcher für Schrauben
DIN 13 T1-10	Ausgabe November 1999	Metrisches ISO-Gewinde
DIN EN 10269	Ausgabe November 1999	Stähle und Nickellegierungen für Befestigungselemente bei erhöhten Temperaturen
DIN EN ISO 3506-1	Ausgabe März 1998	Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus nichtrost. Stählen
DIN 267-13	Ausgabe August 1993	Mechanische Verbindungselemente
DIN EN ISO 898-1	Ausgabe November 1999	Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoff und legiertem Stahl

Fachbericht:

VDI-Berichte Nr. 1644, 2001 Schraubenverbindungen

### **Eingabedaten:**

#### **Nachrechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen in Anlehnung an VDI 2230 Zylindrische Einschraubenverbindungen - Standardversion**

Berechnungsgang  
Verspannung  
Verschraubungsart  
Schraubenverbindung  
Betriebsbelastung

Nachrechnung  
Zentrische  
Durchsteckschraubverbindung  
Mehrschraubenverbindung  
dynamisch

### **Belastungen der Schraubenverbindung**

Oberer Grenzwert der Axialkraft

FAO = 0

N

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0

Datum : 07.08.2008

Proj. Nr :

## Schraubenberechnung basis

Unterer Grenzwert der Axialkraft	FAU = 0	N
Erforderliche Mindestklemmkraft vorgeben	nein	
Drehmoment am Umfang der Schraubenverbindung	Mtmax = 976000	Nm
Zusätzliche Querkraft	FQ = 7500	N
Anzahl kraftübertragender innerer Trennfugen	qF = 1	
Anziehverfahren	Streckgrenzgesteuertes Anziehen	
Minimale Reibungszahl im Gewinde	μGmin = 0.12	
Minimale Reibungszahl in der Trennfuge	μTmin = 0.12	
Minimale Reibungszahl in der Kopfauflage	μKmin = 0.12	
Sollsicherheit gegen Querrutschen vorgeben	nein	

Teilkreisdurchmesser	Dt = 1280	mm
Anzahl der Schrauben	i = 36	
Ersatz-Außendurchmesser in der Trennfuge	DA = 56	mm
Ersatz-Außendurchmesser oberhalb der Trennfuge	DA' = 60	mm
Durchmesser des Scherquerschnittes vorgeben	nein	

Abzudichtenden Innendruck berücksichtigen	nein	
Betriebstemperatur der Schraube	Ts = 20	°C
Betriebstemperatur der verspannten Teile	Tp = 20	°C

### Schraube

Festigkeitsklasse	12.9	
E-Modul des Schraubenwerkstoffes bei RT	ESRT = 211000	N/mm <sup>2</sup>
Mindeststreckgrenze der Schraube bei RT	Rpmin = 1100	N/mm <sup>2</sup>
Zugfestigkeit der Schraube bei RT	Rm = 1220	N/mm <sup>2</sup>
Einflußfaktor Scherfestigkeit der Schraube	fBS = 0.6	

### Schraubengeometrie

Gewindeart	Regelgewinde	
Schraubentyp	Sechskantschraube mit Schaft	
Schraubenbezeichnung	M39 x 260	
Norm	DIN EN ISO 4014	
Bohrungsdurchmesser	dh = 40	mm
Schraubenlänge	ls = 260	mm

### Mutter

Schlüsselweite Mutter	s = 60	mm
Innendurchmesser der Mutterauflage	Da = 39	mm
Außendurchmesser der Mutterauflage	dwMu = 55.9	mm
Mutterhöhe	m = 33.4	mm

### Angabe der verspannten Teile

Nr.	Werkstoff	E-Modul EP N/mm <sup>2</sup>	Mindestzugfestigkeit Rmmin N/mm <sup>2</sup>	fG	Teildicke hi mm
1	34CrMo 4	205000	1000	0.87	100
2	S355 JO	205000	510	1.49	100

### Unterlegscheiben

Unterlegscheibe unter Kopf	ja	
Unterlegscheibe unter Mutter	ja	
<u>Scheibengeometrie</u>		
Innendurchmesser	dhas = 42	mm
Dicke der Unterlegscheibe unter Kopf	hs1 = 6	mm
Dicke der Unterlegscheibe unter Mutter	hs2 = 6	mm
<u>Werkstoff der Scheibe</u>		
E-Modul des Scheibenwerkstoffes bei RT	16MnCr 5	
Mindestzugfestigkeit bei RT	EPS = 205000	N/mm <sup>2</sup>
	RmminS = 1000	N/mm <sup>2</sup>

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0

Datum : 07.08.2008

Proj. Nr :

## Schraubenberechnung basis

Einflußfaktor Grenzflächenpressung

$f_G = 0.9$

Fase an der Bohrung berücksichtigen

nein

Setzbetrag selbst vorgeben

ja

Setzbetrag

$f_z = 3$

$\mu\text{m}$

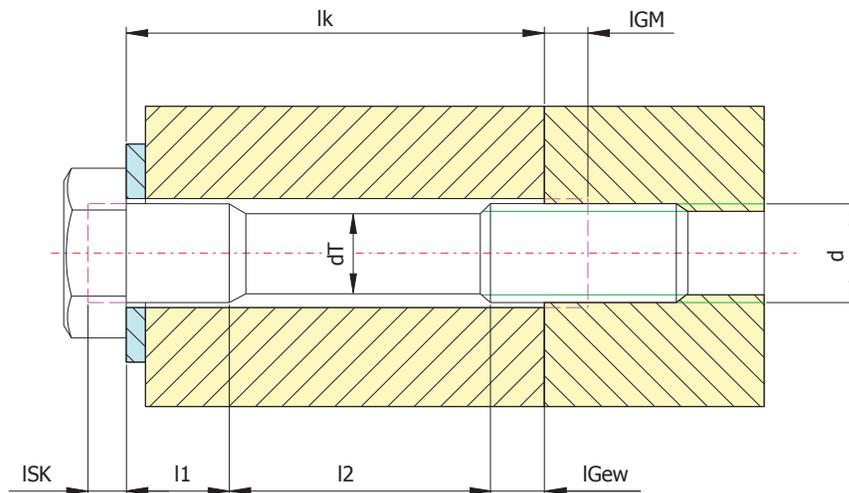
Zul. Montagevorspannkraft / erforderliches Anziehdrehmoment bei RT vorgeben

nein

Ausnutzung der Streckgrenze beim Anziehen

$v = 90$

%



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

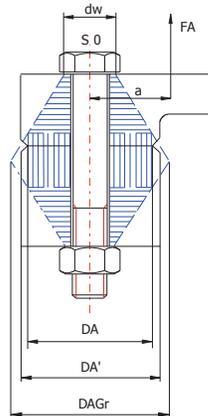
Modulversion : 11.0

Datum : 07.08.2008

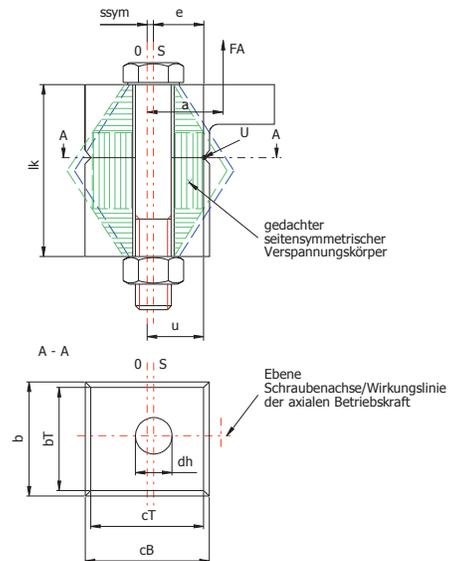
Proj. Nr :

## Schraubenberechnung basis

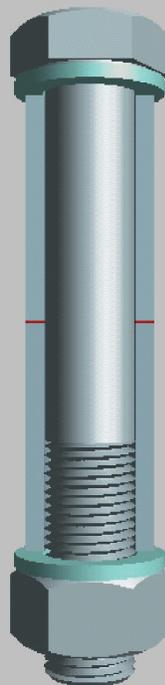
Zentrische Verspannung



Exzentrische Verspannung



### 3D-Darstellung



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

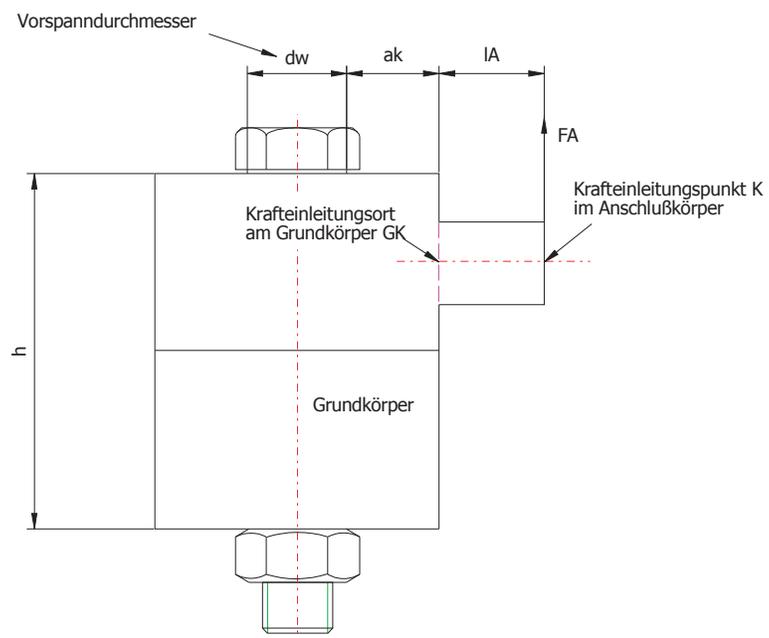
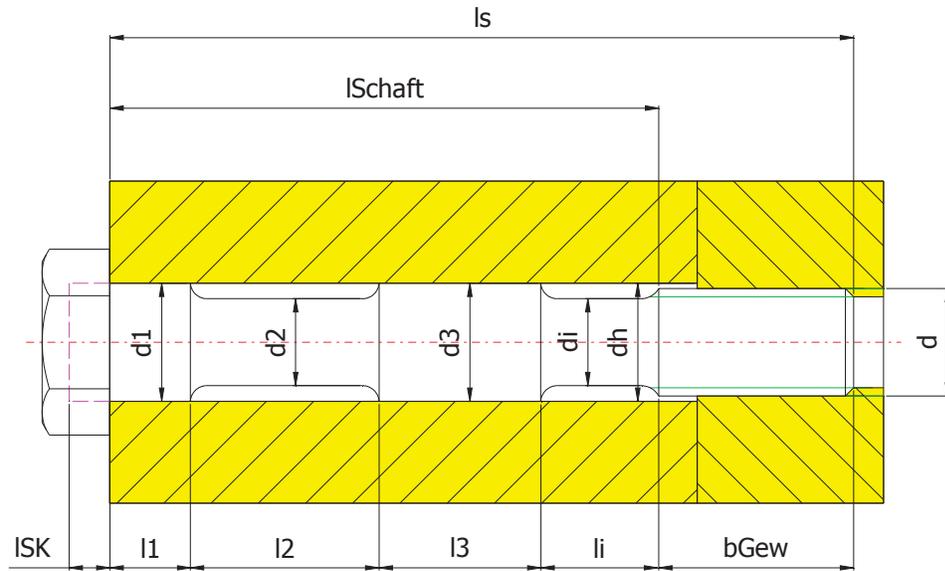
Kunde :

Modulversion : 11.0

Datum : 07.08.2008

Proj. Nr :

## Schraubenberechnung basis



# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0

Datum : 07.08.2008

Proj. Nr. :

## Schraubenberechnung basis

### **Ergebnisse: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen in Anlehnung an VDI 2230**

Sechskantschraube                      DIN EN ISO 4014 - M39 x 260 - 12.9

#### **Allgemeine Berechnungswerte**

##### Schraubengeometrie

Schraubennennendurchmesser	d	=	39.00	mm
Gewindesteigung	P	=	4.00	mm
Bohrungsdurchmesser	dh	=	40.00	mm
Außendurchmesser der ebenen Kopfauflage	dw	=	55.86	mm
Innendurchmesser der Kopfauflage	da	=	42.40	mm
Flankendurchmesser	d2	=	36.40	mm
Kerndurchmesser	d3	=	34.09	mm
Schaftlänge	l1	=	157.00	mm
Schraubenlänge	ls	=	260.00	mm
Kerndurchmesser des Muttergewindes	D1	=	34.67	mm

Klemmlänge	lk	=	212.00	mm
------------	----	---	--------	----

Winkel des Verformungskegels	φ	=	21.48	°
Grenzaußendurchmesser des Verformungskegels	DAGr	=	139.27	mm
Gesamthöhe der Verformungshülse	IH	=	211.64	mm
Gesamthöhe des Verformungskegels	IV	=	0.18	mm

##### Elastische Nachgiebigkeiten der Verbindung

Nachgiebigkeit der Schraube:				
- bei Raumtemperatur	δSRT	=	1.1489	10 <sup>-6</sup> mm/N
Nachgiebigkeit der verspannten Teile:				
- bei Raumtemperatur				
zentrisch verspannt	δPRT	=	0.8572	10 <sup>-6</sup> mm/N

Anziehungsfaktor	α A	=	1.000	
Setzbetrag	fz	=	3.00	µm
Mindestklemmkraft für Dichtefunktion	FKP	=	0.00	N
Erforderliche Mindestklemmkraft	FKerf	=	415509.26	N
Vorspannkraftverlust infolge Setzens	Fz	=	1495.41	N
Vorspannkraftänderung infolge Betriebstemp.	ΔFVth	=	0.00	N
Thermische induzierte Vorspannkraftänderung	ΔFVth	=	0.00	N

Zulässige Montagevorspannkraft bei RT	FMzul	=	875693.62	N
Minimal erforderliche Montagevorspannkraft	FMmin	=	417004.67	N
Minimale Vorspannkraft	FVmin	=	874198.21	N

#### **Flächenpressung**

Auflagefläche:				
- Schraubenkopf	ApKmin	=	1038.75	mm <sup>2</sup>
- Unterlegscheibe (Kopfseitig)	ApUmin	=	1980.00	mm <sup>2</sup>
- Mutter	ApMumin	=	1068.78	mm <sup>2</sup>
- Unterlegscheibe (Mutterseitig)	ApU2min	=	1984.11	mm <sup>2</sup>

#### **Montagezustand**

Flächenpressung:				
- Kopfauflage	pMKmax	=	843.03	N/mm <sup>2</sup>
- Scheibe/erstes verspannte Teil	pMUmmax	=	442.27	N/mm <sup>2</sup>
- Mutterauflage	pMMummax	=	819.34	N/mm <sup>2</sup>
- Scheibe/letzte verspannte Teil	pMU2max	=	441.35	N/mm <sup>2</sup>
Grenzflächenpressung:				
- Scheibe	pGU	=	900.00	N/mm <sup>2</sup>
- das erste verspannte Teil	PG1	=	870.00	N/mm <sup>2</sup>

# Studienversion

Programm : MDESIGN

Benutzer :

Kunde :

Modulversion : 11.0

Datum : 07.08.2008

Proj. Nr :

## Schraubenberechnung basis

- das letzte verspannte Teil	pG	=	759.90	N/mm <sup>2</sup>
Sicherheit gegen Flächenpressung:				
- Kopfauflage	SpMK	=	1.07	
- Scheibe/erstes verspannte Teil	SpMU	=	1.97	
- Mutterauflage	SpMMu	=	1.10	
- Scheibe/das letzte verspannte Teil	SpMU2	=	1.72	

### Betriebszustand

Flächenpressung:				
- Kopfauflage	pBKmax	=	841.59	N/mm <sup>2</sup>
- Scheibe/das erste verspannte Teil	pBUmax	=	441.51	N/mm <sup>2</sup>
- Mutterauflage	pBMumax	=	817.94	N/mm <sup>2</sup>
- Scheibe/das letzte verspannte Teil	pBU2max	=	440.60	N/mm <sup>2</sup>
Grenzflächenpressung:				
- Scheibe	pGU	=	900.00	N/mm <sup>2</sup>
- das erste verspannte Teil	PG1	=	870.00	N/mm <sup>2</sup>
- das letzte verspannte Teil	pG	=	759.90	N/mm <sup>2</sup>
Sicherheit gegen Flächenpressung:				
- Kopfauflage	SpBK	=	1.07	
- Scheibe/das erste verspannte Teil	SpBU	=	1.97	
- Mutterauflage	SpBMu	=	1.10	
- Scheibe/das letzte verspannte Teil	SpBU2	=	1.72	

Eine Ermittlung der minimalen Einschraubtiefe entfällt, da bei der Berechnung davon ausgegangen wird, daß genormte Muttern mit der Festigkeitsklasse der Schraube verwendet werden und somit voll tragfähig sind!

### Sicherheit gegen Gleiten und Abscheren der Schraube

Minimale Restklemmkraft	FKRmin	=	874198.21	N
Resultierende Querkraft	FQmax	=	49861.11	N
Erforderliche Mindestklemmkraft für Reibschluß	FKQ	=	415509.26	N
Sicherheit gegen Gleiten	SG	=	2.10	
Es gilt: SG Sgsoll!				

Maßgebender Scherquerschnitt	A <sub>τ</sub>	=	1194.59	mm <sup>2</sup>
Scherfestigkeit der Schraube	τ <sub>BS</sub>	=	732.00	N/mm <sup>2</sup>
Sicherheit gegen Abscheren	SA	=	17.54	
Es gilt: SA 1.1!				

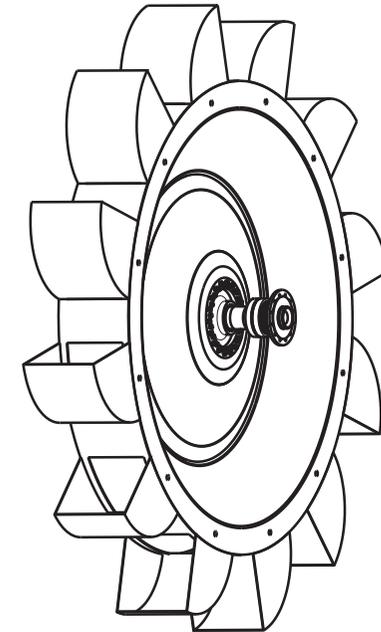
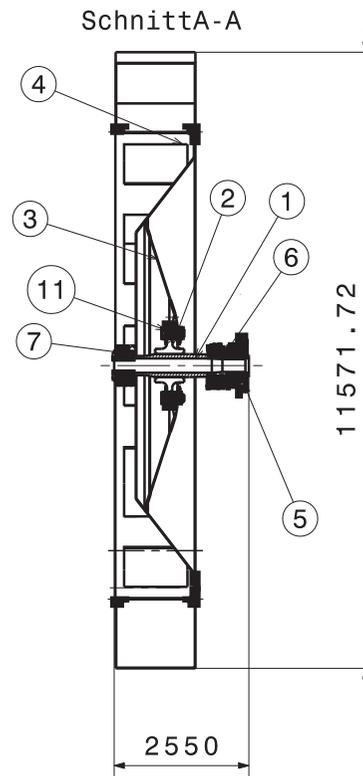
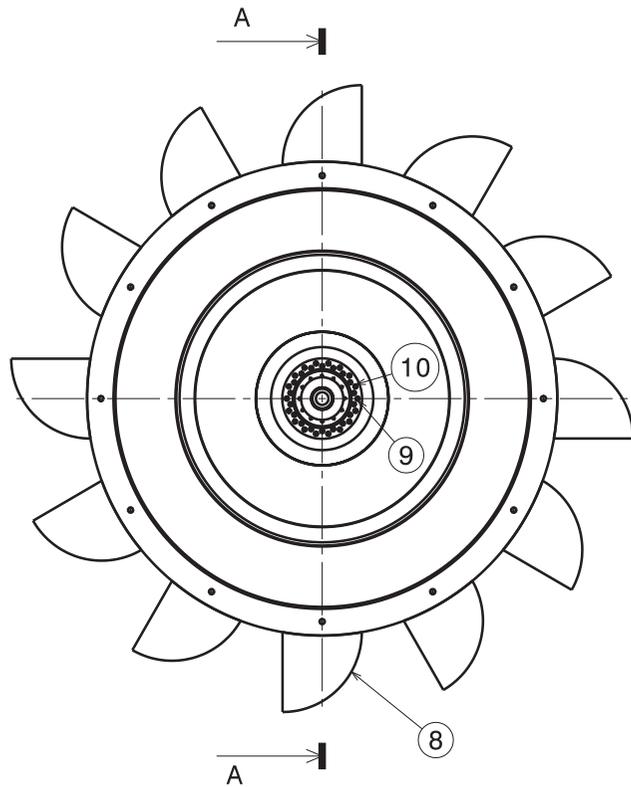
### Anziehdrehmoment

Erforderliches Anziehdrehmoment bei RT	MA	=	5360.45	Nm
--	----	---	---------	----

# Anhang B

## Fertigungszeichnungen

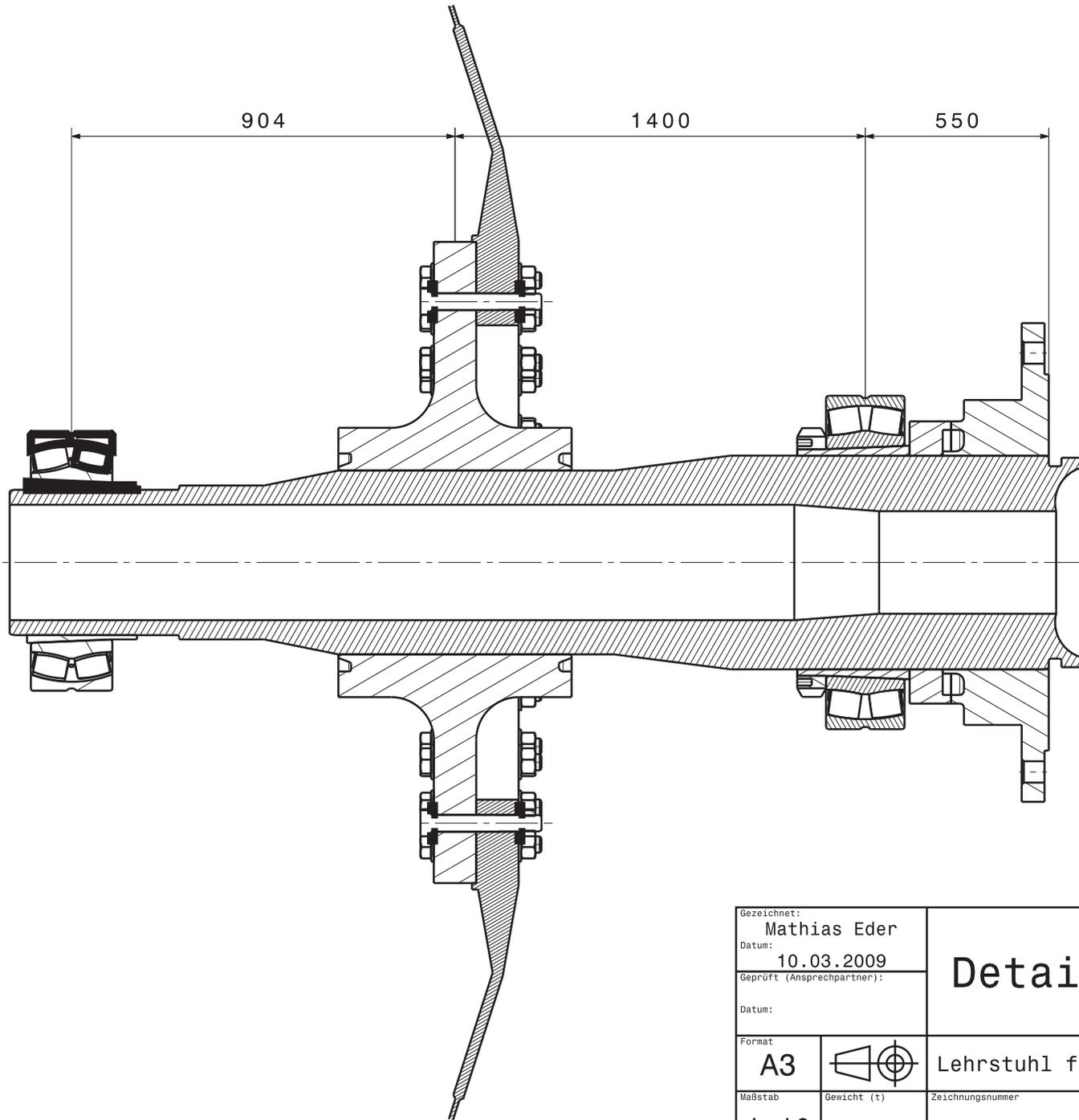
---

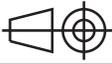


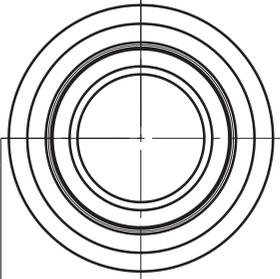
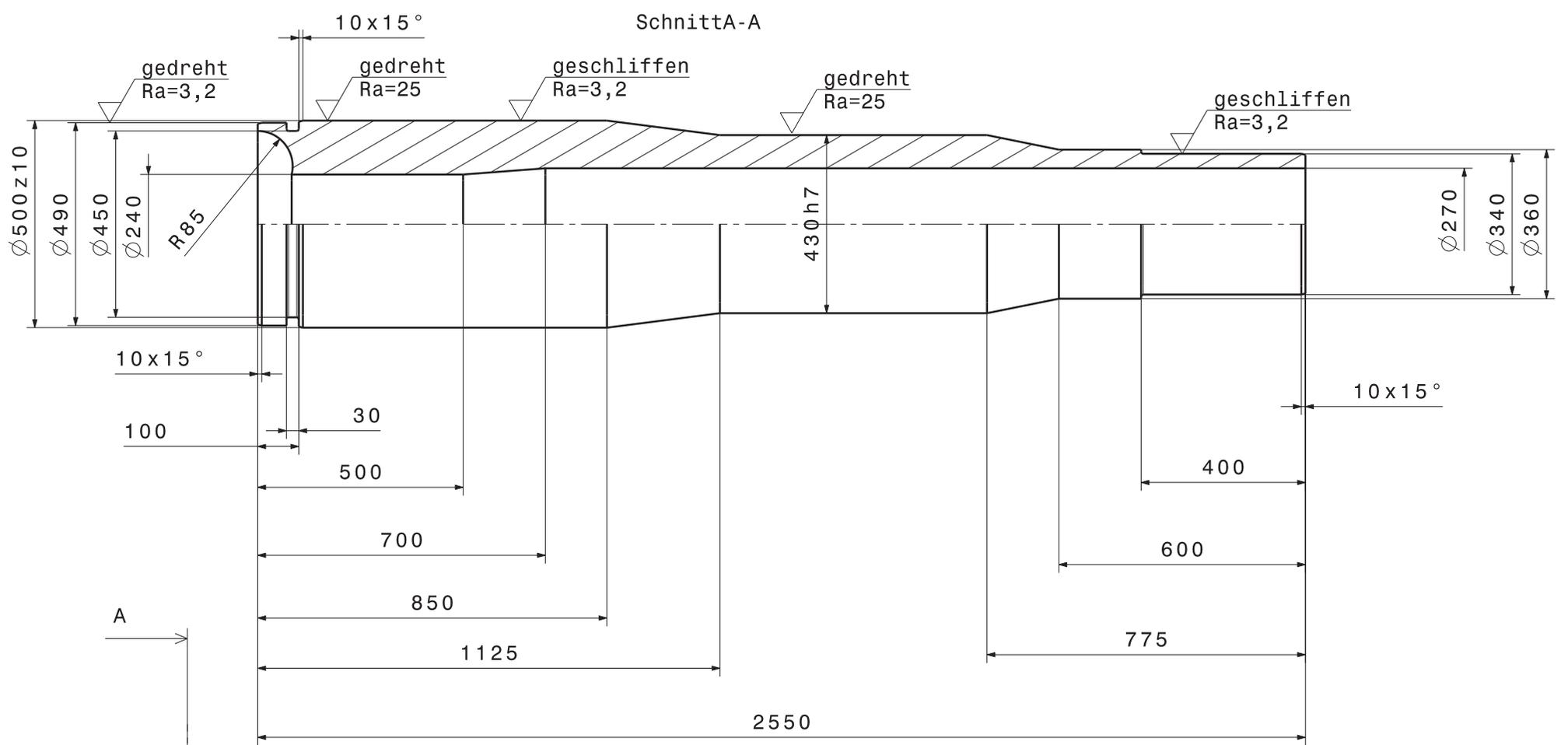
Stückliste: Schaufelrad

Menge	Teilenname	Teilenummer	Material	Überarbeitung
1	Welle	1	42CrMo4	
1	Schaufelradflansch	2	42CrMo4	
1	Scheibenrad	3	42CrMo4	
1	Schaufelradkörper	4	St - 52	
1	Kupplungsflansch	5	42CrMo4	
1	24084B.MB	6		
1	23068CC	7		
12	Schaufel	8		
72	Beillagscheibe	9		
36	Schraube M39x260	10		
36	Mutter M39	11		

Gezeichnet: Mathias Eder		<h1>Zusammenstellung Schaufelrad</h1>		
Datum: 17.02.2008				
Geprüft (Ansprechpartner):				
Datum:				
Format: A3		Lehrstuhl für Fördertechnik		Anzahl: 1
Maßstab: 1:100	Gewicht (t): 23,5	Zeichnungsnummer: 000	Blatt: 1/1	Werkstoff:



Gezeichnet: <b>Mathias Eder</b>		<b>Detail Welle - Flansch</b>		
Datum: <b>10.03.2009</b>				
Geprüft (Ansprechpartner):		Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau		
Datum:		Anzahl		
Format <b>A3</b>		Zeichnungsnummer <b>001</b>		Blatt <b>1/1</b>
Maßstab <b>1:10</b>	Gewicht (t)	Werkstoff		



geschmiedet

Alle nichtbemaßten Radien R10

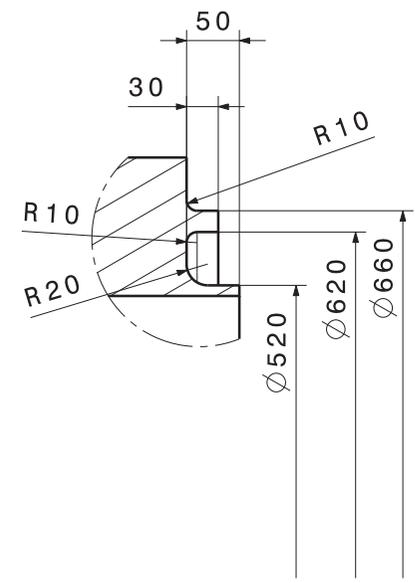
Gezeichnet: <b>Mathias Eder</b>		<h1>Welle</h1>		
Datum: <b>07.02.2008</b>				
Geprüft (Ansprechpartner):		Lehrstuhl für Fördertechnik		
Datum:		Anzahl <b>001</b>		
Format <b>A3</b>		Blatt <b>1 / 1</b>		
Maßstab <b>1:10</b>	Gewicht (kg) <b>1871</b>	Zeichnungsnummer <b>004</b>	Werkstoff <b>42CrMo4</b>	

H G F E D C B A

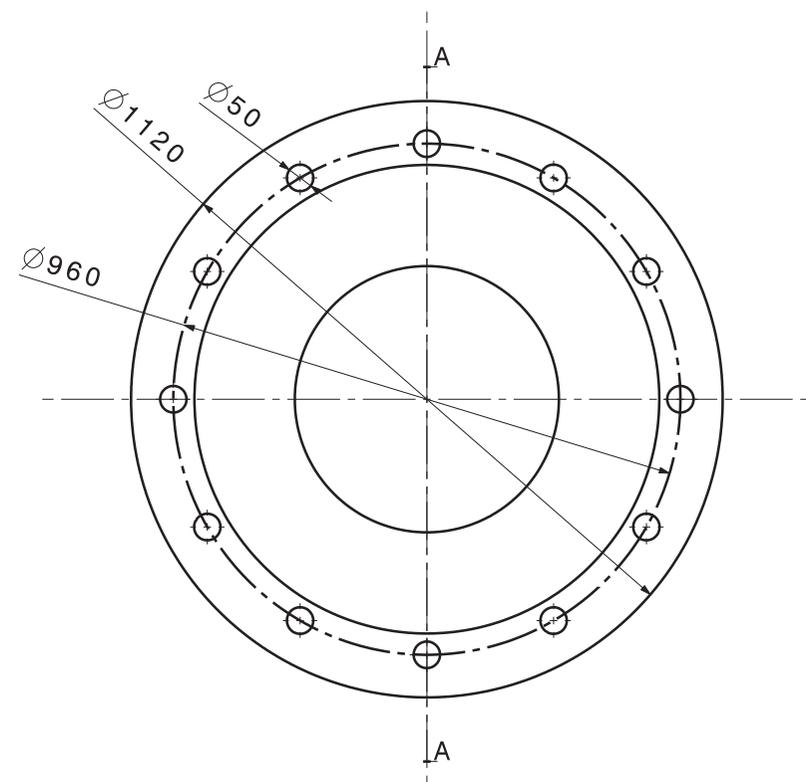
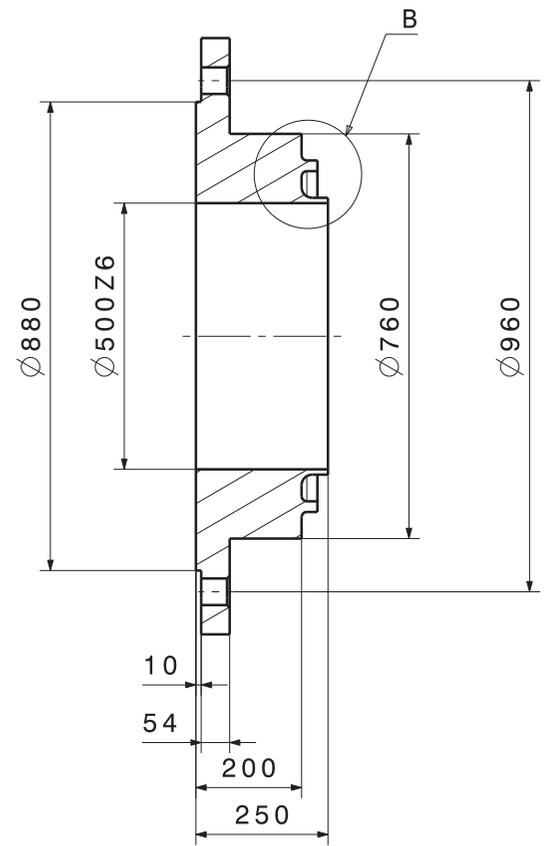
4

4

Detail B  
Maßstab: 1:5



Schnitt A - A



3

3

2

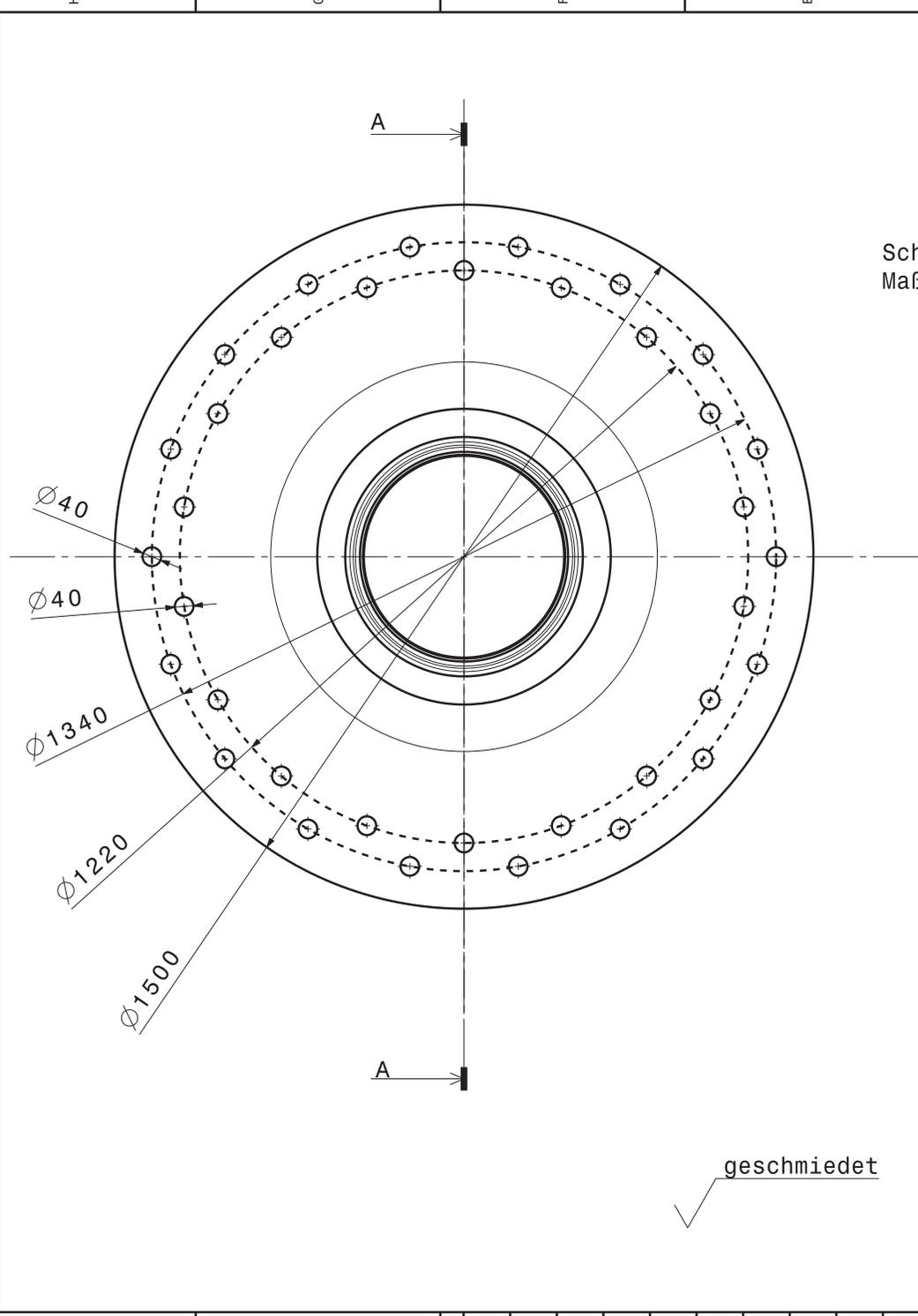
2

1

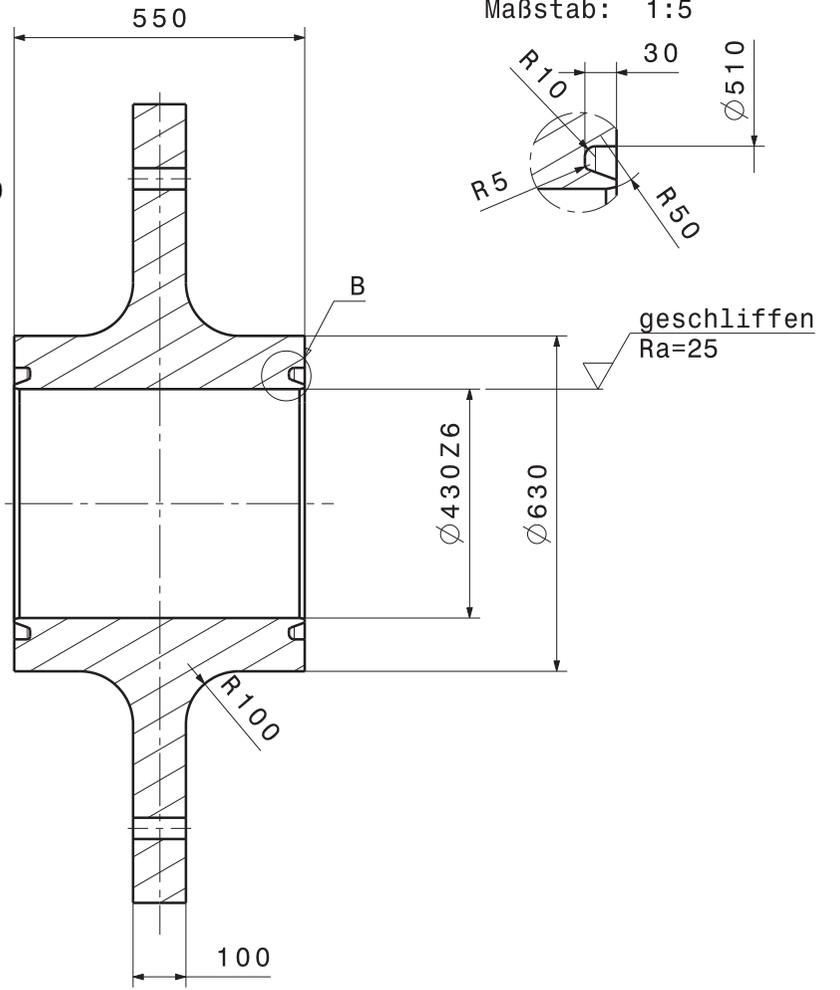
1

H G F E D C B A

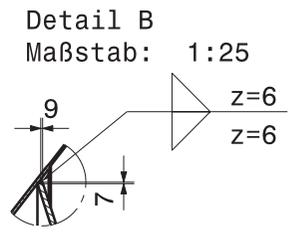
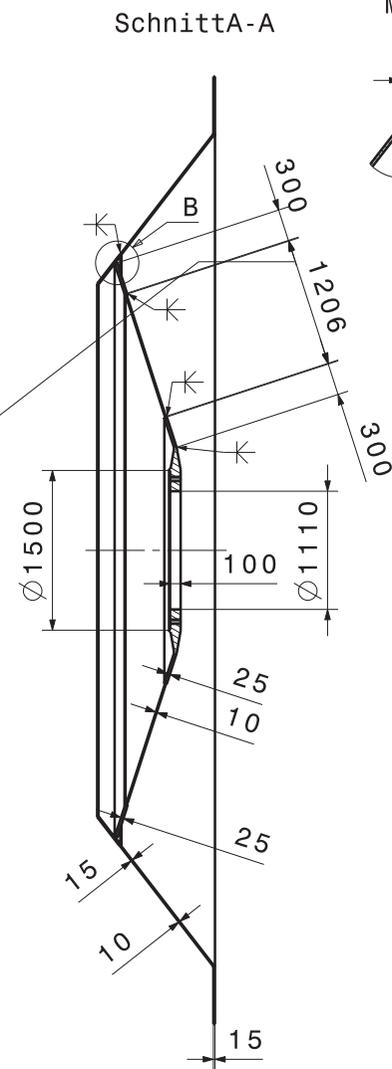
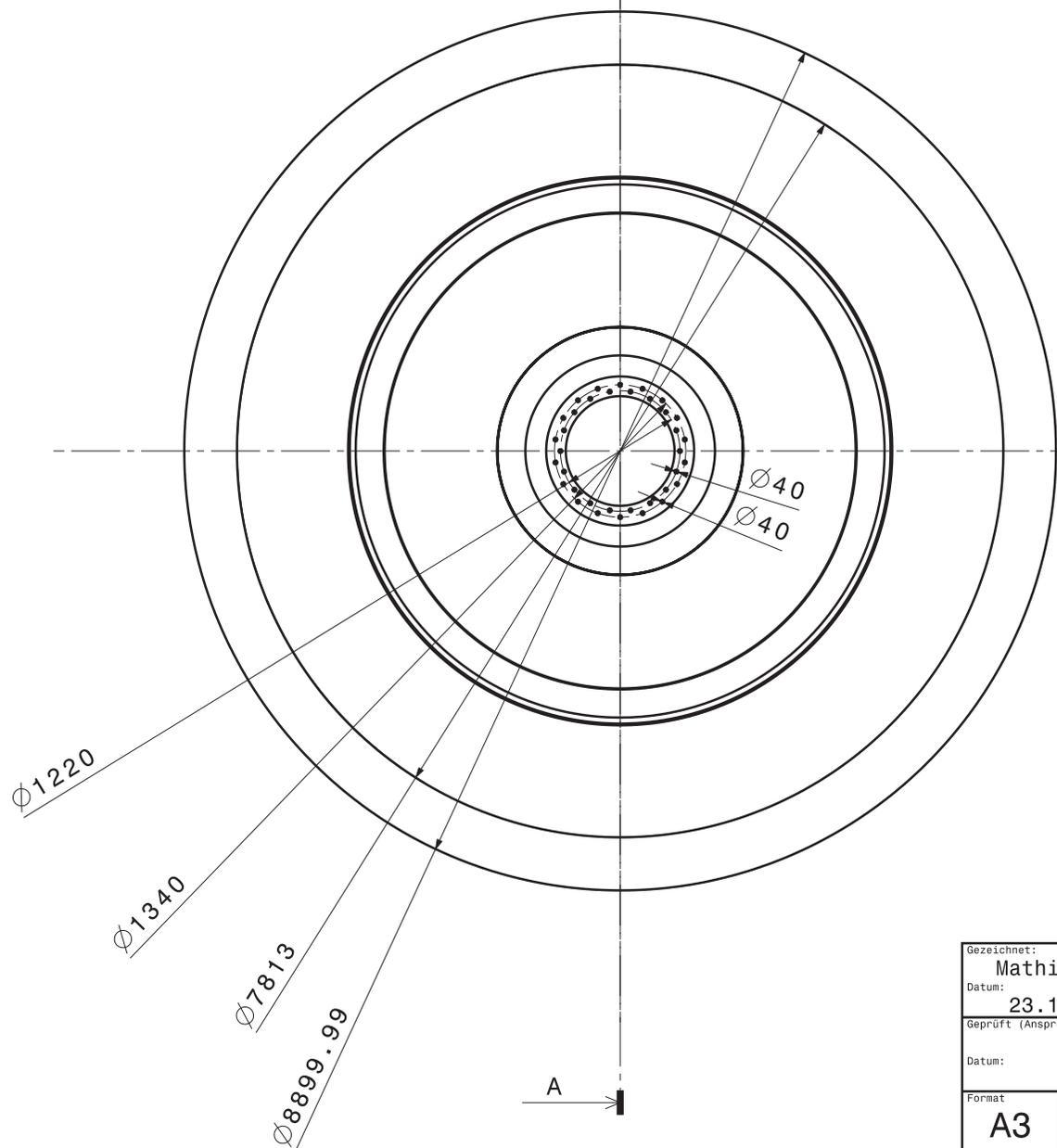
Gezeichnet: <b>Mathias Eder</b>		<h1>Kupplungsflansch</h1>		
Datum: <b>12.02.2009</b>				
Geprüft (Ansprechpartner):		Lehrstuhl für Fördertechnik		
Datum:		Format <b>A3</b> 		Anzahl <b>1</b>
Maßstab <b>1:10</b>	Gewicht (kg) <b>574</b>	Zeichnungsnummer <b>005</b>	Blatt <b>1 / 1</b>	Werkstoff <b>42CrMo4</b>



SchnittA-A  
Maßstab: 1:10



Gezeichnet: Mathias Eder		<h1>Wellenflansch</h1>		
Datum: 15.02.2008				
Geprüft (Ansprechpartner):		Lehrstuhl für Fördertechnik		
Datum:		Anzahl 001		
Format A3		Zeichnungsnummer 002		Blatt 1/1
Maßstab 1:10	Gewicht (kg) 1816	Werkstoff 42CrMo4		



Gezeichnet: Mathias Eder		<h1>Scheibenrad</h1>		
Datum: 23.10.2008				
Geprüft (Ansprechpartner):				
Datum:				
Format: A3		Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau		Anzahl: 1
Maßstab: 1:50	Gewicht (kg): 8341	Zeichnungsnummer: 003	Blatt: 1/1	Werkstoff: ST 52