

## Kurzfassung

Die Aufgabe dieser Bachelorthesis ist die Konzeptionierung und Auslegung einer Prüfmaschine für Schlagbiege- und Kerbschlagbiegeversuche für das Kunststofflabor des Maschinenbaudepartments der HAW. Dieses soll zur Durchführung der Prüfanordnungen nach Charpy (ISO 179-1) und nach Izod (ISO 180) in einem Schlagenergieintervall von 0,5 Joule bis 15 Joule geeignet sein. Dazu werden in den ersten Kapiteln das Verhalten von Metallen und Kunststoffen unter schlagartiger Belastung, die DIN- und ISO-Prüfnormen für die Prüfung von Metallen und Kunststoffen sowie der Stand der Technik im Kunststofflabor der HAW dargestellt. Im Anschluss an die Aufgabenstellung und dem Motivationsschreiben erfolgt die methodische Konzipierung. Diese ist in die Erstellung der Anforderungsliste, dem Aufstellen der Funktionsstruktur sowie der daraus abgeleiteten Ausarbeitung mehrerer möglicher Varianten zum Aufbringen der schlagartigen Belastung auf den Probekörper gegliedert. Durch die Anwendung von Bewertungskriterien wird die Variante herausgefiltert, die die beste Überschneidung mit der Anforderungsliste bietet. Im weiteren Verlauf wird diese weiter konkretisiert, berechnet und konstruiert. Abschließend werden eine Kostenabschätzung, Gefahrenanalyse durchgeführt und eine Dokumentation erstellt.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung</b> .....	<b>I</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> .....	<b>4</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> .....	<b>7</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b> .....	<b>8</b>
<b>Nomenklatur</b> .....	<b>9</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>20</b>
<b>2 Theoretische Grundlagen</b> .....	<b>22</b>
2.1 Metallische Werkstoffe unter schlagartiger Belastung.....	23
2.2 Kunststoffe unter schlagartiger Belastung.....	27
2.2.1 Materialtechnische Grundlagen.....	27
2.2.2 Das Belastungsverhalten von Kunststoffen.....	30
2.3 Messverfahren .....	31
2.3.1 Kerbschlagbiegeversuch nach Charpy an metallischen Werkstoffen .....	33
2.3.2 Bestimmung der Charpy-Schlageigenschaften an Kunststoffen .....	37
2.3.3 Die instrumentiere Charpy –Schlagzähigkeitsuntersuchung an Kunststoffen ....	42
2.3.4 Bestimmung der Izod-Schlagzähigkeit an Kunststoffen .....	48
2.3.5 Biege- und Schlagbiegeversuch an Dynstat-Probekörpern .....	50
<b>3 Stand der Technik</b> .....	<b>53</b>
3.1 Pendelschlagwerk an der HAW.....	53
3.2 Verwendete Proben an der HAW .....	57
3.3 Sonstige Neuerungen im Kurzüberblick .....	58
<b>4 Motivation und Aufgabenstellung</b> .....	<b>59</b>
<b>5 Die methodische Konzipierung</b> .....	<b>60</b>
5.1 Die Anforderungsliste .....	61
5.2 Die Funktionsstruktur .....	65
5.3 Die Suche von Lösungsvarianten .....	67
5.4 Bewertung der Varianten.....	71
<b>6 Konkretisierung der ausgewählten Variante</b> .....	<b>74</b>
6.1 Die Konkretisierung der Lösungsvariante.....	74
6.1.1 Ermittlung der erforderlichen Rahmenmasse $m_F$ .....	74
6.1.2 Berechnung der Schlaglängen $L_1$ .....	75
6.1.3 Abschätzung des Raumbedarfes für den Prüfstand .....	76

---

6.1.4	Entwurfsberechnung der Wellenabmessungen.....	77
6.1.5	Auswahl der Lager .....	80
6.1.6	Auswahl der Lagerpassung.....	81
6.1.7	Auswahl der Kreuzlibelle für die waagerechte Ausrichtung.....	82
6.1.8	Materialbedarf für die Schutzabdeckung.....	82
<b>7</b>	<b>Berechnung und Konstruktion der Variante.....</b>	<b>83</b>
7.1	Bremse.....	83
7.1.1	Berechnung der Bremskraft.....	83
7.1.2	Berechnung der Brems scheiben-Befestigungsschraubverbindung .....	86
7.1.3	Berechnung der Querstift-Verbindung an der Brems scheibe.....	90
7.1.4	Berechnung der Bremsbelag-Befestigungsschraubverbindung.....	92
7.1.5	Berechnung der Bremszangen .....	95
7.1.6	Berechnung der Bremszangen-Verschraubung .....	99
7.1.7	Berechnung der Bremszangenhalter-Verschraubung .....	101
7.1.8	Berechnung des erforderlichen Bremsseildurchmessers und Ermittlung der Bremsseillänge .....	103
7.1.9	Berechnung der Verschraubung des Bremshebelhalters am Rahmen.....	104
7.1.10	Berechnung der Bremshebelverschraubung .....	106
7.2	Welle.....	108
7.2.1	Vereinfachter statischer Festigkeitsnachweis.....	108
7.2.2	Dynamischer Festigkeitsnachweis.....	111
7.2.3	Durchbiegung der Welle.....	116
7.3	Lager.....	118
7.3.1	Breitenverhältnis.....	118
7.3.2	Die spezifische Lagerbelastung .....	118
7.4	Die Auslegung der Pendel .....	119
7.5	Berechnung der Pendelbefestigungsschraube .....	121
7.6	Rahmen.....	122
7.6.1	Schwerpunkt .....	123
7.6.2	Festigkeit .....	125
7.7	Überprüfung der Charpy-Widerlager-Schraubverbindung.....	126
<b>8</b>	<b>Abschätzung der Kosten .....</b>	<b>129</b>
<b>9</b>	<b>Überprüfung der Sicherheit .....</b>	<b>135</b>
<b>10</b>	<b>Dokumentation .....</b>	<b>137</b>
10.1	Anwendungsbereich und technische Daten.....	137
10.2	Montageanleitung .....	139
10.3	Die Inbetriebnahme und Versuchsdurchführung.....	151
10.3.1	Prüfung nach Charpy .....	151

---

10.3.2 Prüfung nach Izod.....	152
<b>Quellen- und Literaturverzeichnis .....</b>	<b>153</b>
<b>Stichwortverzeichnis.....</b>	<b>155</b>
<b>Anhang A - Gesprächsprotokoll zum Treffen am 15.09.2010 .....</b>	<b>156</b>
<b>Anhang B – Skizzen der Varianten.....</b>	<b>157</b>
<b>Anhang C – Datenblätter der Gleitlager .....</b>	<b>162</b>
<b>Anhang C – Datenblatt der Dosenlibelle .....</b>	<b>171</b>
<b>Anhang E – Übersichtstabelle Anzugsmomente .....</b>	<b>173</b>
<b>Anhang F – Katalogauszug für die Zusammenstellung des Bremsseiles.....</b>	<b>174</b>
<b>Anhang G – Datenblatt der Nivellierfüße.....</b>	<b>180</b>
<b>Anhang H – Datenblatt der Scharniere .....</b>	<b>181</b>
<b>Anhang I – Datenblatt der Magnete für die Türen der Schutzabdeckung .....</b>	<b>182</b>
<b>Anhang J – CD mit den Konstruktionsdaten.....</b>	<b>183</b>

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Kerbschlagarbeits-Temperatur-Verhalten und Einflussgrößen .....	22
Abbildung 2: Foto Verformungsbruch .....	23
Abbildung 3: Foto Verformungsbruch 1000-fache Vergrößerung .....	23
Abbildung 4: Foto Trennbruch .....	24
Abbildung 5: Foto Trennbruch 1000-fache Vergrößerung .....	24
Abbildung 6: Foto Mischbruch .....	24
Abbildung 7: Foto Mischbruch 500-fache Vergrößerung .....	24
Abbildung 8: schematische Kerbschlagarbeit-Temperatur-Kurve .....	25
Abbildung 9: schematische Kerbschlagarbeit-Temperatur-Kurven verschiedener Werkstoffe .....	25
Abbildung 10: Temperatur-Kurve von Stahl in verschiedenen Behandlungszuständen .....	26
Abbildung 11: Ketten-/ Fadenmoleküle schematisch .....	28
Abbildung 12: Vernetzte Kettenmoleküle schematisch .....	29
Abbildung 13: Raumnetzmoleküle schematisch .....	30
Abbildung 14: Pendelschlagwerk 5102 – OTTO WOLPERT WERKE GmbH .....	31
Abbildung 15: Schematische Darstellung Pendelschlagwerk .....	32
Abbildung 16: Kerbschlagbiegeversuch nach .....	35
Abbildung 17: Abmessungen der Versuchsanordnung .....	36
Abbildung 18: Abmessungen Charpy-V-Probe .....	36
Abbildung 19: Abmessungen Charpy-U- Probe .....	36
Abbildung 20: Probenanordnung .....	37
Abbildung 21: Doppelt gekerbter Probekörper .....	38
Abbildung 22: Probenkörper Typ 1 im Moment des Hammeraufschlags .....	39
Abbildung 23: Kerbarten bei der Charpy-Prüfung im Überblick, links Form A, Mitte Form B, rechts Form C .....	40
Abbildung 24: Schematischer Vergleich - Verformungsbruch $W_2$ / Trennbruch $W_1$ im Kraft-Dehnung-Diagramm .....	42
Abbildung 25: Typischer Kraft-Zeit-Verlauf mit b-Bruch .....	45
Abbildung 26: Ermittlung der Kraft $F_1$ in Vergrößerung .....	45
Abbildung 27: Typischer Kraft-Durchbiegungs-Verlauf mit N- und t-Bruch .....	47
Abbildung 28: Übersicht der Versagensarten .....	47
Abbildung 29: eingespannte Probe im Moment des Hammeraufschlags .....	48
Abbildung 30: gekerbte Dynstat-Probe (K) .....	51
Abbildung 31: Versuchsanordnung Dynstat .....	52
Abbildung 32: Versuchsanordnung Dynstat-Biegeprüfung .....	52
Abbildung 33: Gesamtbild Pendelschlagwerk 5102 .....	53
Abbildung 34: Zwick Digitalanzeige .....	53
Abbildung 35: Tischrechner HP 97 S .....	53
Abbildung 36: Pendelauswahl für das Pendelschlagwerk 5102 .....	54
Abbildung 37: Widerlager für die Charpy-Prüfung und Aufbaufläche für Zusatzeinheiten .....	55

Abbildung 38: Winkelableseskaale .....	55
Abbildung 39: Spritzgussteil + Schlagprobe .....	57
Abbildung 40: Pendel-Schnellverschluss .....	58
Abbildung 41: Pendelstange aus Carbon .....	58
Abbildung 42: Generelle Vorgehensweise bei Entwicklungs- Konstruktionsprozessen .....	61
Abbildung 43: Hauptarbeitsschritte zum Aufstellen der Anforderungsliste .....	62
Abbildung 44: Darstellung der Gesamtfunktion.....	65
Abbildung 45: Ablaufplan Kerbschlag- / Schlagversuch .....	65
Abbildung 46: Gesamtfunktion Kerbschlag- / Schlagversuch .....	66
Abbildung 47: Funktionsstruktur des Schlag- / Kerbschlagversuches .....	66
Abbildung 48: Lösungsvariante 1 .....	72
Abbildung 49: Lösungsvariante 5 .....	72
Abbildung 50: Lösungsvariante 11 .....	72
Abbildung 51: Abmessungen.....	76
Abbildung 52: Entwurf der Welle .....	78
Abbildung 53: Gleitlagerauswahl Typ-S .....	80
Abbildung 54: Gleitlagerauswahl Typ-F .....	81
Abbildung 55: Messung des Trägheitsmomentes .....	83
Abbildung 56: Darstellung der Kräfte an der Bremsscheibe .....	85
Abbildung 57: Darstellung der Kräfte und Hebellängen an der Bremse .....	85
Abbildung 58: Darstellung der Kräfte und Hebellängen am Bremshebel .....	86
Abbildung 59: Bremsscheibe mit Flansch auf Welle .....	86
Abbildung 60: Kräfte an der Stiftverbindung .....	90
Abbildung 61: Kräfte an der Bremsscheibe.....	93
Abbildung 62: Ableitung des mechanischen Modells der Bremszange .....	95
Abbildung 63: Querschnitt der Bremszange.....	95
Abbildung 64: Bestimmung der Querschnittswerte.....	95
Abbildung 65: Lage der neutralen Faser.....	98
Abbildung 66: Bremse- Betätigung schematisch.....	103
Abbildung 67: Auszug Bowdenzug-Katalog.....	104
Abbildung 68: Kräfte und Hebelarme am Bremshebel .....	106
Abbildung 69: Länge, Durchmesser und Kräfte an der Welle .....	117
Abbildung 70: Moment am Pendel .....	120
Abbildung 71: Pendel-Befestigungsschraube .....	121
Abbildung 72: Rahmen des Pendelschlagwerkes .....	123
Abbildung 73: Zerlegung des Rahmens in Teilmassen .....	124
Abbildung 74: Ergebnisse der Schwerpunktermittlung mit CATIA .....	124
Abbildung 75: Mechanisches Model des Rahmens .....	125
Abbildung 76: Querschnitt des Rahmen zur Berechnung der Biegespannung.....	126
Abbildung 77: Darstellung der Wirkung der Schlagkraft auf die Charpy- Widerlagern.....	127
Abbildung 78: Aufstellen des Momentensatzes am Charpy-Widerlager .....	128

---

Abbildung 79: Pendelschlagwerk Gesamtbild.....	138
Abbildung 80: Pendelschlagwerk - Teilausbruch im Halbschnitt .....	139
Abbildung 81: Montage - Rahmen .....	140
Abbildung 82: Montage der Nivellierfüße.....	140
Abbildung 83: Installation der Kreuzlibelle .....	140
Abbildung 84: Montage des Loslager in den Rahmen .....	141
Abbildung 85: Fertigung der Passbohrung Welle - Bremsscheibenflansch .....	141
Abbildung 86: Montage der Festlagerung auf die Welle.....	142
Abbildung 87: Montage der Welle in den Rahmen .....	142
Abbildung 88: Montage der Bremsscheibe auf die Welle .....	143
Abbildung 89: Montage der Bremszange an den Rahmen .....	144
Abbildung 90: Montage des Bremshebels an den Rahmen .....	144
Abbildung 91: Montage der Skale und des Schleppzeigers .....	145
Abbildung 92: Montage des Zeigers an den Zeigerhalter.....	146
Abbildung 93: Montage des Auslösestiftes in die Aufnahme .....	147
Abbildung 94: Montage der Auslöseeinrichtung an den Rahmen.....	147
Abbildung 95: Montierte Schutzabdeckung .....	148
Abbildung 96: Montage des Izod-Spannbocks.....	149
Abbildung 97: Montage der Charpy Auf- und Widerlager.....	150

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Kurzzeichen der Sprödbruchsicherheit.....	26
Tabelle 2: Probenabmessungen und zulässige Abweichungen.....	34
Tabelle 3: Kenngrößen des Prüfgerätes .....	34
Tabelle 4: Benennung für die folgenden Abbildungen.....	36
Tabelle 5: Probekörper-Typ, Maße und Stützweiten.....	38
Tabelle 6: Schlagrichtungs-Bezeichnungsschema bei der Charpy-Prüfung.....	39
Tabelle 7: Kerbarten bei der Prüfung nach Izod.....	48
Tabelle 8: Prüfverfahren-Bezeichnung, Probekörper-Typ, Kerbarten und Kerbmaße...	49
Tabelle 9: Schlagrichtungs-Bezeichnungsschema bei der Izod-Prüfung .....	49
Tabelle 10: Auswahl - Dynstat-Schlageinrichtung .....	51
Tabelle 11: Technische Daten Pendelschlagwerk 5102 .....	54
Tabelle 12: Anforderungsliste .....	62
Tabelle 13: Ordnungsschema für die Lösungsprinzipien des Kerbschlagprüfstands .....	68
Tabelle 14: Kombinationsschema für die Wirkstruktur Tabelle 13 .....	69
Tabelle 15: Übersicht der Varianten.....	70
Tabelle 16: Auswahlliste .....	71
Tabelle 17: Grundeigenschaften des Pendelschlagwerkes .....	74
Tabelle 18: Schlaglänge des Pendels in Anhängigkeit der Ausschlaggeschwindigkeit.....	76
Tabelle 19: Längen und Durchmesser der Welle.....	116
Tabelle 20: Ergebnisse der Pendelberechnung .....	120
Tabelle 21: Technische Daten des Pendelschlagwerkes.....	138



## Abkürzungsverzeichnis

Al	Aluminium
Cu	Kupfer
EVA	Eingabe – Verarbeitung – Ausgabe
Kfz	Kubisch-Flächenzentriertes Metallgitter
Krz	Kubisch-Raumzentriertes Metallgitter
Lv	Lösungsvariante
Schem.	Schematisch
Ws	Werkstück
Wsf	Werkstoff
Wst	Werkstofftechnik

# Nomenklatur

## Formelzeichen

**Symbol    Einheit    Bedeutung**

### A

$a_{cN}$	$\text{kJ/m}^2$	Charpy-Schlagzähigkeit für gekerbte Proben
$a_{cU}$	$\text{kJ/m}^2$	Charpy-Schlagzähigkeit für ungekerbte Proben
$a_i$	mm	Läng des Wellenabsatzes der Variablen i
$A_i / A_1 / A_2$	$\text{mm}^2$	Teilflächen des Querschnittes
$a_{iN}$	$\text{kJ/m}^2$	Izod-Schlagzähigkeit für gekerbte Proben
$a_{iU}$	$\text{kJ/m}^2$	Izod-Schlagzähigkeit für ungekerbte Proben
$A_K$	$\text{mm}^2$	Querschnittfläche im Kerbgrund
$a_n$	$\text{MJ/mm}^2$ bzw. $\text{J}$	Schlagzähigkeit
$A_n$	J	Kerbschlag / -Schlagarbeit
$a_p$	m/s	Pendelbeschleunigung
$A_{Qges}$	$\text{mm}^2$	Gesamtfläche des Querschnittes
$A_{Schutz}$	$\text{mm}^2$	Fläche der Schutzabdeckung
$a_{yi}$	mm	Steinerabstand von der y-Achse
$a_{zi}$	mm	Steinerabstand von der z-Achse

### B

$b$	mm	Probenbreit
$b_i$	mm	Breite der Teilfläche
$b_L$	mm	Breite des Lagers
$b_{max}$	mm	maximale Probenbreit
$b_{PS}$	mm	Breite des Prüfstandes

Symbol	Einheit	Bedeutung
<b>C</b>		
$c_b / c_t$		Umrechnungsfaktor
<b>D</b>		
$d_2$	mm	Gewinde-Flankendurchmesser
$d_{2L}$	mm	Außendurchmesser der Lager
$d'$	mm	Entwurf-Wellendurchmesser
$\frac{d}{d\tau}$		Ableitung nach der Zeit
$d_{ai}$	mm	Wellendurchmesser an der Stelle der Variablen i
$d_b$	mm	Durchmesser des Durchgangsloches
$d_B$	mm	Bohrungsdurchmesser
$d_{BS}$	mm	Durchmesser des Bremsseils
$d_{Gw}$	mm	Gewindedurchmesser
$d_k$	mm	Durchmesser des Schraubkopfes
$D_{km}$	mm	Mittlere Reibdurchmesser des Schraubkopfes
$d_L$	mm	Durchmesser des Lagers
$d_{LK}$	mm	Durchmesser Lochkreis
$d_{Schr}$	mm	Durchmesser der Schraube
$d_{St}$	mm	Durchmesser des Zylinderstiftes
$d_w$	mm	Durchmesser der Welle
<b>E</b>		
E	N/mm <sup>2</sup>	E-Modul
E	J	Kerbschlag / -Schlagarbeit
$E_c$	J	korrigierte Kerbschlag / -Schlagarbeit

<b>Symbol</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
<b>F</b>		
F	N	Lagerkraft
$f/f_A/f_B$	mm	Durchbiegung
$F_{Br}$	N	Bremskraft
$F_{bRes}$	N	Aus dem Biegemoment resultierende Kraft
$F_{BS}$	N	Zugkraft des Bremsseiles
$F_{HB}$	N	Hand-Bremskraft
$F_I$	N	Maximalkraft des Trägheitsmaximums
$F_{KL}$	N	Erforderliche Klemmkraft je Schraube bei mehreren auf einem Lochkreis
$F_M$	N	Höchstwert der Aufschlagkraft
$f_n$	Hz	Eigenfrequenz des Kraftmesssystems
$F_P$	N	Pendelkraft
$F_{Qges}$	N	Gesamtquerkraft
$F_{QSchr}$	N	Schraubenquerkraft
$f_s$	Hz	Resonanzfrequenz der Kunststoffprobe
$F_S$	N	Bremsseilkraft
$F_{Schr}$	N	Maximale Schraubenkraft
$F_V$	N	Vorspannkraft
$F_Z$	N	Zentrifugalkraft
<b>G</b>		
g	m/s <sup>2</sup>	Erdbeschleunigung
<b>H</b>		
h	mm	Probendicke
$h_{GP}$	mm	Höhe der Grundplatte

<b>Symbol</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$h_i$	mm	Höhe der Teilfläche
$h_{\max}$	mm	maximale Probendicke
$h_p$	mm	Höhe des Pendels
$h_{ps}$	mm	Höhe des Prüfstandes
$h_{vF}$	mm	Höhe der Verstellfüße
<b>I</b>		
$I_y$	mm <sup>4</sup>	Flächenträgheitsmoment um die y-Achse
$I_{yz}$	mm <sup>4</sup>	Flächen-Hauptträgheitsmoment
$I_z$	mm <sup>4</sup>	Flächenträgheitsmoment um die z-Achse
<b>J</b>		
$J_L$	Kgm <sup>2</sup>	Lastträgheitsmoment
<b>K</b>		
$K_{0\sigma} / K_{0\tau}$		Oberflächeneinflussfaktor der Oberflächenrauheit
$K_A$		Anwendungsfaktor
$K_{Db} / K_{Dt}$		Konstruktionsfaktor
$K_g$		Geometrische Einflussfaktor
$K_t$		Größeneinflussfaktor
$K_v$		Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung
<b>L</b>		
$l_{HB}$	mm	Hebelarmlänge Bremshebel
$l_{HB}^*$	mm	Hebelarmlänge des Bremshebels für Schraubenberechnung
$l_{HBr}$	mm	Hebelarmlänge Bremskraft

<b>Symbol</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$l_{\text{HBS}}$	mm	Hebelarmlänge Bremsseilangriffspunkt
$l_{\text{HS}}$	mm	Hebelarmlänge Bremsseil
$L_{\text{I}}$	m	Schlaglänge des Pendels
$l_{\text{Imax}}$	mm	Maximale Schlaglänge
$l_{\text{L}}$	mm	Abstand der Lagermitten
$L_{\text{P}}$	m	Pendellänge
$l_{\text{W,ges}}$	mm	Gesamtlänge der Welle
<b>M</b>		
$M$	Nm	Biegemoment
$M_{\text{A,erf}}$	Nm	erforderliche Anzugsdrehmoment
$M_{\text{b}}$	Nm	Biegemoment
$M_{\text{bmax}}$	Nm	Maximale Biegemoment
$M_{\text{bR}}$	Nm	Biegemoment des Rahmens
$m_{\text{c}}$	kg	Masse des Energieträgers
$m_{\text{c,max}}$	kg	Masse des größtmöglichen Energieträgers
$M_{\text{eq}}$	Nm	Äquivalentes Biegemoment
$m_{\text{F}}$	kg	Masse des Gestells / des Rahmens
$M_{\text{G}}$	Nm	Reibungsmoment im Gewinde
$M_{\text{H}}$	Nm	waagrechtes Moment des Pendels
$m_{\text{i}}$	Kg	Teilmassen
$M_{\text{K}}$	Nm	Reibungsmoment unter der Schraubenkopfauflage
$m_{\text{p}}$	kg	Pendelmasse
$m_{\text{p,max}}$	kg	Maximale Pendelmasse
$M_{\text{V}}$	Nm	Vergleichsmoment

Symbol	Einheit	Bedeutung
$m_{wGes}$	Kg	Gesamtmasse der Welle inklusive Bremsscheibe
$M_y$	Nm	Biegemoment um die y-Achse

**P**

P	mm	Gewindesteigung
$p_{BSF}$	N/mm <sup>2</sup>	Flächenpressung in der Bremsscheibenflansch-Bohrung
$p_L$	N/mm <sup>2</sup>	Spezifische Lagerbelastung
$p_{L,FL}$	N/mm <sup>2</sup>	Spezifische Lagerbelastung des Festlagers
$p_{L,LL}$	N/mm <sup>2</sup>	Spezifische Lagerbelastung des Loslagers
$p_{Lzul}$	N/mm <sup>2</sup>	Zulässige spezifische Lagerbelastung
$P_{SH}$	μm	Höchstspiel
$P_{SM}$	μm	Mindestspiel
$p_W$	N/mm <sup>2</sup>	Flächenpressung in der Wellenbohrung
$p_{zul}$	N/mm <sup>2</sup>	Zulässige Flächenpressung

**Q**

q	kg/mm	Streckenlast
---	-------	--------------

**R**

$R_1$	mm	Radius des Energieträgers
$R_2$	mm	Krümmungsradius der Widerlager
$R_a$	μm	Mittelrauwert
$R_e$	N/mm <sup>2</sup>	Streckgrenze
$R_m$	N/mm <sup>2</sup>	Mindestzugfestigkeit
$R_{mN}$	N/mm <sup>2</sup>	Nenn-Mindestzugfestigkeit
$r_{PS}$	mm	Radius der Pendelstange

Symbol	Einheit	Bedeutung
--------	---------	-----------

$r_{Rm}$	mm	Mittlere Reibradius
----------	----	---------------------

$R_z$	$\mu\text{m}$	Rautiefe
-------	---------------	----------

## S

s	MJ/mm <sup>2</sup> bzw. J	Standartabweichung
---	------------------------------	--------------------

s	mm	Dicke der Bremsscheibenflanschwand
---	----	------------------------------------

$S_B$	mm	Durchbiegung beim Bruch → bei dieser hat sich die Aufschlagkraft auf 5 % von $F_M$ verringert
-------	----	---

$S_{BS}$	$\text{mm}^2$	Querschnittfläche des Bremsseils
----------	---------------	----------------------------------

$S_D$		Sicherheit gegen Dauerbruch
-------	--	-----------------------------

$S_F$	Nm	Steifigkeit des Aufbaus
-------	----	-------------------------

$S_F$		Sicherheit gegen Fließen
-------	--	--------------------------

$S_L$	mm	Durchbiegungsgrenze → Beginn des Durchziehens
-------	----	---

$S_{LD}$		Sicherheit gegen Losdrehen
----------	--	----------------------------

$S_M$	mm	Durchbiegung der Probe bei $F_M$
-------	----	----------------------------------

$S_M$		Teilsicherheitsbeiwert
-------	--	------------------------

$S_{Pr}$	mm	Probenverformung
----------	----	------------------

$S_S$	$\text{mm}^2$	Spannungsquerschnitt
-------	---------------	----------------------

## T

t	s	Zeit
---	---	------

$t_{BHZ}$	mm	Materialstärke im Senkgrund am Bremshebelzapfen
-----------	----	---

$t_{Br}$	s	Bremszeit
----------	---	-----------

$T_{Br}$	Nm	Bremsmoment
----------	----	-------------

$T_{Br, erf}$	Nm	Erforderliches Bremsmoment
---------------	----	----------------------------

$T_{eq}$	Nm	Äquivalentes Torsionsmoment
----------	----	-----------------------------

$T_F$	s	Schwingungsperiode des Gestells / des Rahmens
-------	---	---



<b>Symbol</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$T_G$	$^{\circ}\text{C}$	Glasübergangstemperatur
$t_{Gw}$	mm	Vorhandene Gewindetiefe
$t_{Gw,erf}$	mm	Erforderliche Gewindetiefe
$t_1$	s	Schwingzeit des Trägheitsmaximums
$T_L$	Nm	Lastmoment
$T_{nenn}$	Nm	Nenndrehmoment
$T_P$	s	Schwingungsperiode des Pendels / des Energieträgers
$t_{PS}$	mm	Tiefe des Prüfstandes
$T_{tBr}$	Nm	Bremsmoment
$T_{tmax}$	Nm	Maximale Torsionsmoment
$T_{\ddot{U}}$	$^{\circ}\text{C}$	Übergangstemperatur
$t_{WP}$	mm	Materialstärke des Winkelprofils
$t_{zS}$	mm	Tiefenmaß zwischen den Säulen

**V**

$v$	%	Variationskoeffizient
$V_F$	$\text{dm}^3$	Volumen des Rahmens
$v_{0,P}$	m/s	Pendelaufschlaggeschwindigkeit
$\dot{v}_P$	$\text{m/s}^2$	Pendelbeschleunigung

**W**

$W$	$\text{mm}^3$	Widerstandsmoment
$W^*$	J	Höchstwert der zumessenden Energie
$W_b$	$\text{mm}^3$	Widerstandsmoment gegen Biegung
$W_B$	J	Energie / Arbeit bis zum Bruch
$W_{bR}$	$\text{mm}^3$	Widerstandsmoment gegen Biegung des Rahmens
$\Delta W$	J	Anzeigegegenauigkeit des Energieanzeigers

<b>Symbol</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$W_f$	J	Reibarbeit / Reibungsverluste
$W_K$	J	Verformungsarbeit
$W_{kin}$	J	Bewegungsenergie
$W_M$	J	Energie / Arbeit bis zu $F_M$
$W_{pot}$	J	Lageenergie
$W_{rest}$	J	Restenergie nach Probenverformung
$W_t$	mm <sup>3</sup>	Widerstandsmoment gegen Torsion
<b>X</b>		
$x$	MJ/mm <sup>2</sup> bzw. J	Mittelwert
<b>Y</b>		
$y_i$	mm	Abstand des Schwerpunktes der Teilmasse in y-Richtung vom Koordinatenkreuz
$y_{Si} / y_{S1} / y_{S2}$	mm	Abstand des Teilflächenschwerpunktes zum Schwerpunkt in y-Richtung
<b>Z</b>		
$z$		Anzahl der Schrauben
$z_i$	mm	Abstand des Schwerpunktes der Teilmasse in z-Richtung vom Koordinatenkreuz
$z_S$	mm	Abstand des Schwerpunktes in z-Richtung vom Koordinatenkreuz
$z_{Si} / z_{S1} / z_{S2}$	mm	Abstand des Teilflächenschwerpunktes zum Schwerpunkt in z-Richtung
$\alpha_{3,5}$	°	Biegewinkel für 3,5 % Randdehnung
$\alpha_{Bo}$		Abstandsfaktor

<b>Symbol</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$\alpha_{Sp}$	°	Flankenwinkel
$\beta_{kb} / \beta_{k(2,0)}$		Kerbwirkungszahl für Biegebeanspruchung
$\beta_{kt} / \beta_{k(1,4)}$		Kerbwirkungszahl für Torsionsbeanspruchung
$\beta_m$	°	Mittlere-Gewindesteigungswinkel
$\Delta$	mm <sup>8</sup>	Resultierende Flächenträgheitsmoment
$\zeta_i$	mm	Abstand vom Schwerpunkt der Teilfläche in z-Richtung
$\zeta_S$	mm	Abstand vom Schwerpunkt in z-Richtung
$\eta_i$	mm	Abstand vom Schwerpunkt der Teilfläche in y-Richtung
$\eta_S$	mm	Abstand vom Schwerpunkt in y-Richtung
$\theta_1$	°	Winkel der Energieträgerspitze
$\theta_2$	°	Vertikal-Abschränkung der Widerlager
$\theta_3$	°	Horizontall-Abschränkung der Auflager
$\theta_4$	°	Winkel der Widerlager
$\mu$		Reibungszahl
$\mu'$		Gewindereibungszahl
$\mu_G$		Reibungszahl im Gewinde
$\mu_K$		Schraubenkopf-Reibungszahl
$\rho_F$	kg/dm <sup>3</sup>	Dichte des Rahmenwerkstoffes
$\sigma_b$	N/mm <sup>2</sup>	Biegespannung

<b>Symbol</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$\sigma_{ba}$	N/mm <sup>2</sup>	Amplitude der Biegespannung
$\sigma_{bB}$	N/mm <sup>2</sup>	Biegefestigkeit
$\sigma_{bD}$	N/mm <sup>2</sup>	Biegedauerfestigkeit
$\sigma_{bF}$	N/mm <sup>2</sup>	Biege-Fließfestigkeit
$\sigma_{bGD}$	N/mm <sup>2</sup>	Gestaltdauerfestigkeit gegen Biegung
$\sigma_{bmax}$	N/mm <sup>2</sup>	Maximale Biegespannung
$\sigma_{Bo}$	N/mm <sup>2</sup>	Lochreibungsdruck
$\sigma_{Bo,zul}$	N/mm <sup>2</sup>	Zulässiger Lochreibungsdruck
$\sigma_{bR}$	N/mm <sup>2</sup>	Biegespannung des Rahmens
$\sigma_{BS,zul}$	N/mm <sup>2</sup>	Zulässige Zugspannung im Bremsseil
$\sigma_{B,zul}$	N/mm <sup>2</sup>	Zulässige Biegespannung
$\sigma_{ZBS}$	N/mm <sup>2</sup>	Zugspannung im Bremsseil
$\tau_a$	N/mm <sup>2</sup>	Schubspannung im Zylinderstift
$\tau_{ta}$	N/mm <sup>2</sup>	Amplitude der Schubspannung
$\tau_{tD}$	N/mm <sup>2</sup>	Torsionsdauerfestigkeit
$\tau_{tF}$	N/mm <sup>2</sup>	Torsion-Fließfestigkeit
$\tau_{tGD}$	N/mm <sup>2</sup>	Gestaltdauerfestigkeit gegen Torsion
$\tau_{tmax}$	N/mm <sup>2</sup>	Maximale Schubspannung
$\tau_{zul}$	N/mm <sup>2</sup>	Zulässige Schubspannung
$\varphi$		Faktor zur Berechnung des Anstrengungsverhältnisses
$\omega_A$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit der zu bremsenden Welle

# 1 Einleitung

In allen Bereichen der Technik ist es wichtig, die Eigenschaften und Kennwerte des verwendeten Werkstoffes zu kennen, um diese möglichst optimal für den geplanten Einsatzort und –zweck auszuwählen. Mit Hilfe der Werkstoffprüfung werden diese unter physikalischen, mechanischen, thermischen oder chemischen Beanspruchungsbedingungen an Proben und Bauteilen ermittelt. Zu ihren Aufgaben gehören neben der Kontrolle und Prüfung in der Werkstoffentwicklung, -herstellung und -weiterverarbeitung, die Ermittlung von Kennwerten für die Konstruktion und die Berechnung, wie auch die Überprüfung des Produktes im Betrieb und im Schadensfall. Überprüft wird dabei die Reinheit, die Zusammensetzung, der innere Aufbau, die Fehlerfreiheit, wie auch die Belastbarkeit des Werkstoffes.

Die Prüfungen der Werkstofftechnik werden in zerstörungsfreie und zerstörende Prüfverfahren untergliedert. Bei der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung werden verschiedene physikalische Effekte des jeweiligen Materials ausgenutzt und überprüft. Dabei wird der Prüfgegenstand selbst nicht beschädigt. Somit werden diese Verfahren hauptsächlich in der Qualitätssicherung eingesetzt und laufen teilweise automatisiert, als Schritt in der Fertigungskette, ab. Beispiele sind Röntgen und Ultraschall, wie aber auch die Sichtprüfung.

Bei der zerstörenden Werkstofftechnik werden verschiedene physikalische und chemische Eigenschaften des Werkstoffes geprüft. Hierbei wird zwischen den Bereichen mechanische, technologische und chemische Prüfverfahren unterschieden. Die Prüfungen ahmen dabei charakteristische, vielfach auch idealisierte, Beanspruchungen nach, wodurch das Bauteil bzw. die Probe zerstört oder verändert wird. In diese Gruppe wird neben den Verfahren der Härteprüfung, dem Zugversuch auch der Kerbschlagbiege- bzw. der Schlagversuch eingegliedert.

Der von Augustin Georges Albert Charpy 1905 eingeführte Kerbschlagbiegeversuch gehört zu den mechanischen Prüfverfahren und wird zur Bestimmung der Zähigkeitseigenschaften eines Werkstoffes eingesetzt. Entstanden ist dieser aus der Erkenntnis, dass die Kennwerte des Zugversuches nicht geeignet sind, um das Bruchverhalten von Baukonstruktionen beurteilen zu können, da Störungen im Kraftfluss lokale mehrachsige Spannungszustände und Spannungsüberhöhungen hervorrufen. Zu diesen Störungen gehören Kerben (z.B. Bohrungen), Steifigkeitssprünge (z.B. Querschnittsübergänge) oder auch Ungängen (Fehler im Material), die die Verformbarkeit des Werkstoffes erheblich verringern, so dass von diesen ausgehend Risse entstehen. [TU-DD]

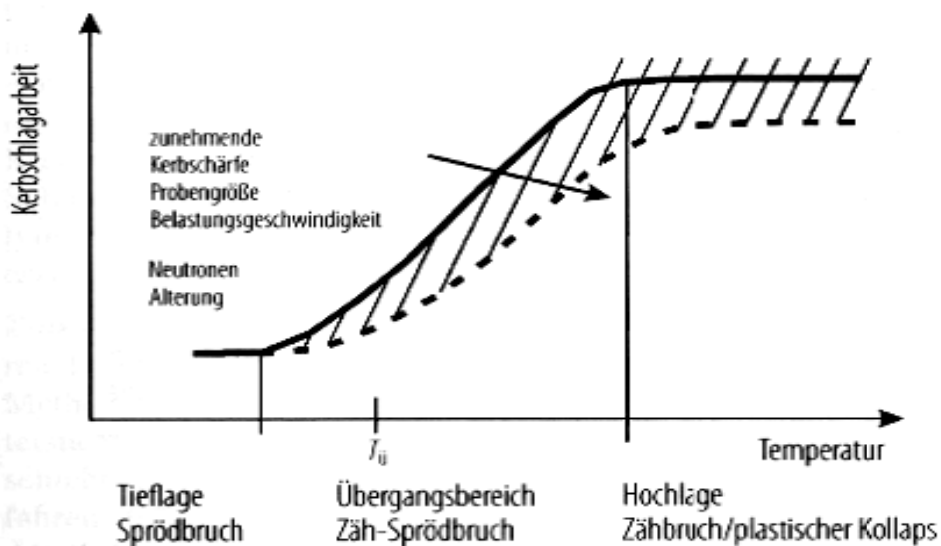
Um diesen Effekt nachzuahmen hat Charpy den Kerbschlagbiegeversuch entwickelt, bei dem gekerbte Proben schlagartig belastet werden. Zu dem bietet dieses Verfahren der zerstörenden Werkstoffprüfung den Vorteil, der schnellen, einfachen und kostengünst-

igen Durchführbarkeit mit variabler Prüflingstemperatur. Da mit Hilfe des Kerbschlagbiegeversuchs auch Schweißnähe geprüft werden können, hat sich dieses Prüfverfahren besonders im Pipeline- und Schiffbau zu einem der wichtigsten Prüfverfahren etabliert, da z.B. Containerschiffe im weltweiten Güter- und Warentransport und somit auch bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen und unter schlagartigen Belastungen durch z.B. Wellen eingesetzt sind.

Im Laufe der Weiterentwicklung haben sich noch der Versuch- bzw. Prüfaufbau nach Izod und die Prüfung von Dynstat-Proben als weitere Standardverfahren zur Bestimmung der Zähigkeitseigenschaften von Werkstoffen etabliert. Des Weiteren hält in aktuellen Prüfständen auch der Einsatz modernster Mess- und Computertechnik (instrumentierte Versuchstechnik), wie auch die Verwendung von Hochleistungswerkstoffen Einzug. Dies hat zur Folge, dass die ermittelten Werte immer genauer und reproduzierbarer werden. Des Weiteren besteht somit die Möglichkeit neben der Ermittlung der benötigten Kerbschlagarbeit z.B. Kraft-Zeit-Diagrammen darzustellen, aus welchen bruchmechanische Kennwerte entnommen werden können.

## 2 Theoretische Grundlagen

Der Kerbschlagbiegeversuch, wie auch der Schlagversuch, gehört zu den dynamischen Festigkeitsprüfungen und beinhaltet eine schlagartige Werkstoffbeanspruchung (Biegung) einer U- oder V- gekerbten<sup>1</sup> bzw. ungekerbten Normprobe. Die Beanspruchung wird mit Hilfe einer bestimmten kinetischen Energie des Pendelhammers mit hoher Geschwindigkeit auf die Probe aufgebracht. Dies hat zur Folge, dass im Zusammenhang mit den dabei auftretenden mehrachsigen Spannungszuständen, ein sehr viel verformungsärmeres bzw. spröderes Werkstoffverhalten auftritt, als unter quasistatischen Zugversuchen. Durch Prüfen von unterschiedlich temperierten Proben gleichen Werkstoffes, kann der Kerbschlagbiegeversuch genutzt werden, um für diesen die Lage der Übergangstemperatur von Zäh- zum Sprödbbruch zu ermitteln (s. Abbildung 1). Der Wert der Kerbschlagarbeit ist dabei sowohl vom Probenmaterial, von der Versuchsdurchführung, wie auch von der Temperatur abhängig und dient im Zusammenhang der Übergangstemperatur nun als Maß für die Vergleichbarkeit von Werkstoffzähigkeiten. Dabei ist die Zähigkeit die Eigenschaft eines Werkstoffes, große Verformungen unter ungünstigen Bedingungen ohne Bruch zu ertragen. Beeinflusst wird diese zusätzlich durch Kerbschärfe, Probengröße und Belastungsgeschwindigkeit. Diese Randbedingungen sind in den zugehörigen Normen zwecks der Vergleichbarkeit der Messwerte festgelegt und somit nicht variabel.



**Abbildung 1: Kerbschlagarbeits-Temperatur-Verhalten und Einflussgrößen**

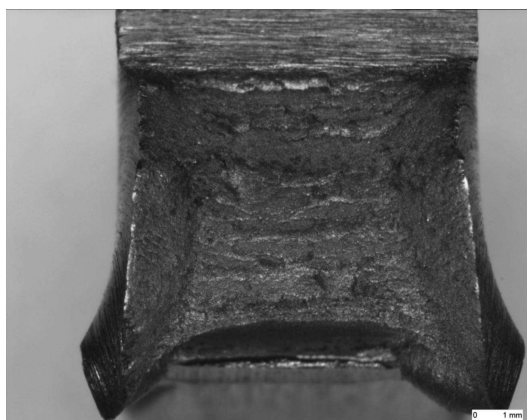
Quelle: Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 22. Auflage

<sup>1</sup> Gekerbte Proben nur beim Kerbschlagbiegeversuch: Da eine Kerbe zusätzlich bruchfördernd ist, wird diese bei Materialien mit geringer Schlagzähigkeit, wie z.B. bei einigen Kunststoffen, nicht eingebracht.

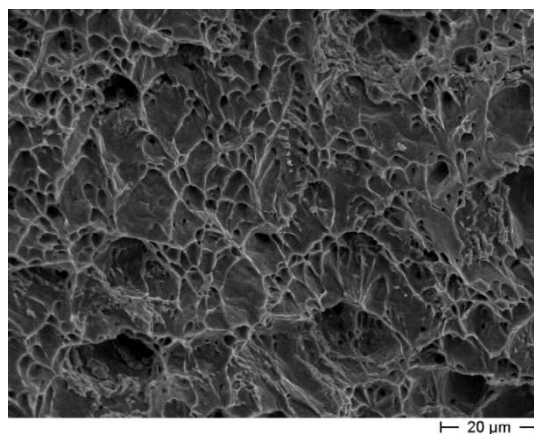
## 2.1 Metallische Werkstoffe unter schlagartiger Belastung

Neben dem im Versuch gemessenen Werten für die Kerbschlagarbeit, können durch visuelle Betrachtung der Bruchfläche weitere Informationen zum Bruchverhalten gesammelt werden. Dabei wird zwischen Verformungsbruch, Mischbruch und Trennbruch unterschieden. [FH-Kö]

Der **Verformungsbruch** tritt bei duktilen Metallen auf und kann an der zerklüfteten bzw. sehnigen (wabenartige Struktur) und matten Bruchfläche, sowie an den stark verformten Rändern erkannt werden (s. Abbildung 2 und Abbildung 3). Hierbei wird der Gleitwiderstand von der Schubspannung überschritten, bevor die Trennfestigkeit (Kohäsion) bzw. Spaltbruchspannung erreicht ist. Die auftretende plastische Verformung bewirkt eine Verfestigung des Werkstoffes. Dabei wächst der Gleitwiderstand erfahrungsgemäß stärker als die Trennfestigkeit. Zum Abscherungsbruch kommt es nun, wenn die Trennfestigkeit größer als die Zugfestigkeit bleibt. Auf Grund der plastischen Verformungsprozesse und der daraus folgenden Verfestigung ist die benötigte Kerbschlagarbeit groß. [Wsk/pD], [WstS]



**Abbildung 2: Foto Verformungsbruch**  
Quelle: Labor für Werkstoffe der FH Köln

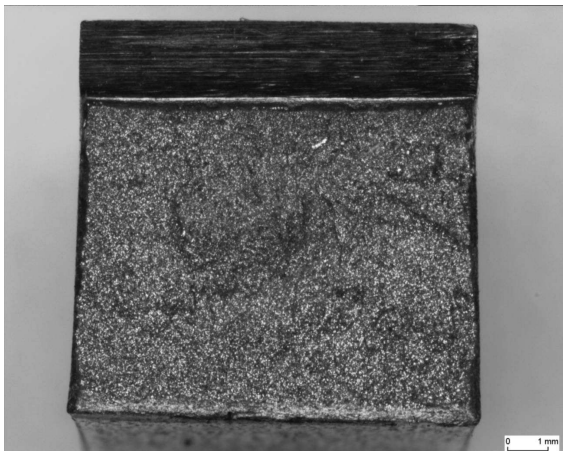


**Abbildung 3: Foto Verformungsbruch 1000-fache Vergrößerung**  
Quelle: Labor für Werkstoffe der FH Köln

Die auf der Bruchfläche mikroskopisch sichtbare Wabenstruktur entsteht dabei durch Abtrennungen von Einschlüssen / Ausscheidungen von der Materialmatrix, sowie an Poren und Mikrolunkern unter plastischer Verformung. Weiten sich diese immer weiter in Richtung der von außen einwirkenden Spannung aus, kommt es zur ellipsoidförmigen Hohlraumbildung. Durch Vermehrung und Ausdehnung dieser Hohlräume kommt es nach überschreiten eines kritischen Punktes zur Abscherung der Stege zwischen den Hohlräumen. Es entsteht die Wabenstruktur (s. Abbildung 3), die typisch für den Verformungsbruch ist. [Wsk/pD], [WstS]

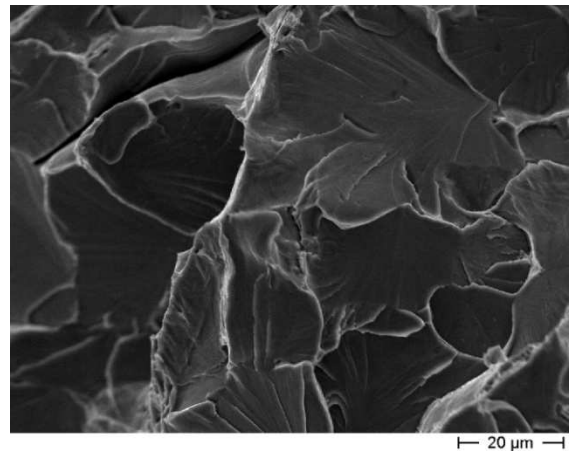


Der **Trennbruch** ist ein Zeichen für spröde Metalle, wobei die Ränder der Probe hierbei nicht verformt werden (s. Abbildung 4 und Abbildung 5). Die Bruchfläche ist dabei fast eben und kristallin glänzend, da diese vorwiegend durch Spaltebenen innerhalb der Kristalle (interkristallin) verläuft. Durch z.B. grobe / harte Einschlüsse oder auch Korngrenzen, welche für Versetzungen unüberwindbare Hindernisse darstellen, kommt es dort zum Aufstau von Versetzungen und somit zu einer Spannungskonzentration. Ein Abbau durch Gleitung in Nachbarkörner ist dabei nicht möglich. Durch den Aufstau weiterer Versetzungen kommt es schließlich zur Kornaufspaltung. Dabei erreicht die größte Normalspannung die Trennfestigkeit (Kohäsion), bevor die Schubspannung den Gleitwiderstand überschreitet. Der dabei ohne vorherige, plastische Verformung auftretende Bruch benötigt geringe Kerbschlagarbeit. [Wsk/pD]



**Abbildung 4: Foto Trennbruch**

Quelle: Labor für Werkstoffe der FH Köln



**Abbildung 5: Foto Trennbruch 1000-fache Vergrößerung**

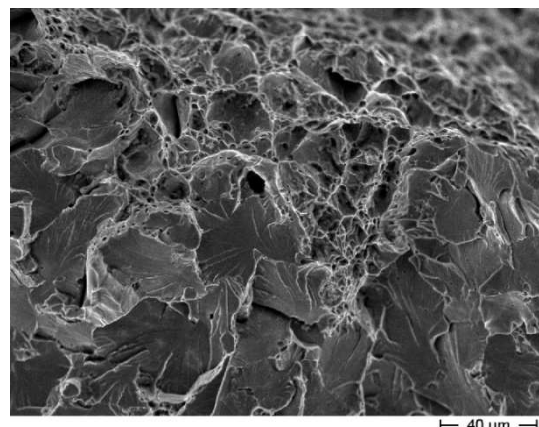
Quelle: Labor für Werkstoffe der FH Köln

Der **Mischbruch** beinhaltet Anteile beider Bruchformen. Zur Klassifizierung und zur besseren Vergleichbarkeit wird bei Mischbrüchen häufig der prozentuale Anteil der jeweiligen Bruchform mit angegeben.



**Abbildung 6: Foto Mischbruch**

Quelle: Labor für Werkstoffe der FH Köln



**Abbildung 7: Foto Mischbruch 500-fache Vergrößerung**

Quelle: Labor für Werkstoffe der FH Köln

Das Auftreten der jeweiligen Bruchform und die Kerbschlagarbeit sind von unterschiedlichsten Einflussfaktoren abhängig. Dazu gehören unter anderem die Probentemperatur, der Werkstoff selbst, sowie dessen Reinheit, Homogenität und eventuell Wärmebehandlungen. Zum Beispiel bei Stählen senken geringe Gehalte von S, P, Si, Al, Sn, Sb, As, geringe Steigerungen, Herstellung von Feinkorn, sowie eine feine Gefügestruktur die Kerbschlagarbeit. [DUBL], [WstS]

Da die Probentemperatur einen großen Einfluss auf die Zähigkeit des Werkstoffes hat und die Einsatztemperatur nicht beeinflusst werden kann, ist es besonders wichtig, das Kerbschlagverhalten des jeweiligen Werkstoffes zu kennen. Werden bei der Ermittlung der Übergangstemperatur alle Messwerte in einem Diagramm aufgetragen, so erhält man für diesen Werkstoff die charakteristische Kerbschlagarbeit-Temperatur-Kurve (s. Abbildung 8). Bei stark streuenden Messwerten wird eine Mittelwertkurve ermittelt. Bei Kurvenverläufen mit Steilabfall wird diese in die Bereiche Tieflage (Trennbruch), Hochlage (Verformungsbruch) und Übergangsgebiet (Mischbruch) mit dem Steilabfall eingeteilt. Das Übergangsgebiet entsteht durch stark streuende Werte für die Kerbschlagarbeit bei konstanter Temperatur. [WskW]

Die **Übergangstemperatur**  $T_{\bar{u}}$  wird durch das charakteristische Bruchbild mit je 50 % Trenn- und Verformungsbruch oder durch Bildung des Mittelwertes aus den Kerbschlagarbeitswerten bei 100 % Trennbruch und 100 % Verformungsbruch ermittelt. Sie stellt die Grenze zwischen Trenn- und Verformungsbruch dar und sollte bei schlagartiger Werkstoffbelastung im Einsatz unterhalb der Einsatztemperatur liegen. [WstS]

Eine ausgeprägte Übergangstemperatur weisen dabei nicht alle Werkstoffe auf. Wie Abbildung 9 zeigt, ist diese bei Metallen mit Kfz-Gittern (kubischflächenzentriert), im Gegensatz zu Metallen mit meist Krz-Gittern (kubischraumzentriert), meist nicht erkennbar. Jedoch ist der Wert der Schlagarbeit höher und nimmt mit sinkender Temperatur nur geringfügig ab bzw. zum Teil auch zu. [WstS]

Da Metalle mit Krz-Gittern, wie un- und niedrig legierte Stähle, hochlegierte Chromstähle und Zinklegierungen, ausgeprägte Übergangstemperaturen haben, treten bei diesen unterhalb der Übergangstemperatur  $T_{\bar{u}}$  Trennbrüche auf. Von Kältsprödigkeit spricht man dabei, wenn  $T_{\bar{u}}$  gleich oder kleiner der Raumtemperatur ist. [WstS]

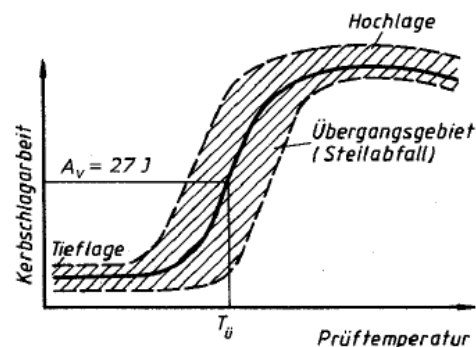


Abbildung 8: schematische Kerbschlagarbeit-Temperatur-Kurve  
Quelle: Labor für Werkstoffe der FH Köln

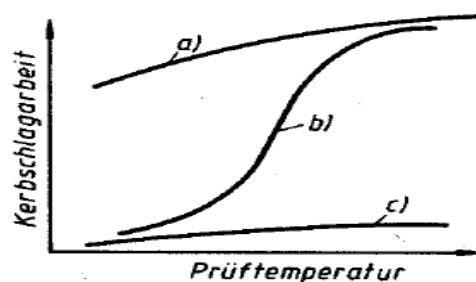


Abbildung 9: schematische Kerbschlagarbeit-Temperatur-Kurven verschiedener Werkstoffe  
a) Al, Cu, austenitischer Stahl, b) Stahl, c) Glas, Keramik, hochfeste Stähle

Quelle: Werkstofftechnik, W. Seidel, 7. Auflage, Hanser Verlag

Neben den bereits dargestellten Aspekt des Temperatureinflusses sind auch im Vorab durchgeführte metallurgische Prozesse, wie Wärmebehandlungen und Verformungsprozesse wichtige Einflussfaktoren für den Kurvenverlauf. Dazu siehe Abbildung 10. [WskW], [WstS]

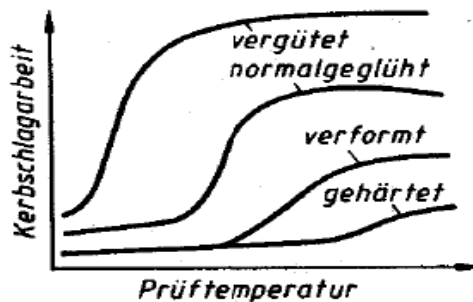


Abbildung 10: Temperatur-Kurve von Stahl in verschiedenen Behandlungszuständen

Quelle: Werkstofftechnik, W. Seidel, 7. Auflage, Hanser Verlag

Auf den Einfluss der Kerbform, der Verformungsgeschwindigkeit und der Probengröße wird hier nicht weiter eingegangen, da diese im Versuch nicht variiert werden können, da sie in den zugehörigen Normen festgelegt sind.

Um nun den richtigen Werkstoff für den geplanten Einsatzort und -zweck wählen zu können, sind die Kennwerte der Werkstoffe ausschlaggebend. Dabei ist in vielen Bereichen die Sprödbrechtsicherheit eines Stahles ein wichtiges Auswahlkriterium. Sie wird mit Hilfe des Kerbschlagbiegeversuchs ermittelt und unterscheidet Stähle einer Festigkeitsklasse. Dabei muss der Stahl eine gewisse Kerbschlagarbeit bei einer bestimmten Temperatur gewährleisten können. Je niedriger diese ist, umso höher ist die Sprödbrechtsicherheit. Mit Hilfe von, an die Stahlbezeichnung, angehängten Kurzzeichen (s. Tabelle 1) können die Prüfbedingungen und somit die **Sprödbrechtsicherheit** abgelesen werden. [WskW]

Tabelle 1: Kurzzeichen der Sprödbrechtsicherheit

Kerbschlagarbeit in Joule			Prüflingstemperatur in C°
27 J	40 J	60 J	
JR	KR	LR	+ 20
J0	K0	L0	0
J2	K2	L2	- 20
J3	K3	L3	- 30
J4	K4	L4	- 40
J5	K5	L5	- 50
J6	K6	L6	- 60

Nach dem Kennbuchstaben für den Verwendungszweck der Stahlsorte, der Mindeststreckgrenze folgen bei Angabe die entsprechenden Kurzzeichen.

Beispiel: S253JR → Stahl für Stahlbau mit Mindeststreckgrenze 235N/mm<sup>2</sup> und min. Kerbschlagarbeit von 27 J bei 20°C Prüflingstemperatur.

## 2.2 Kunststoffe unter schlagartiger Belastung

### 2.2.1 Materialtechnische Grundlagen

Seit der Entdeckung vor ca. 100 Jahren haben sich Kunststoffe (Polymere) aufgrund ihrer Eigenschaften, wie z.B. die kostengünstige Herstellung und die große Gestaltungsvielfalt und im Vergleich zu Stahl, geringe Dichte, immer mehr durchgesetzt. [WskW]

Dabei handelt es sich bei Polymeren um nichtmetallische, organische Materialien, welche aus Makromolekülen bestehen. Mit Hilfe von Polyreaktionen (Polymerisation, Polykondensation, Polyaddition) werden diese durch starke Elektronenpaarbindung aus Monomeren (einmolekulige Substanzen aus Kohlenstoff C, Wasserstoff H, Sauerstoff O, Stickstoff N, Chlor Cl, Schwefel S, und Fluor F) gebildet. [DUBL]

Bei der **Polymerisation** verknüpfen sich Monomere mit Doppelbindungen nach dem Aufklappen der einen Doppelbindung (Aktivierung) zu Makromolekülen. Hierbei handelt es sich um eine exotherme Reaktion ohne Nebenproduktbildung. [WskW]

Die **Polykondensation** ist die Verknüpfung von Monomeren mit reaktionsfähigen Stellen zu Makromolekülen, wobei meist ein niedermolekulares Nebenprodukt (Kondensat, z.B. Wasser) abgespalten wird. Damit die Gleichgewichtsreaktion weiterlaufen kann, muss dieses abgeführt werden. [WskW]

Von der **Polyaddition** spricht man, wenn sich die Moleküle von zwei Monomeren mit je zwei reaktionsfähigen Gruppen durch Platzwechsel von H-Atomen zu Makromolekülen verknüpfen. Dies findet ohne Nebenproduktabspaltung statt. [WskW]

Die bei der Polyreaktion entstandenen Makromoleküle treten in Abhängigkeit von der Anzahl der freien Bindungsarme der Monomere als Ketten- oder Raumnetzmoleküle mit mittleren Molmassen zwischen 100 000 und 1 000 000  $g/mol$  auf. Da dabei Makromolekülmischungen entstehen, welche sich im Polymerisationsgrad<sup>2</sup> bzw. in der Molmasse unterscheiden, wird zur Charakterisierung der Polymere der mittlere Polymerisationsgrad bzw. die mittlere Molmasse verwendet. [TU-II]

Durch Variation von Kettenstruktur und Polymerisationsgrad, wie auch die Möglichkeit Polymermischungen und Polymere aus unterschiedlichen Monomeren (Copolymerisation) herzustellen, sind vielfältige Eigenschaften realisierbar, wobei ersteres die Haupteigenschaft zur Einteilung ist. [DUBL]

---

<sup>2</sup> Mit dem Polymerisationsgrad wird die Länge der Ketten bezeichnet.

**Thermoplaste** (Plastomere) bestehen aus unvernetzten Makromolekülen, sogenannten Ketten- oder Fadenmolekülen (s. Abbildung 11). Diese bestehen aus bis zu  $10^6$  Atomen und sind ca.  $10^{-6}$  bis  $10^{-3}$  mm lang. Da bei Thermoplasten zwischen den Kettenmolekülen keine Hauptvalenzbindungen<sup>3</sup> vorhanden sind und die Nebenvalenzbindung<sup>4</sup> bei Erwärmung, aufgrund der Wärmebewegung zunehmenden Abstände zwischen den Molekülketten, zu Null werden, sind die Festigkeitseigenschaften bei den Thermoplasten temperaturabhängig. Somit sinken mit die Festigkeit und Steifigkeit bei steigender Dehnung, mit steigender Temperatur. [WskW]



**Abbildung 11: Ketten-/ Fadenmoleküle schematisch**

Quelle: Werkstoffkunde, W. Weißbach, 16. Auflage, Vieweg Verlag

Neben den bereits erwähnten Möglichkeiten, die Eigenschaften zu verändern, sind diese bei den Thermoplasten noch von den kristallinen Anteilen und von der Art der Nebenvalenzbindung abhängig. Des Weiteren besteht bei diesen Plasten noch die Möglichkeit durch bestimmte Herstellungsprozesse wie z.B. Spritzgießen Makromoleküle auszurichten. Das hat zur Folge, dass die Festigkeitseigenschaften in diesen Bereichen in bestimmte Richtungen steigen. Sie sind somit anisotrop<sup>5</sup>. [WskW]

Unterschieden wird bei Thermoplasten zwischen amorphen<sup>6</sup> und teilkristallinen<sup>7</sup> Thermoplasten.

Die **amorphen Thermoplasten** sind hart und spröde und werden unterhalb der **Glasübergangstemperatur**  $T_G$ <sup>8</sup> eingesetzt, da sie oberhalb ihre Festigkeit verlieren. Über den Zustand der thermoelastischen Verformbarkeit gehen sie bei weiterer Erwärmung in den Zustand der plastischen Verformbarkeit und anschließend in den der Schmelzviskosität über. [WskW]

Die **teilkristallinen Thermoplasten** bestehen aus amorphen und kristallinen Bereichen und werden oberhalb der  $T_G$  eingesetzt. Hierbei handelt es sich um zäh-harte Plaste, da die kristallinen Bereiche hart und die Amorphen oberhalb der  $T_G$  weich und beweglich sind. Unterhalb der  $T_G$  neigen diese zur Versprödung. [WskW]

<sup>3</sup> Auch Primärbindung: Elektronenpaarbindung zwischen C und C, oder C und O, N oder S [WskW]

<sup>4</sup> Auch Sekundärbindung: schwächere und stark von Abstand abhängige Kräfte und Energie zwischen Fadenmolekülen → bestimmen mechanische und thermische Eigenschaften [WstS]

<sup>5</sup> Anisotropie: Richtungsabhängige Festigkeitseigenschaften

<sup>6</sup> Ungeordnet verteilt

<sup>7</sup> Örtliche Ordnung

<sup>8</sup> Die Glasübergangstemperatur  $T_G$  ist Temperatur, bei der amorphe oder teilamorphe Polymere vom elastischen in den spröden Zustand übergehen [WskW]

Thermoplasten sind im Allgemeinen plastisch verformbar und schweißbar. Zu ihnen gehören: [WskW]

PP	(Polypropylen)	PE	(Polyethylen)
PVC	(Polyvinylchlorid)	POM	(Polyoxymethylen)
PA	(Polyamide)	PET	(Polyethylenterephthalat)
PC	(Polycarbonate)	PS	(Polystyrol)
PMMA	(Polymethylmetacrylat)	ABS	(Acrylnitril-Butadien-Styrol)
PUR	(Polyurethan)		

Bei den **Elasten** (Elastomere) handelt es sich um Gummi. Dieser besteht aus weitmaschig vernetzten Kettenmolekülen (s. Abbildung 12). Die Bindungskräfte an den Vernetzungspunkten sind groß. Dabei gibt die Anzahl der Vernetzungspunkte Auskunft über Festigkeitseigenschaften. Die Festigkeit und Steifigkeit steigt mit deren Anzahl. Im Allgemeinen besitzt dieses Polymer gummi-elastische Eigenschaften, sowie hohes elastisches Dehnungsvermögen. Dabei findet ein Strecken zwischen den Vernetzungspunkten statt, da Kettenverschiebungen nicht möglich sind. Nach der Entlastung besteht starker Zwang, die ursprüngliche Form wieder herzustellen. Neben den elastischen Eigenschaften besitzen die Elaste die Eigenschaften, dass sie nicht schmelzbar und nicht plastisch umformbar sind. [WskW]



**Abbildung 12: Vernetzte Kettenmoleküle schematisch**

Quelle: Werkstoffkunde, W. Weißbach, 16. Auflage, Vieweg Verlag

Die Basis dieser Polymere ist weicher und plastisch verformbarer Naturkautschuk. Diese werde nach Mischung mit Schwefel S vulkanisiert. Dabei werden die Doppelbindungen des Kautschuks durch S-Atome weitmaschig vernetzt. Mit steigenden Anforderungen wächst die Zahl der Kautschuksorten durch den Einsatz anderer Polymere. [WskW]

Eine Sondergruppe der Elasten sind die **Thermoplastischen Elastomere (TPE)**. Bei ihnen besteht die Möglichkeit, sie wie die Thermoplasten zu be- bzw. verarbeiten und wieder einschmelzen zu können. Die elastischen Eigenschaften der Elasten bleiben dabei erhalten. [WskW]

Die letzte Variationsmöglichkeit in der Kettenstruktur bilden die **Duroplaste** (Duromere) mit den Raumnetzmolekülen (s. Abbildung 13). Dabei handelt es sich um engmaschige, räumlich vernetzte Moleküle mit ebenfalls starken Bindungskräften an den Vernetzungspunkten. Geliefert und verarbeitet werden die Duroplaste in Form von Gießharz oder Formmasse (Kunstharz + Härter). Bei der Formgebung findet dann die Polyreaktion (oft Polykondensation) statt. Durch Initiierung mittels Wärme, Strahlung oder chemischen Additiven werden dabei



**Abbildung 13:**  
**Raumnetzmoleküle**  
**schematisch**

Quelle: Werkstoffkunde, W. Weißbach, 16. Auflage, Vieweg Verlag

Polymerketten untereinander oder mit Monomeren unter Anregung vernetzt. Anschließend besteht bei den Duroplasten nur noch die Möglichkeit der spanenden Bearbeitung, da auch durch Wärmezufuhr keine Verschiebung der Ketten gegeneinander möglich ist. Die Maßhaltigkeit und Oberflächenhärte der Formteile sind hoch. Des Weiteren weisen sie ein geringes Schwindmaß, sowie geringes, elastisches und plastisches Verformungsvermögen auf. Je nach Zusätzen fallen die Steifigkeit und Festigkeit selbst bei höheren Temperaturen kaum ab, wodurch Einsatztemperaturen von über 200°C möglich sind. Wie auch die Elaste sind die Duroplaste nicht schmelzbar. [WskW]

### 2.2.2 Das Belastungsverhalten von Kunststoffen

Entsprechend der Kettenstruktur und eventuell beigemischter Zusätze verändern sich die Festigkeitseigenschaften von elastisch bei den Elastomeren, über plastisch und viskoelastisch bei Thermoplasten, zu hart und spröde bei den Duroplasten.

Bei Kunststoffen (im Besonderen bei Thermoplasten) sind, wie bei vielen anderen Werkstoffen auch, die mechanischen Eigenschaften von der Temperatur abhängig. In Abhängigkeit von der Kettenstruktur weisen einige Polymere, im Gegenteil zu Metallen, mehr oder weniger sogenannte Spannungsrelaxationsprozesse auf. Dabei versuchen die Makromoleküle, im Anschluss an die spontane Reaktion auf die äußere Beanspruchung durch Umlagern, mit Hilfe von Schwingungsbewegungen, Bewegungen und Drehungen von Seitengruppen und Hauptkettensegmenten, sowie durch Abgleiten ganzer Molekülketten voneinander, die aufgetretenen Spannungen abzubauen. Dies geschieht bis zu einem bestimmten Gleichgewichtswert. Somit sind die mechanischen Eigenschaften bei Polymeren von der Belastungszeit abhängig. Ist diese geringer als die Umlagerungszeit der Kettenstruktur, tritt sprödes Materialverhalten auf. [DUBL], [WskW]

Dies hat zur Folge, dass nicht für alle Kunststoffe die Zähigkeitseigenschaften mit Hilfe eines Schlagbiegeversuches untersucht werden können, da die Möglichkeit der plastische Verformbarkeit vorhanden sein muss, um die Probe zerschlagen zu können. Somit sind nur Duroplaste und eine Auswahl an Thermoplasten für die Prüfung mit dem Kerbschlagbiege- bzw. Schlagbiegeversuch geeignet. Kunststoffe, die nicht mit

dem Schlagbiegeversuch untersucht werden können, sind mit dem Schlagzugversuch nach DIN EN ISO 8256 zu prüfen.

### 2.3 Messverfahren

Die Kerbschlag- bzw. Schlagarbeit wird mit Hilfe des Pendelschlagwerkes ermittelt. Dieses besteht aus den Komponenten Pendelgestell, Pendel, Pendelauslösung, Widerlager für die Prüfung nach Charpy, Aufbaufläche für Zusatzeinheiten zur Prüfung nach Izod bzw. für Dynstat-Proben, einer Kreuzlibelle und einer Anzeigeeinrichtung mit Schleppzeiger<sup>9</sup> (s. Abbildung 14) [PswOW]. Sie sind in der Norm von 0,5 bis 300 J genormt.

Vor Beginn einer Messung ist bei transportablen Prüfmaschinen der waagerechte Stand mit Hilfe der Kreuzlibelle zu kontrollieren. Dieser kann ggf. durch Verstellen der FüÙe korrigiert werden. Anschließend ist das Pendel in Ausgangslage Pos. 1 in Abbildung 15 zu bringen und der Schleppzeiger in der Anzeigevorrichtung nach links gegen den Anschlag auf den höchst möglichen Kerbschlagarbeitswert des jeweiligen Pendelschlagwerkes zu stellen. Dieser kann mit Hilfe der Formel für die Lageenergie (2.1) bestimmt werden.

$$W_{\text{pot}} = m_p \cdot g \cdot h_p \quad (2.1)$$

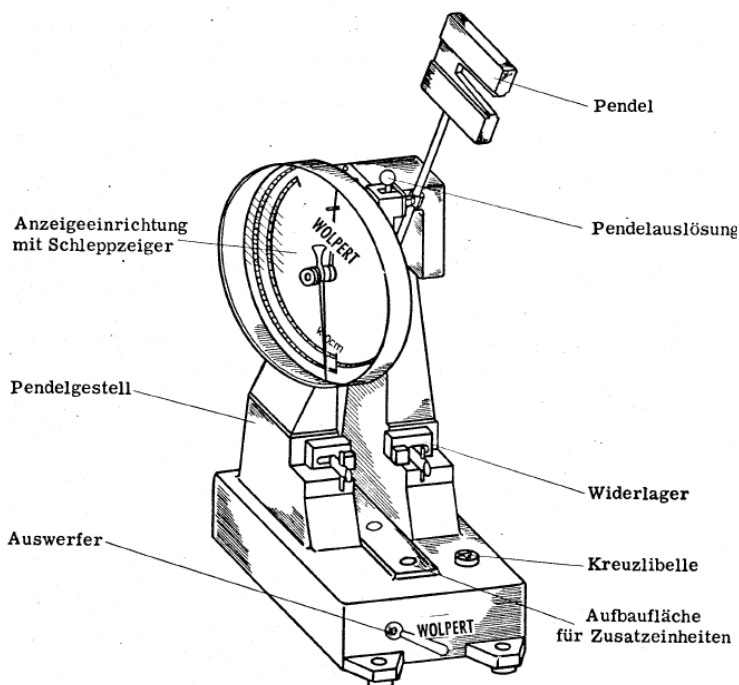


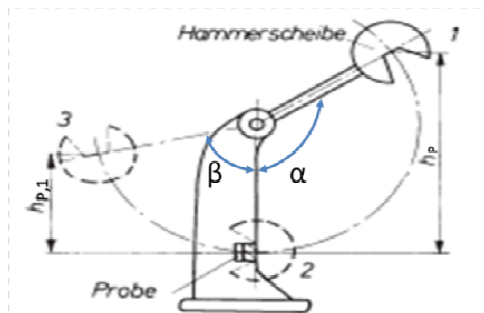
Abbildung 14: Pendelschlagwerk 5102 – OTTO WOLPERT WERKE GmbH

Quelle: Dokumentation der Anlage an der HAW

<sup>9</sup> Nicht bei instrumentierten Pendelschlagwerken



Der Wert entspricht der potentiellen Energie des Hammers in Pos. 1 und wird beim Pendelschlagwerk als Arbeitsvermögen bezeichnet. Die Probe wird an der tiefsten Stelle der Hammerbahn (s. Abbildung 15 Pos. 2) positioniert. Durch Betätigen der Pendelauslösung fällt dieses auf einer kreisförmigen Bahn nach unten. Dabei wird die Lageenergie  $W_{\text{pot}}$  in kinetische Energie  $W_{\text{kin}}$  umgewandelt.



**Abbildung 15: Schematische Darstellung Pendelschlagwerk**

Quelle: Werkstoffkunde, W. Weißbach, 16. Auflage, Vieweg

Die Aufschlaggeschwindigkeit des Pendels kann durch Verwendung des Energieerhaltungssatzes wie folgt ermittelt werden. Dazu sind die kinetische und die potentielle Energie gleichzusetzen.

$$W_{\text{kin}} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{P}} \cdot v_{\text{P}}^2 \quad (2.2)$$

$$W_{\text{pot}} = W_{\text{kin}} \quad (2.3)$$

$$v_{\text{P}} = \sqrt{2 \cdot g \cdot h_{\text{P}}} \quad (2.4)$$

Am tiefsten Punkt der Kreisbahn trifft das Pendel auf die Probe und zerschlägt diese. Dabei wird ein Teil der kinetischen Energie für die Verformungsarbeit  $W_{\text{K}}$  in der Probe absorbiert. Nach dem Bruch der Probe schwingt das Pendel weiter bis zur Pos. 3 mit der Höhe  $h_{\text{p},1}$  (s. Abbildung 15). Aus der Höhe  $h_{\text{p},1}$  kann nun die Restenergie ermittelt werden:

$$W_{\text{Rest}} = m_{\text{P}} \cdot g \cdot h_{\text{p},1} \quad (2.5)$$

Die Differenz aus der potentiellen Energie  $W_{\text{pot}}$  und der Restenergie  $W_{\text{Rest}}$  ergibt den Wert für die Verformungsarbeit  $W_{\text{K}}$ , welche der Kerbschlag- bzw. Schlagarbeit  $A_{\text{n}}$ <sup>10</sup> entspricht:

$$W_{\text{K}} = A_{\text{n}} = W_{\text{pot}} - W_{\text{Rest}} \quad (2.6)$$

Durch Einsetzen und Auflösen der Formel (2.1) und (2.5) in Formel (2.6) folgt für die Ermittlung der Kerbschlag- bzw. Schlagarbeit:

<sup>10</sup> Das Indizes n steht hierbei für ungekerbte Proben, V für Proben mit V-Kerbe und U für Proben mit U-Kerbe

$$A_n = m_p \cdot g \cdot (h_p - h_{p,l}) \quad (2.7)$$

Durch Einsetzen der Winkelfunktionen folgt:

$$A_n = m_p \cdot g \cdot L_p \cdot (\cos \beta - \cos \alpha) \quad (2.8)$$

Der Schleppzeiger wird beim Auftreffen des Hammers auf die Probe, von einem weiteren, direkt mit der Welle des Pendelhammers verbundenen Zeiger, mitgezogen, bis die Durchschwingweite erreicht ist. Das Pendel schwingt aus, wobei der Schleppzeiger auf dem Wert der gemessenen Kerbschlag- bzw. Schlagarbeit stehen bleibt.

Je weiter das Pendel durchschwingt, umso geringer ist die benötigte Kerbschlag- bzw. Schlagarbeit. Somit ist die Durchschwingweite ein Maß für die Kerbschlagarbeit.

Um eine Vergleichbarkeit der Wert zu gewährleisten, wird die Kerbschlag- bzw. Schlagarbeit  $A_n$  meist auf die Querschnittfläche im Kerbgrund  $A_K$  bezogen und dann als Schlagzähigkeit  $a_n$  bezeichnet:

$$a_n = \frac{A_n}{A_K} = \frac{A_n}{b \cdot h_K} \quad (2.9)$$

### 2.3.1 Kerbschlagbiegeversuch nach Charpy an metallischen Werkstoffen

Der Kerbschlagbiegeversuch nach Charpy zur Prüfung von metallischen Werkstoffen mit U- oder V-Kerbe ist nach DIN EN 10 045 genormt. Diese enthält Vorgaben zur Probengeometrie, Versuchsdurchführung und Versuchsauswertung. Dabei wird eine mittig gekerbte Probe mit einem Pendelhammer zerschlagen. Die benötigte Schlagarbeit wird gemessen und gilt als Maß für die Widerstandsfähigkeit gegen schlagartige Belastungen. [ChMet]

Entsprechend der Liefernorm sind die Anzahl und Lage, sowie die Probenahme festgelegt. Die jeweilige Abmessung und Form der Normal-, Untermaßproben und der Kerben sind in Tabelle 2 dargestellt. Dabei darf die unbearbeitete Probenbreite nur von der Tabelle abweichen, wenn diese der Erzeugnisdicke und der entsprechenden Liefernorm entspricht. Um vergleichbare Ergebnisse zu erzielen, ist dann darauf zu achten, dass die Proben in Abmessung und Form identisch sind. Des Weiteren soll die Beeinflussung des Werkstoffzustandes durch z.B. Kaltverfestigung oder Erwärmung möglichst gering gehalten werden. Somit dürfen Beschriftungen nur mit einem Abstand von 5 mm zur Kerbe und nicht im Bereich der Auf- bzw. Anlageflächen liegen. [ChMet]

Tabelle 2: Probenabmessungen und zulässige Abweichungen

Benennung	Probe mit U-Kerb			Probe mit V-Kerb		
	Nennmaß	Grenzabmaße		Nennmaß	Grenzabmaße	
			ISO-Kurzzeichen <sup>1)</sup>			ISO-Kurzzeichen <sup>1)</sup>
Länge der Probe	55 mm	± 0,60 mm	$j_s$ 15	55 mm	± 0,60 mm	$j_s$ 15
Höhe der Probe	10 mm	± 0,11 mm	$j_s$ 13	10 mm	± 0,06 mm	$j_s$ 12
Breite der Probe						
— Normal-Probe	10 mm	± 0,11 mm	$j_s$ 13	10 mm	± 0,11 mm	$j_s$ 13
— Untermaß-Probe	—	—	—	7,5 mm	± 0,11 mm	$j_s$ 13
— Untermaß-Probe	—	—	—	5 mm	± 0,06 mm	$j_s$ 12
Kerbwinkel	—	—	—	45°	± 2°	—
Höhe im Kerbgrund	5 mm	± 0,09 mm	$j_s$ 13	8 mm	± 0,06 mm	$j_s$ 12
Kerbradius	1 mm	± 0,07 mm	$j_s$ 12	0,25 mm	± 0,025 mm	—
Abstand zwischen Kerbmitte und Stirnflächen der Probe <sup>2)</sup>	27,5 mm	± 0,42 mm	$j_s$ 15	27,5 mm	± 0,42 mm	$j_s$ 15
Winkel zwischen Symmetrieebene des Kerbs und der Probenlängsachse	90°	± 2°	—	90°	± 2°	—
Winkel benachbarter Probenlängsflächen zueinander	90°	± 2°	—	90°	± 2°	—

<sup>1)</sup> Nach ISO 286  
<sup>2)</sup> Für Pendelschlagwerke mit automatischer Positionierung der Proben wird ein Grenzabmaß von ± 0,165 anstelle von ± 0,42 empfohlen.

Quelle: DIN EN 10 045

Zur Probenvorbereitung sind, in Ausnahme von Präzisionsguß-Proben, bei denen die beiden zur Symmetrie des Kerbs parallel liegenden Flächen unbearbeitet bleiben dürfen, alle Proben vollständig zu bearbeiten. Der Kerb ist senkrecht zur Probenlängsrichtung einzubringen. Dabei dürfen keine parallel zum Kerbgrund verlaufenden, mit dem bloßen Auge sichtbaren, Riefen entstehen. [ChMet]

Ist eine Probe unter Normalbedingungen zu prüfen, sind eine Normprobe und ein Pendelschlagwerk mit einem Arbeitsvermögen von 300 J zu verwenden. Dieses hat die in Tabelle 3 dargestellten Kenngrößen. [ChMet]

Tabelle 3: Kenngrößen des Prüfgerätes

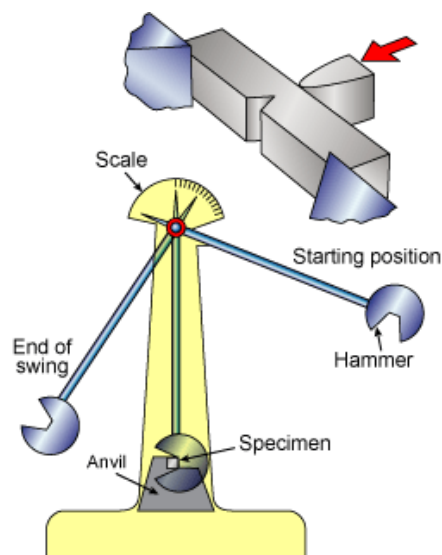
Nummer (Bild 1)	Benennung	Anforderung
7	Lichter Abstand der Widerlager	$(40 \begin{smallmatrix} +0,2 \\ 0 \end{smallmatrix})$ mm
8	Rundungshalbmesser der Widerlager	$(1 \begin{smallmatrix} +0,5 \\ 0 \end{smallmatrix})$ mm
9	Hinterschnitt der Widerlager	$11^\circ \pm 1^\circ$
10	Winkel des Finnenkeils	$30^\circ \pm 1^\circ$
11	Rundungshalbmesser der Finnenschneide	$(2 \begin{smallmatrix} +0,5 \\ 0 \end{smallmatrix})$ mm
12	Größte Hammerscheiben-Dicke	18 mm
—	Auftreffgeschwindigkeit des Hammers	5 bis 5,5 m/s <sup>1)</sup>
—	Winkel zwischen Widerlagern und Auflagern	$90^\circ \pm 0,1^\circ$

<sup>1)</sup> Für Pendelschlagwerke, die vor 1983 gebaut wurden, kann ein Wert von 4,5 bis 7 m/s vereinbart werden.

Quelle: DIN EN 10 045

Sollte in der entsprechenden Liefernorm keine Prüftemperatur angegeben sein, so ist die Probe bei  $23^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$  zu prüfen. Ist eine Temperaturangabe ohne Toleranz angegeben, beschränkte sich diese auf  $\pm 2^{\circ}\text{C}$ . Bei der Umtemperierung muss die Probe so lange in der Temperaturkammer verweilen, bis eine über den Querschnitt konstante Prüflingstemperatur gewährleistet werden kann. Anschließend an die Temperierung ist die Prüfung innerhalb von 5 s durchzuführen. [ChMet]

Dabei wird eine einseitig, in der Mitte ihrer Länge mit einer U- oder V-Kerbe versehene Probe, mittig auf zwei Auflager und gegen zwei Widerlager gelegt. Die zulässige Abweichung zwischen der Symmetrie der Kerbe und der der Auf – und Widerlager beträgt 0,5 mm. Nun wird auf der, der Kerbe gegenüberliegenden Seite, mit Hilfe eines Pendelhammers eine schlagartige Belastung aufgebracht (s. Abbildung 16). Es entsteht der Zustand einer Dreipunktbiegung, welche die Probe bis zum Bruch bzw. bis zum Durchziehen durch die Widerlager belastet. Ein Teil der kinetischen Energie des Pendelhammers wird dabei in Verformungsenergie umgewandelt. Diese verbrauchte Schlagarbeit wird in Joule J gemessen und gilt als Vergleichsmaß für Widerstandsfähigkeit des Werkstoffes gegen schlagartige Belastung. Sollte die Probe ohne Bruch durchgezogen werden, ist dies im Bericht mit „bei ... J nicht gebrochen“ zu beschreiben, da die erforderliche Bruchkraft nicht bestimmt wurde. [ChMet]



**Abbildung 16:**  
Kerbschlagbiegeversuch nach  
Quelle: www.twi.co.uk

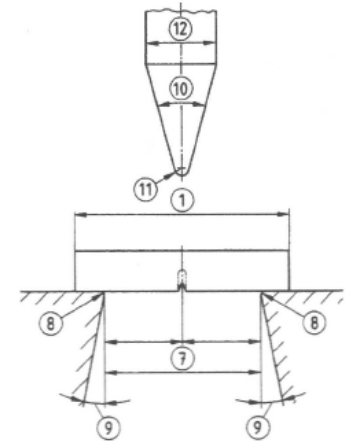
Für gebrochene Probekörper ist der Messwert wie folgt anzugeben:

$$\text{KV} \quad 150 \quad / \quad 7,5 \quad = \quad 83 \text{ J}$$

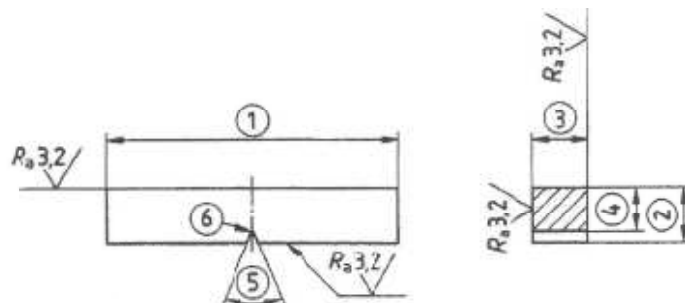
Kerbform U oder V	Arbeitsvermögen des Pendelschlagwerkes 150 J, Angabe entfällt bei Normbedingungen	Untere Probe mit Breite von 7,5 mm, Angabe entfällt bei Normbedingungen	Wert der zum Bruch verbrauchten Schlagarbeit in Joule, hier 83 J
-------------------	---	---	--

**Tabelle 4: Benennung für die folgenden Abbildungen**

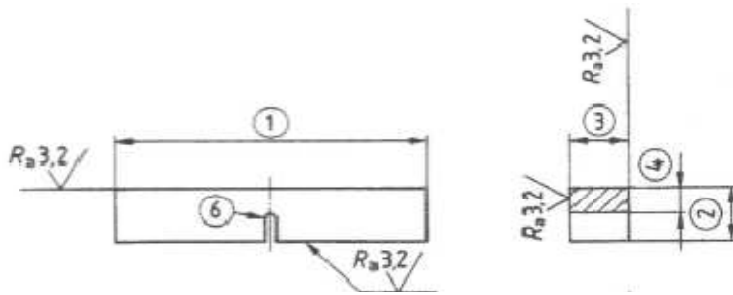
Nummer (Bild 1)	Benennung	Einheit
1	Länge der Probe	mm
2	Höhe der Probe	mm
3	Breite der Probe	mm
4	Höhe im Kerbgrund	mm
5	Kerbwinkel	Grad
6	Kerbradius	mm
7	lichter Abstand der Widerlager	mm
8	Rundungshalbmesser der Widerlager	mm
9	Hinterschnitt der Widerlager	Grad
10	Winkel des Finnenkeils	Grad
11	Rundungshalbmesser der Finnenscheide	mm
12	Hammerscheiben-Dicke	mm
—	verbrauchte Schlagarbeit KU oder KV	Joule

**Abbildung 17: Abmessungen der Versuchsanordnung**

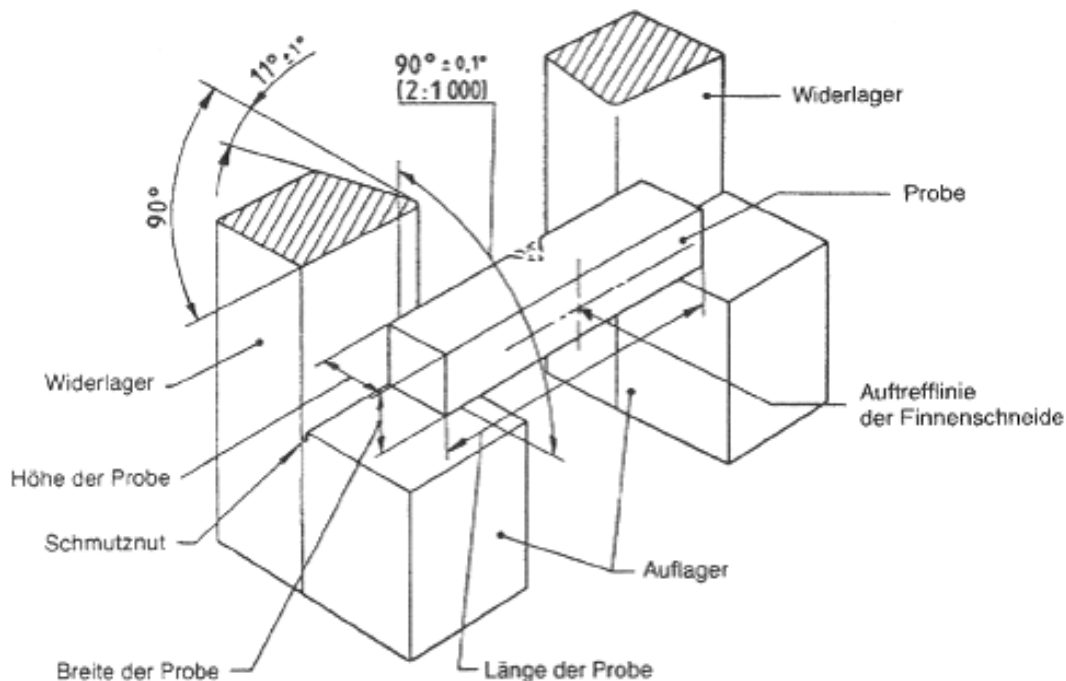
Quelle: DIN EN 10 045

**Abbildung 18: Abmessungen Charpy-V-Probe**

Quelle: DIN EN 10 045

**Abbildung 19: Abmessungen Charpy-U-Probe**

Quelle: DIN EN 10 045



**Abbildung 20: Probenanordnung**

Quelle: DIN EN 10 045

### 2.3.2 Bestimmung der Charpy-Schlageigenschaften an Kunststoffen

Die Bestimmung der Charpy-Schlagzähigkeit ist für Kunststoffe in der DIN EN ISO 179-1 festgelegt. Es dient zur Prüfung der Zähigkeit bzw. Sprödigkeit und des Verhaltens festgelegter Probekörper auf schlagartige Belastung, sowie zur Bestimmung von Vergleichsdaten aus ähnlichen Werkstofftypen. Nicht zu verwenden sind die ermittelten Daten als Grundlage von Konstruktionsberechnungen. Zur Prüfung von Werkstoffen, die Oberflächeneffekte aufgrund von Umgebungseinflüssen oder interlaminae Scherbrüche zeigen, ist dieses Verfahren besser geeignet, als das nach DIN EN ISO 180 (Bestimmung der Izod-Schlagzähigkeit). Anwendbar ist der Charpy-Versuch für steife thermoplastische Spritzguss- und Extrusionsformmassen, steife thermoplastische und duroplastische Tafeln, sowie steife duroplastische Werk- und Schichtstoffe, jeweils inklusive der gefüllten und verstärkten Verbundstoffe. Des Weiteren eignet sich dieses Prüfverfahren zur Prüfung von thermotropen flüssigkristallinen Polymeren, sowie für faserverstärkte duroplastische und thermoplastische Verbundwerkstoffe (unidirektional und nicht unidirektional verstärkt). Für harte Schaustoffe und Schichtstoff-Verbundstoffe mit Schaumstoffkern ist das Verfahren nicht geeignet. Bei der Prüfung von langfaserverstärkten Kunststoffen und thermotropen flüssigkristallinen Polymeren werden ungekerbte Proben verwendet. [ChKst]

Um vergleichbare Werte zu erhalten, ist es hier von hoher Wichtigkeit, Kenntnisse über die Probenabmessungen, die Kerbart, sowie die Herstellungsbedingungen zu erlangen. Für Probekörper aus Form und Extrusionsmassen sind die Abmessungen in Tabelle 5 dargestellt [ChKst]. Dabei sind eine Vielzahl von Normen zu berücksichtigen, welche dem Kapitel 6 der Norm DIN EN ISO 179-1 zu entnehmen sind.

**Tabelle 5: Probekörper-Typ, Maße und Stützweiten**

Probekörper-Typ	Länge <sup>a</sup> $l$	Breite <sup>a</sup> $b$	Dicke <sup>a</sup> $h$	Stützweite $L$
1	$80 \pm 2$	$10,0 \pm 0,2$	$4,0 \pm 0,2$	$62 \begin{smallmatrix} +0,5 \\ -0,0 \end{smallmatrix}$
2 <sup>b</sup>	$25 h$	10 oder 15 <sup>c</sup>	3 <sup>d</sup>	$20 h$
3 <sup>b</sup>	$11 h$ oder $13 h$			$6 h$ oder $8 h$

<sup>a</sup> Die Probekörpermaße (Dicke  $h$ , Breite  $b$  und Länge  $l$ ) sind wie folgt definiert:  $h \leq b < l$ .

<sup>b</sup> Die Probekörper Typ 2 und Typ 3 dürfen nur für die in 6.3.2 beschriebenen Werkstoffe angewandt werden.

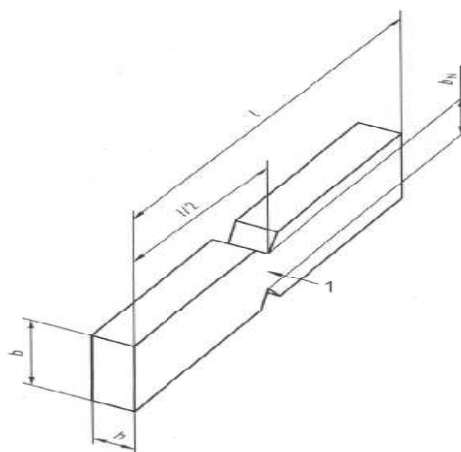
<sup>c</sup> 10 mm für Werkstoffe, die in feiner Struktur verstärkt sind, 15 mm für Werkstoffe mit grober Struktur (siehe 6.3.2.2).

<sup>d</sup> Bevorzugte Dicke. Wenn der Probekörper einer Tafel oder einem Formteil entnommen wird, muss  $h$  bis 10,2 mm gleich der Dicke der Tafel oder des Formteils sein (siehe 6.3.1.2).

Quelle: DIN EN ISO 179-1

Neben den Abmessungen, welche mit Messschrauben bzw. Messschieber zu überprüfen sind, ist die visuelle Begutachtung von großer Bedeutung. Die Proben dürfen keine Verwindungen, Krater, Einfallstellen, Schwimmhäute oder Kratzer aufweisen. Des Weiteren sind die Parallelität und Winkligkeit zu kontrollieren. Bei fehlerhaften Proben ist eventuell mögliche Nachbearbeitung zulässig. [ChKst]

Bei der Durchführung des Schlagversuchs kann die Versuchsanordnung je nach Vorgabe durch Prüfung mit schmalseitigem oder breitseitigem Schlag ausgeführt werden (s. Tabelle 6). Dabei ist die Schlagrichtung parallel zur Probendicke bzw. zur Probenbreite. Der schmalseitige Schlag (e) mit un- oder einseitig gekerbten Proben wird bei alle Kunststoffen mit Ausnahme von Schichtstoffen angewandt. Diese werden mit der Probenanordnung Charpy-“fn“ und Charpy-“ep“ geprüft. Der breitseitige Schlag (f) wird unter Verwendung von un- oder beidseitig gekerbten (s. Abbildung 21) Proben zur Untersuchung von Oberflächeneffekten angewandt. [ChKst]



**Abbildung 21: Doppelt gekerbter Probekörper**

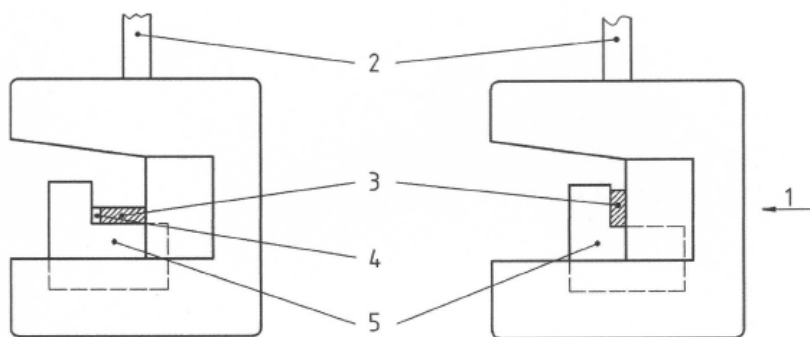
Quelle: DIN EN ISO 179-1

**Tabelle 6: Schlagrichtungs-Bezeichnungsschema bei der Charpy-Prüfung**

	schmalseitig (e)	breitseitig (f)
senkrecht (n)		
parallel (p)		

Quelle: DIN EN ISO 179-1

Die Abbildung 22 zeigt den Vergleich schmalseitiger Schlag mit gekerbter Probe links zu breitseitiger Schlag mit ungekerbter Probe rechts im Moment des Auftreffens des Pendelhammers. [ChKst]



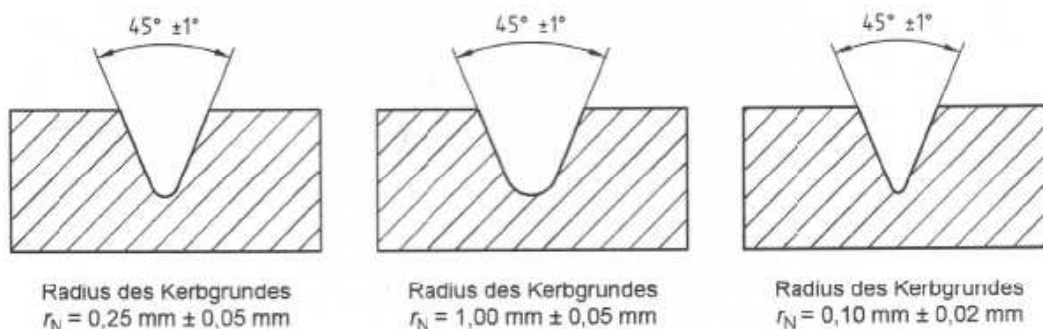
- Legende**
- 1 Schlagrichtung
  - 2 Pendelstange
  - 3 Probekörper
  - 4 Kerbe
  - 5 Widerlager

**Abbildung 22: Probekörper Typ 1 im Moment des Hammeraufschlags**

Quelle: DIN EN ISO 179-1



Neben der Versuchsanordnung haben die Form und Ausführung der eventuell geforderten Kerbe Einfluss auf die Versuchsergebnisse. Dabei wird zwischen den Kerbarten A, B und C (s. Abbildung 23), sowie den Einbringungsarten spanend und eingeformt unterschieden. Die spanabhebend eingebrachten Kerben müssen der Norm ISO 2818 entsprechen und rechtwinklig zu den Hauptachsen eingebracht sein. Eingeformte Kerben sind nur zu verwenden, wenn dies für das zu untersuchende Material festgelegt ist. Hierbei muss beachtet werden, dass Ergebnisse, welche mit unterschiedlich eingebrachten Kerben trotz gleicher Abmessungen nicht vergleichbar sind. [ChKst]



**Abbildung 23: Kerbarten bei der Charpy-Prüfung im Überblick, links Form A, Mitte Form B, rechts Form C**

Quelle: DIN EN ISO 179-1

Des Weiteren sind die Prüfbedingungen wie Arbeitsvermögen des Pendels, Prüftemperatur und Konditionierung für die Vergleichbarkeit der Werte von großer Bedeutung. Diese sind genau zu überwachen und zu protokollieren. Da bei einigen Platten- bzw. Tafelwerkstoffe anisotropes Materialverhalten auftritt, ist es in diesen Fällen üblich Proben mit ihrer Längsachse parallel sowie senkrecht zur Richtung einer Eigenschaft der Platte zu entnehmen. [ChKst]

Vor der Versuchsdurchführung sind 10 Proben (inklusive Kerben) vorzubereiten und bei  $23^\circ\text{C}$  sowie einer relativen Feuchte von 50 % für mindestens 16 h konditioniert werden. Abweichungen können in den materialzugehörigen Normen angegeben sein. Liegt der Variationskoeffizient (s. ISO 2602) nach der Messung von fünf Proben im Bereich von  $\leq 5\%$ , ist es nicht notwendig, die weiteren fünf Proben zu messen. Jedoch sind bei der Messung von Schichtstoffen in senkrechter und paralleler Richtung jeweils 10 Proben zu messen. [ChKst]

Zur Vorbereitung des Pendelschlagwerks ist die Stützweite auf Grundlage von Tabelle 5 zu kontrollieren bzw. einzustellen. Des Weiteren ist zu Prüfen, ob das Pendel den festgelegten Wert für die Aufschlaggeschwindigkeit und das richtige Arbeitsvermögen aufweist. Die zu erwartende Schlagarbeit  $E$  soll zwischen 10 % und 80 % des Arbeitsvermögens betragen. Dabei ist immer der größtmögliche Pendelhammer zu wählen. Im Folgenden sind die Reibungsverluste zu bestimmen. Nach ISO 13802 ist die verbrauchte Arbeit dann zu korrigieren. Die Versuchsdurchführung entspricht der bereits für die Norm DIN EN 10 045 beschriebenen. [ChKst]

Die Messwerte der Schlagarbeit  $E$  sind um die Reibungsverluste zu korrigieren. Im Gegensatz zu metallischen Werkstoffen, wo nur der vollständige Bruch ausgewertet wird, wird bei Kunststoffen zwischen vier Versagensarten differenziert. Dabei beschreibt der Buchstabe C den vollständigen Bruch des Probekörpers in zwei oder mehrere Teile, das H den Scharnierbruch. Hierbei hält ein dünner Reststreifen mit geringer Reststeifigkeit die beiden Teile der Probe zusammen. Ist der Reststreifen dicker und es kann nicht von einem Scharnier gesprochen werden, wird dies als Teilbruch mit der Abkürzung P bezeichnet. Findet eine reine Biegung ohne Bruch statt, wird von einem Nicht-Bruch gesprochen. Dies wird mit dem Buchstaben N abgekürzt und kann möglicherweise mit einem Weißbruch<sup>11</sup> verbunden sein. [ChKst]

Zur Auswertung wird hierbei die gemessene Kerbschlag-/ Schlagarbeit auf den Querschnitt der Probe bezogen und in der Einheit Kilojoule je Quadratmeter [ $\text{kJ}/\text{m}^2$ ] angegeben.

Bei ungekerbten Proben wird dann die Charpy-Schlagzähigkeit  $a_{cU}$  wie folgt ermittelt:

$$a_{cU} = \frac{E_c}{h \cdot b} \cdot 10^3 \quad (2.10)$$

Dabei ist  $E_c$  die um die Reibung korrigierte Schlagarbeit,  $h$  Probendicke und  $b$  Probenbreite.

Bei der Auswertung von gekerbten Proben wird die Schlagarbeit auf den Querschnitt im Kerbgrund bezogen und in der Einheit Kilojoule je Quadratmeter [ $\text{kJ}/\text{m}^2$ ] angegeben.

Bei gekerbten Proben wird dann die Charpy-Schlagzähigkeit  $a_{cN}$ <sup>12</sup> wie folgt ermittelt:

$$a_{cN} = \frac{E_c}{h \cdot b_N} \cdot 10^3 \quad (2.11)$$

Dabei ist  $E_c$  die um die Reibung korrigierte Schlagarbeit,  $h$  Probendicke und  $b_N$  Probenbreite im Kerbgrund.

Aus berechneten Werten ist im Anschluss der arithmetische Mittelwert und wenn gefordert, die Standardabweichung des Mittelwertes nach ISO 2602 mit je zwei signifikanten Stellen zu berechnen [ChKst]. Hinweise zur Präzision und zur Erstellung des Prüfberichtes befinden sich in Kapitel 9 und 10 der Norm DIN EN ISO 179-1.

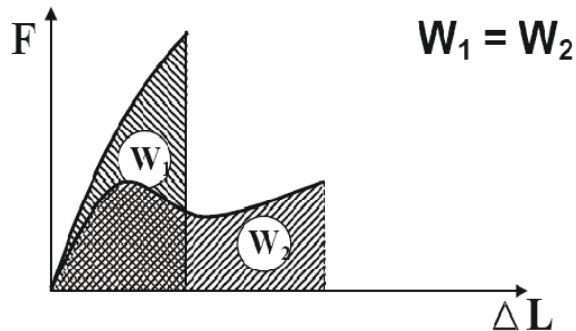
---

<sup>11</sup> Weißbruch sind mikroskopisch kleine Bereiche, deren Begrenzungsflächen mit einzelnen extrem verstreckten Materialsträngen überbrückt sind und durch eine milchig weiße Verfärbung erkennbar werden. Weißbruch ist eine Vorschädigung des Materials und kann der Beginn eines vollständigen Materialbruches sein. [RosePI]

<sup>12</sup> Wobei N für die Kerbform A, B oder C steht.

### 2.3.3 Die instrumentierte Charpy –Schlagzähigkeitsuntersuchung an Kunststoffen

Der instrumentierte Charpy-Schlagversuch ist nach DIN EN ISO 179-2 genormt. Das Verfahren wird angewandt, wenn für die Charakterisierung des Schlagverhaltens ein Kraft-Zeit-Diagramm oder ein Kraft-Durchbiegung-Diagramm erforderlich ist. Ursachen dafür sind, dass in vielen Bereichen der Technik und der Forschung eine visuelle Auswertung der Bruchfläche im Zusammenhang mit dem Wert der Kerbschlagarbeit nicht ausreichend ist, um Erkenntnisse zur Rissentstehung und dem Risswachstum zu gewinnen. Des Weiteren ist es automatisierten Pendelschlagwerken nicht möglich, eine visuelle Begutachtung jeder Probe durchzuführen und wie Abbildung 24 zeigt, gibt allein der Wert der Kerbschlagarbeit keine Aussage, um welche Bruchform es sich handelt. [ChiKst]



**Abbildung 24: Schematischer Vergleich - Verformungsbruch  $W_2$ / Trennbruch  $W_1$  im Kraft-Dehnung-Diagramm**

Quelle: Universität Kassel – Institut für Werkstofftechnik

Die Grundlage für den instrumentierten Schlagversuch mit dem Versuchsaufbau nach Charpy ist die Norm DIN EN ISO 179-1 „Bestimmung der Charpy-Schlageigenschaften von Kunststoffen“. Jedoch erfolgt die Messwertaufnahme hier elektronisch, wodurch hier auf die Energieanpassung, durch auswechseln des Pendelhammers, verzichtet wird. Dabei sind die Probeneigenschaften, Abmessungen und Vorbereitung dem Kapitel 2.3.2 oder der Norm DIN EN ISO 179-1 zu entnehmen. Somit sind auch hier die Ergebnisse von vielen Faktoren abhängig, die genau überprüft und dokumentiert werden sollten, um eine Vergleichbarkeit der Werte garantieren zu können. Diese sollte auch hier nicht als Grundlage für Konstruktionsberechnungen verwendet werden. [ChiKst]

Wie bereits im Kapitel 2.3.2 dargestellt, können bei der Prüfung von Kunststoffen verschiedene Versagensarten auftreten. Beim instrumentierten Schlagversuch wird dabei zwischen dem Nicht-Bruch (N), dem teilweisen Bruch (P), dem Zähbruch (t), dem Sprödbbruch (b) und dem Splitterbruch (s) unterschieden, wobei die letzten drei Untergruppen des vollständigen Bruchs (C) und des Scharnierbruchs (H) sind. [ChiKst]

Die Hauptbestandteile des Prüfgerätes sind der Energieträger, der Hammer und der Rahmen mit den Widerlagern zur Probenaufnahme. Dabei ist hier der Energieträger nicht auf das Fallpendel beschränkt. Beim Energieträger Schwerkraft werden Pendel oder Fallbolzen, die vor dem Schlag mit Hilfe von Federgetrieben oder pneumatisch angetrieben werden können, verwendet. [ChiKst]

Bei der Verwendung von Pendel nach ISO 179-1, welche eine geringe Energie besitzen, beträgt die Aufschlaggeschwindigkeit  $v_0 = (2,90 \pm 0,15)$  m/s und für die mit hoher Energie  $v_0 = (3,80 \pm 0,20)$  m/s. Um eine Vergleichbarkeit mit Daten aus der Versuchsdurchführung nach ISO 179-1 gewährleisten zu können, bedarf es bei der

instrumentieren Durchführung die Verwendung von Pendeln mit geringer Energie. Die Ursache liegt hierbei in auftretenden Trägheitskräften und Schwingungen, welche von der Geschwindigkeit abhängig sind. Auf diesen Sachverhalt wird im weiteren Verlauf noch explizit eingegangen. [ChiKst]

Bei schwerebeschleunigten Energieträgern kann die kinetische Energie um den Faktor 1,54 durch Variation der Fallhöhe unter Verwendung desselben Energieträgers erreicht werden. Um die oben angegebenen Aufschlaggeschwindigkeiten zu erreichen sind die Fallhöhen von  $(43 \pm 5)$  cm und  $(74 \pm 7)$  cm zu verwenden. [ChiKst]

Des Weiteren wird auch Hydraulik als Energieträger angewandt. Hierbei handelt es sich um Hochgeschwindigkeitsschlagzähigkeitsprüfgeräte mit geeigneten Zusatzgeräten, bei welchem jede Geschwindigkeitsabweichung des Hammers während des Schlages bezogen auf die Probenwiderlager anhand z.B. der Durchbiegungs-Zeit-Kurve oder dem Anstieg überprüft werden muss. [ChiKst]

Im Allgemeinen gilt hierbei die Vorgabe, dass der Probekörper durch den Schlag mit konstanter Geschwindigkeit rechtwinklig zur Probenlänge gebogen wird. Unabhängig vom verwendeten Energieträger darf die Geschwindigkeitsabnahme während des Schlages 10 % nicht überschreiten, da es sonst zu viskoelastischem Werkstoffverhalten und somit eine Nichtvergleichbarkeit der Werte kommt. Die Ursache liegt im stark an die Verformungsgeschwindigkeit gebundenen Verformungsverhalten von Kunststoffen. Dazu sind die folgenden Bedingungen einzuhalten, wobei  $W^*$  den Höchstwert der zu messenden Energie und  $m_c$  die Masse des Energieträgers darstellen. Dabei stellt Formel (2.12) das Verhältnis der Energien dar. [ChiKst]

$$\frac{E}{W^*} \geq 5 \quad (2.12)$$

Die Formeln (2.13) und (2.14) geben Bedingungen für die Masse des Energieträgers an.

$$m_c \geq 10 \cdot \frac{W^*}{v_0^2} \quad (2.13)$$

$$m_c \geq 1,2 \cdot W^* \quad (2.14)$$

Des Weiteren sind bei Energieträgern mit reibungsfreien Schlag, wie z.B. Pendel oder Fallbolzen, bei denen die Durchbiegung der Probe nicht direkt gemessen wird, Reibungsverluste  $W_f$  zu berücksichtigen. Dabei darf die Aufschlaggeschwindigkeit nicht mehr als 1 % vom errechneten Wert abweichen. D.h.  $W_f$  darf maximal 2 % der Nennenergie  $E$  für das erste Viertel der Pendelschwingung und somit maximal 8 % für eine volle Schwingung betragen. [ChiKst]

Die Eigenschaften und Abmessungen von Pendel, Probekörperwiderlager und Hammerschneide sind nach ISO 13 802 zu gestalten, wobei für die Hammerschneide jeder Werkstoff mit ausreichender Festigkeit und Abriebbeständigkeit geeignet ist. Die Erfahrung hat dabei gezeigt, dass Stahl im Allgemeinen ausreichende Eigenschaften

bietet, jedoch durch den Einsatz von Werkstoffen mit geringerer Dichte, wie z.B. Titan die Eigenfrequenz erhöht werden kann [ChiKst]. Die Eigenschaften und Richtlinien sind der Norm DIN EN ISO 179-2 Kapitel 5.1.6 zu entnehmen.

Die auf die Probe aufgebrachte Kraft  $F$  muss während des Schlags gemessen und aufgezeichnet werden. In Abhängigkeit von der Auswertmethode kann die daraus resultierende Probendurchbiegung dabei mit entsprechenden Messgeräten direkt gemessen oder bei reibungsfreien Energieträgern abgeleitet und aus der Anfangsgeschwindigkeit  $v_0$  und dem Kraft-Zeit-Verlauf berechnet werden. Diese aufgezeichneten Kurven sind dabei von dynamischen Effekten überlagert (Abbildung 25 und Abbildung 26), welche aufgrund des Aufschlagimpulses im Pendelhammer und in der Probe, aber auch Resonanzen in der Kraftmesskette, auftreten. [ChiKst]

Mit Hilfe von Dehnungsmessstreifen<sup>13</sup> an bzw. piezoelektrischen Aufnehmern<sup>14</sup>, an der Hammerfinne oder anderen Verfahren der Kraftmessung und der Verbindung mit einem Rechner besteht die Möglichkeit, den Kraft-Zeit-Verlauf abzubilden, sowie weitere Aussagen zum dynamischen Bruchverhalten des Probenwerkstoffes zu erhalten. Die dabei zulässige Abweichung beträgt 1 % des Höchstwertes der zu messenden Kraft. Des Weiteren ist das Kraftmesssystem statisch oder dynamisch mit einer zulässigen Toleranz von  $\pm 2$  % zu kalibrieren. [ChiKst]

Da Schwingungen im gesamten Messsystem es erschweren die Punkte der Risseinleitung und -wachstum genau zu bestimmen, muss die Eigenfrequenz des Kraftmesssystems  $f_n$  mindesten das Dreifache der Resonanzfrequenz der Probe  $f_s$  betragen. [ChiKst]

Des Weiteren treten beim Aufschlagen des Hammers Trägheitskräfte der Probe gegen die Verformung und aufgrund der Elastizität des Probenwerkstoffes Abprellungen des Hammers auf. Diese steigen proportional mit der Geschwindigkeit. Die Maximalkraft  $F_1$  und die Schwingzeit  $t_1$  des Trägheitsmaximums hängen dabei von der Kontaktmasse und der Kontaktsteifigkeit, welche den siebenfachen Wert der Biegesteifigkeit betragen kann, ab. Dadurch erscheint im Kraft-Zeit- oder auch Kraft-Durchbiegungs-Kurven nach dem Trägheitsmaximum eine negative Kraft (s. Abbildung 26). Diese sollte 20 % des Trägheitsmaximums nicht überschreiten. [ChiKst]

---

<sup>13</sup> Draht oder Folie, welche bei dehnender Verformung ihren elektrischen Widerstand ändern.

<sup>14</sup> Meist Quarze, bei denen durch gerichtete elastische Verformung elektrische Ladungen an der Oberfläche auftreten.

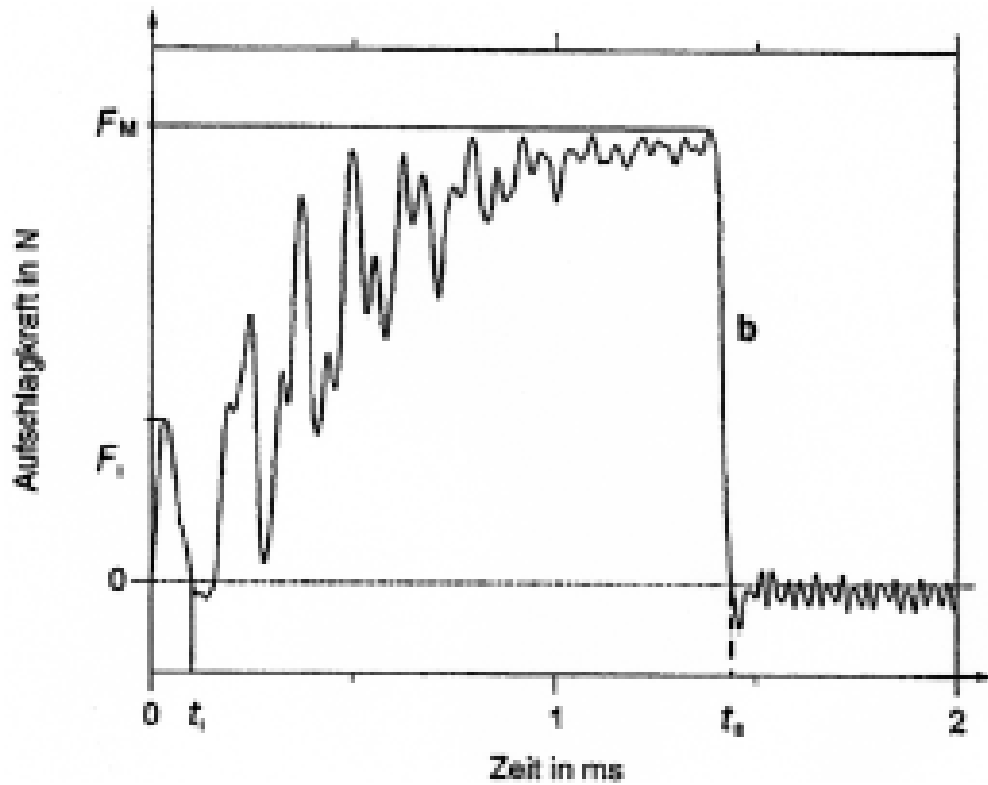


Abbildung 25: Typischer Kraft-Zeit-Verlauf mit b-Bruch

Quelle: DIN EN ISO 179-2

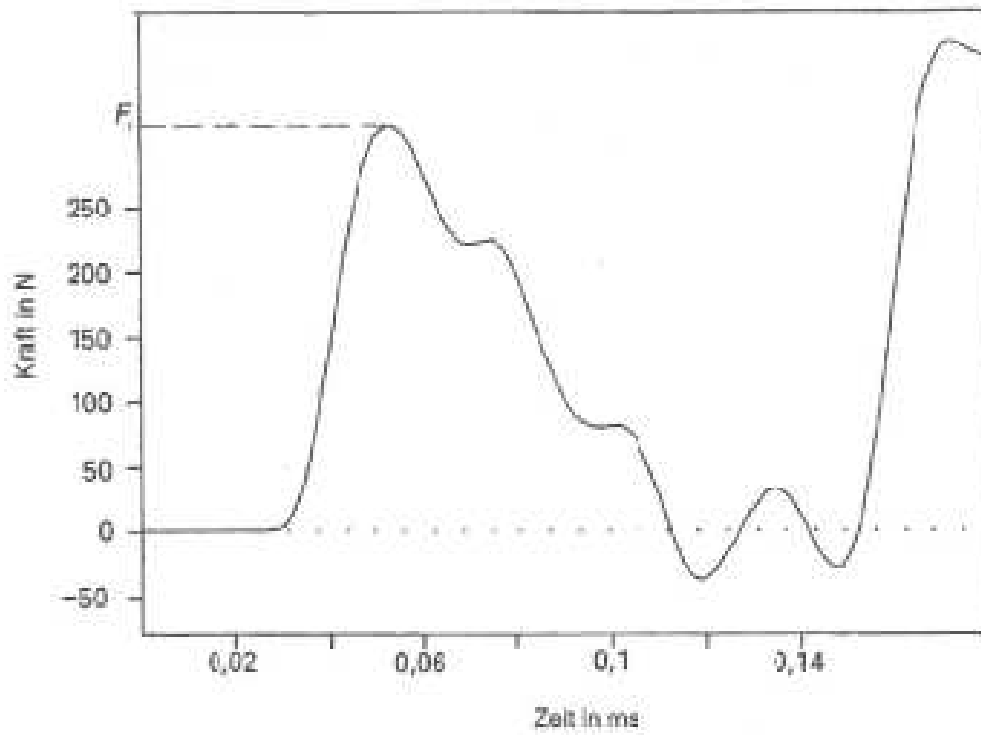


Abbildung 26: Ermittlung der Kraft  $F_1$  in Vergrößerung

Quelle: DIN EN ISO 179-2

Zur Ermittlung der Durchbiegung als Funktion der Zeit besteht die Möglichkeit der Doppelintegration des Kraft-Zeit-Verlaufes oder die der direkten Messung. Dabei ist die Abtastrate der Zeit anzugleichen und Differenzen in der Übertragungszeit auszugleichen. [ChiKst]

Durch zweifache Integration des 2. Newton'schen Axioms in der von Euler formulierten Form (2.15) kann der Kraft-Zeit-Verlauf in einen Kraft-Durchbiegung-Verlauf umgerechnet werden.

$$\begin{aligned} F_p &= m_p \cdot a_p = m_p \cdot \dot{v}_p \\ &= m_p \cdot v_p \frac{d}{dt} \end{aligned} \quad (2.15)$$

Für waagrecht auftreffende Energieträger mit Pendelschlagwerk ergibt sich dann folgende Formel zur Ermittlung der Probendurchbiegung  $s_{Pr}$ . Dabei ist  $L_P$  die physikalische Pendellänge in m und  $M_H$  das waagerechte Moment des Pendels in Nm. [ChiKst]

$$s_{Pr}(t) = v_{0,P} \cdot t - \frac{L_P \cdot g}{M_H} \int_0^t \int_0^{t_1} F_p(t) dt \cdot dt_1 \quad (2.16)$$

Für senkrecht auftreffende Energieträger einer Fallapparatur folgt dann für die Ermittlung der Probendurchbiegung.

$$s_{Pr}(t) = v_{0,P} \cdot t - \frac{1}{m_c} \int_0^t \int_0^{t_1} F_p(t) dt \cdot dt_1 + \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 \quad (2.17)$$

Des Weiteren besteht die Möglichkeit die Schlagenergie durch Integration des Kraft-Zeit-Signals bzw. Kraft-Durchbiegungs-Signals zu ermitteln. [ChiKst]

$$W_j(t) = v_{0,P} \int_0^{t_j} F_p dt \quad (2.18)$$

$$W_j(s) = v_{0,P} \int_0^{s_j} F_p ds \quad (2.19)$$

Dabei steht j als Platzhalter für die Punkte Bruch (B) bzw. Maximum (M). Zur Ermittlung der Schlagzähigkeit werden die Formeln (2.10) und (2.11) verwendet. Dazu wird die korrigierte Schlagarbeit  $E_c$  durch die Schlagenergie bis zum Bruch  $W_B$  ersetzt. [ChiKst]

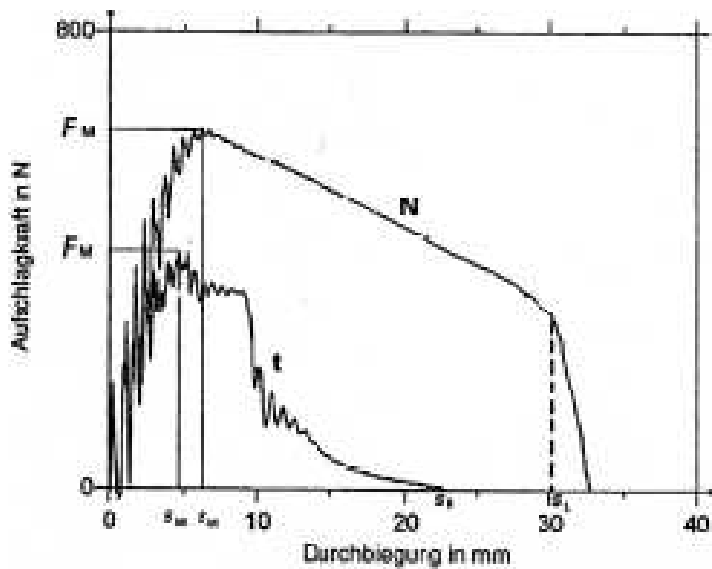


Abbildung 27: Typischer Kraft-Durchbiegungs-Verlauf mit N- und t-Bruch

Quelle: DIN EN ISO 179-2

Legende:

- $F_M$ : Höchstwert der Aufschlagkraft
- $s_M$ : Durchbiegung der Probe bei  $F_M$
- $W_M$ : Energie / Arbeit bis zu  $F_M$
- $s_B$ : Durchbiegung beim Bruch → bei dieser hat sich die Aufschlagkraft auf 5 % von  $F_M$  verringert
- $s_L$ : Durchbiegungsgrenze → Beginn des Durchziehens

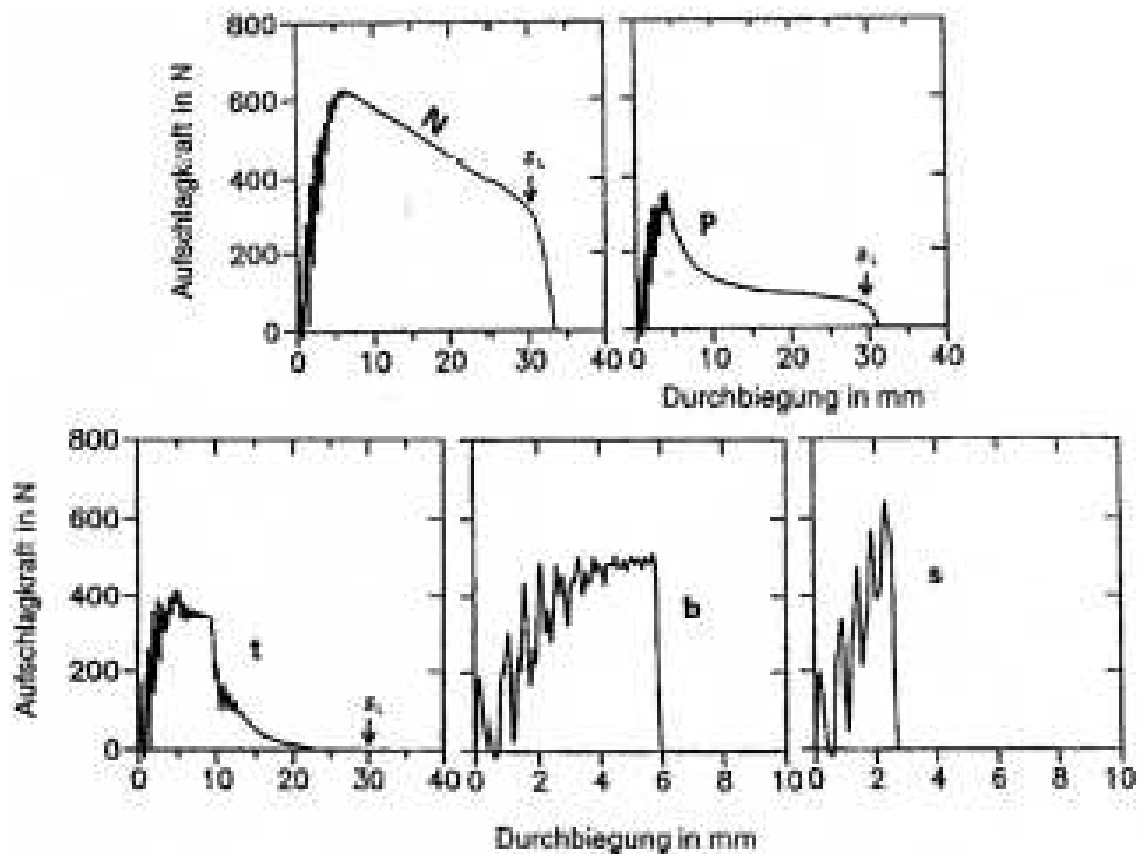


Abbildung 28: Übersicht der Versagensarten

Quelle: DIN EN ISO 179-2

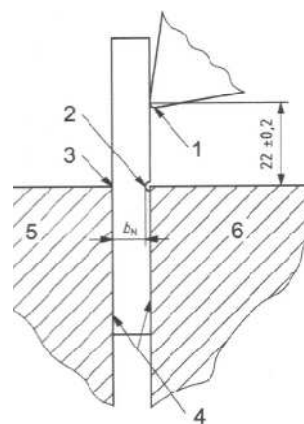
Weitere Informationen zur Auswertung und Darstellung, sowie zur Präzision und zur Erstellung des Prüfberichtes sind der Norm DIN EN ISO 179-2 zu entnehmen.



### 2.3.4 Bestimmung der Izod-Schlagzähigkeit an Kunststoffen

Die Bestimmung der Izod-Schlagzähigkeit ist für Kunststoffe in der DIN EN ISO 180 festgelegt. Wie auch der nichtinstrumentierte Schlagversuch nach Charpy (DIN EN ISO 179-1) dient er zur Prüfung der Zähigkeit bzw. Sprödigkeit, zur Untersuchung des Verhalten festgelegter Probekörper auf schlagartige Belastung und zur Bestimmung von Vergleichsdaten aus ähnlichen Werkstofftypen. Ebenfalls nicht zu verwenden sind die ermittelten Daten als Grundlage von Konstruktionsberechnungen. Die verwendbaren Probekörper-Materialien, Anzahl an Prüfkörpern, die Prüfung von anisotropen Kunststoffen, sowie die Probenvorbereitung und -kontrolle sind mit denen der Norm DIN EN ISO 179-1 identisch. [IzKst]

Im Gegenteil zum Versuchsaufbau nach Charpy, bei dem die Probe auf zwei Widerlager gelegt und mittig belastet wird, erfolgt hier eine Zweipunktbiegung. Dazu wird ein Stab senkrecht zwischen der feststehenden Backe (Pos. 5) und der beweglichen Backe (Pos. 6) eingespannt und mit einem Schlag durch den Pendelhammer gebrochen (s. Abbildung 29). Dabei wird der Probekörper über die Spannbackenkante (Pos. 3) gebogen. Diese besitzt einen Radius nach ISO 13 802. Durch Haftreibung an den Kontaktflächen (Pos. 4) wird die Probe am Herausrutschen aus den Spannbacken gehindert. Dabei ist es bei einigen Kunststoffen nötig, die Klemmkraft mit Hilfe von z.B. Drehmoment-Schraubenschlüsseln oder auch pneumatischen bzw. hydraulischen Klemmvorrichtungen auf einen festen Wert



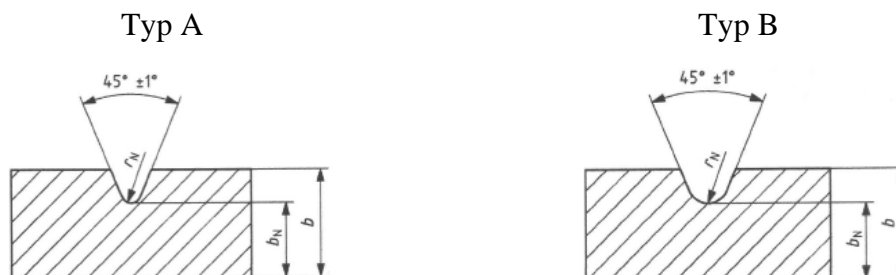
**Abbildung 29: eingespannte Probe im Moment des Hammeraufschlags**

Quelle: DIN EN ISO 180

zu begrenzen, da diese empfindlich gegenüber Flächenpressung sind. Der Abstand zwischen der Schlagkante (Pos. 1) und Klemmvorrichtung (Pos. 6) bzw. bis zur Kerbe (Pos. 2) ist dazu nach Norm auf  $22 \pm 0,2$  mm einzurichten. [IzKst]

Auch bei der Prüfung mit dem Versuchsaufbau nach Izod können sowohl gekerbte, als auch ungekerbte Proben verwendet werden. Hierbei wird zwischen den Kerbformen A und B unterschieden (s. Tabelle 7). Die Richtlinien zur Einbringung der Kerbung gleichen denen bei der Charpy-Prüfung an Kunststoffen. [IzKst]

**Tabelle 7: Kerbarten bei der Prüfung nach Izod**



Quelle: DIN EN ISO 180

Die Abmessungen der Proben und Kerbformen sind in Tabelle 8 dargestellt.

**Tabelle 8: Prüfverfahren-Bezeichnung, Probekörper-Typ, Kerbarten und Kerbmaße**

Prüfverfahren-Bezeichnung <sup>a, b</sup>	Probekörper	Kerbtart <sup>a</sup>	Kerbgrundradius <sub>N</sub>	Restbreite <i>b<sub>N</sub></i> im Kerbgrund
ISO 180/U	Länge <i>l</i> = 80 ± 2	ungekerbt	–	–
ISO 180/A	Breite <i>b</i> = 10,0 ± 0,2	A	0,25 ± 0,05	8,0 ± 0,2
ISO 180/B	Dicke <i>h</i> = 4,0 ± 0,2	B	1,00 ± 0,05	

<sup>a</sup> Sind die Probekörper aus Tafeln oder Formteilen entnommen, muss die Dicke *h* der Bezeichnung hinzugefügt werden. Unverstärkte Probekörper dürfen nicht mit der bearbeiteten Oberfläche unter Zugspannung geprüft werden.

<sup>b</sup> Wenn die Tafeldicke *h* gleich der Breite *b* ist, muss die Schlagrichtung (senkrecht "n" oder parallel "p") der Bezeichnung hinzugefügt werden.

Quelle: DIN EN ISO 180 (Maße in mm)

Wie auch schon beim Versuchsaufbau nach Charpy besteht hier die Möglichkeit, verschiedene Probenanordnungen zu verwenden. Üblich ist hierbei die Versuchsanordnung „schmalseitig parallel“. Sollte *b* = *h* sein, ist sowohl eine parallele als auch eine senkrechte Schlagprüfung möglich. [IzKst]

**Tabelle 9: Schlagrichtungs-Bezeichnungsschema bei der Izod-Prüfung**

	schmalseitig (e)	breitseitig (f)
parallel (p)		
senkrecht (n)		

Legende: 1 Schlagrichtung 2 bewegliche Spannbacke 3 feste Spannbacke 4 wahlfrei Nut

Quelle: DIN EN ISO 180

Nach der Überprüfung aller relevanten Randbedingungen und der Überprüfung der Pendelauswahl und der Aufschlaggeschwindigkeit, sowie der Bestimmung der Reibungsverluste nach ISO 13 802 kann der Versuch durchgeführt werden. Die Art des

Versagens und die Schlagarbeit sind festzuhalten. Nach der Korrektur der Schlagarbeit um die Reibungsverluste werden diese auf die Querschnittfläche bezogen. Bei ungekerbten Proben wird die Izod-Schlagzähigkeit  $a_{iU}$  wie folgt berechnet: [IzKst]

$$a_{iU} = \frac{E_c}{h \cdot b} \cdot 10^3 \quad (2.20)$$

Bei gekerbten Proben wird die korrigierte Schlagarbeit  $E_c$  auf die Querschnittfläche im Kerbgrund bezogen. Wie bei den ungekerbten Proben erfolgt die Wertangabe in  $[\text{kJ/m}^2]$ . [IzKst]

$$a_{iN} = \frac{E_c}{h \cdot b_N} \cdot 10^3 \quad (2.21)$$

Die arithmetischen Mittelwerte der Prüfergebnisse, sowie auf Anforderung die Standardabweichung des Mittelwerts unter Verwendung von ISO 2602, sind zu berechnen und mit einer Genauigkeit von zwei signifikanten Stellen anzugeben. [IzKst]

Die Präzision und die Richtlinien zur Erstellung des Prüfberichtes sind in Kapitel 9 und 10 der Norm dargestellt.

### 2.3.5 Biege- und Schlagbiegeversuch an Dynstat-Probekörpern

Der Biegeversuch und Schlagbiegeversuch an Dynstat-Probekörpern aus Kunststoff ist nach DIN 53 435 genormt. Er dient der Qualitätskontrolle und dem Vergleich von Kunststoffen. Dabei werden hier zwei Versuchsaufbauten verwendet. Der Biegeversuch dient zur Ermittlung der Festigkeits- und Formänderungseigenschaften der zu prüfenden Kunststoffe. Der Schlagversuch dient zur Untersuchung des Verhaltens der zu prüfenden Kunststoffe auf schlagartige Beanspruchung. Seine Ergebnisse werden zur Beurteilung der Zähigkeit bzw. der Sprödigkeit innerhalb der gegebenen Grenzen genutzt. [DyKst]

Die für beide Prüfungen benötigten Proben werden dazu mit Hilfe von spanender Bearbeitung aus Formteilen hergestellt. Dabei sind diese so zu entnehmen, dass die Hauptoberflächen  $l \cdot b$  nicht bearbeitet werden müssen. Ist dies doch notwendig, können dabei Veränderungen der Eigenspannungszustände und Inhomogenitäten, infolge unterschiedlicher Orientierung und / oder Kristallinität, auftreten. Diese können die Meßergebnisse beeinflussen und sind nur schlecht nachweisbar. [DyKst]

Im Anschluss sind alle Flächen und Kanten auf visuell erkennbare Beschädigungen zu untersuchen, sowie alle durch die spanende Bearbeitung bei der Herstellung entstandenen Reifen in Längsrichtung des Probekörpers abzuschleifen. Dazu kann z.B. Schleifpapier mit einer Körnung von 200 oder feiner verwendet werden. Abschließend sind die Abmessungen mit Hilfe von geeigneten Messwerkzeugen zu kontrollieren. Die dabei einzuhaltende Toleranz für die Breite  $b$  beträgt 0,1 mm und die der Dicke  $h$  bzw. bei gekerbten Proben die Dicke in der Kerbe  $h_K$  0,01 mm. [DyKst]

Für die Prüfung sind bei isotropen Werkstoffen fünf Proben und bei anisotropen Werkstoffen je fünf Proben vorzubereiten. Diese sind, wie bereits in vorherigen Kapiteln be-

schrieben, Proben senkrecht und parallel zur anisotropen Richtung zu entnehmen. Vor der Versuchsdurchführung sind diese dann, wenn nicht anders vereinbart, für mindestens 16 h und in Schiedsfällen für mindestens 96 h im Normklima nach DIN 50 014 – 23/50-2 zu lagern und werden dabei geprüft. [DyKst]

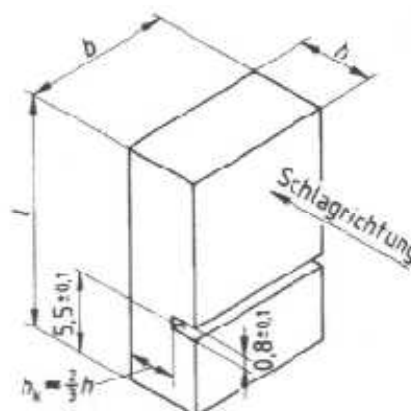
Auf den Biegeversuch wird hier nicht näher eingegangen, da es sich dabei nicht um eine dynamische Schlagprüfung handelt und somit auch kein Pendelschlagwerk verwendet wird.

Für die Schlagbiegeprüfung wird ein Pendelschlagwerk verwendet, welches den Anforderungen nach DIN 51 222 genügen muss. Dieses ist für die Versuchsdurchführung mit dem entsprechenden Pendel (Schlageinrichtung nach DIN 51 230) und dem Dynstat-Schlagbock zur Probenaufnahme auszurüsten. Die Auswahl der Schlageinrichtungen richtet sich dabei nach Norm des zu prüfenden Werkstoffes oder nach Vereinbarungen. Sie sind aber so zu wählen, dass die zu erwartende Schlagarbeit im Bereich zwischen 10 und 80 % des Arbeitsbereiches liegt. Tabelle 10 zeigt dabei eine Auswahl an Pendeln. [DyKst]

**Tabelle 10: Auswahl - Dynstat-Schlageinrichtung**

max. Schlagarbeit J	Auftreffgeschwindigkeit des Hammers auf den Probekörper (gerundeter Mittelwert) m/s
0,2	2,2
0,5	
1	
2	

Quelle: DIN 53 435

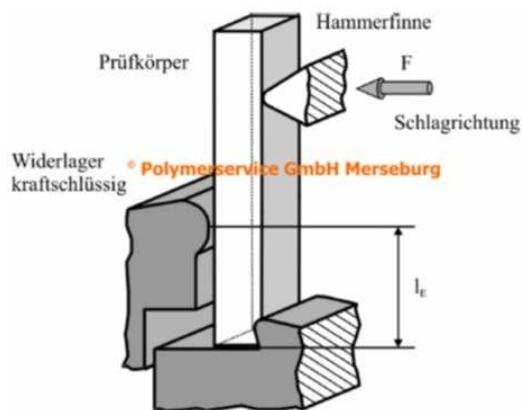


**Abbildung 30: gekerbte Dynstat-Probe (K)**

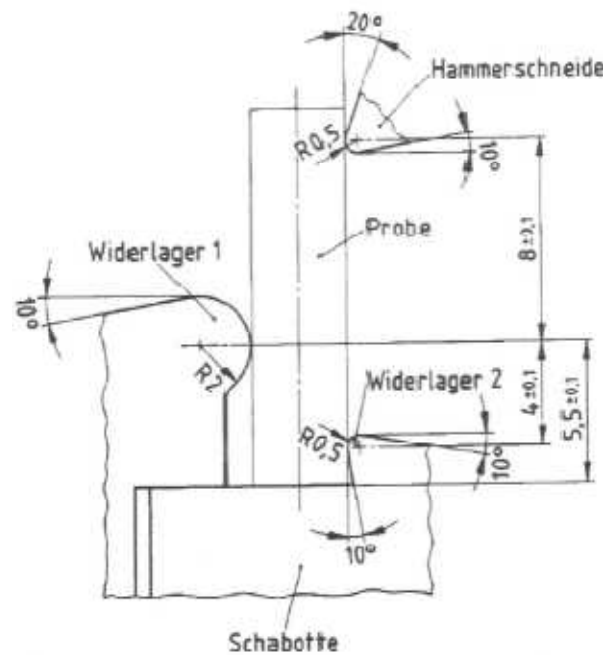
Quelle: DIN 53 435

Hierbei kommen hauptsächlich gekerbte Proben (s. Abbildung 30) zum Einsatz. Diese weisen eine Länge  $l = (15 \pm 1)$  mm, seine Breite  $l = (10 \pm 0,5)$  mm, sowie eine Dicke  $h = (1,2 \text{ bis } 4,5)$  mm auf und sind in den Abmessungen mit den ungekerbten identisch. Der U-Kerb wird dazu quer eingefräst, eingehobelt oder eingesägt, so dass der Restquerschnitt  $2/3$  des Ursprungsquerschnitts beträgt. Die weiteren Abmessungen sind dazu der Abbildung 30 zu entnehmen. [DyKst]

Nach dem Abschluss der Versuchsvorbereitungen ist das Pendel in die Pendelauslösung einzuklinken. Die Probe wird nun senkrecht in den Dynstat-Schlagbock eingelegt (s. Abbildung 31) und Abbildung 32) und die Probe zerschlagen. Aus dem gemessenen Wert für Schlagarbeit  $A_n$  wird die Schlagzähigkeit  $a_n$  unter Anwendung der Formel (2.9) berechnet. Die statistischen Auswertungen sind, soweit erforderlich in den Prüfbericht zu integrieren [DyKst]. Weiteres dazu, sowie zur Erstellung des Prüfberichtes in den Kapitel 8.3 und 9 der Norm DIN 53 435.



**Abbildung 31: Versuchsanordnung Dynstat**  
Quelle: Polymerservice GmbH Merseburg



**Abbildung 32: Versuchsanordnung Dynstat-Biegeprüfung**  
Quelle: DIN 53 435

### 3 Stand der Technik

#### 3.1 Pendelschlagwerk an der HAW

Derzeit ist im Kunststofflabor der HAW ein Pendelschlagwerk des Typs „Pendelschlagwerk 5102“ der OTTO WOLPERT WERKE GmbH mit dem Auslieferungs-Prüfdatum März 1972 (s. Abbildung 33) vorhanden. Zusätzlich ist diese mit einer Digitalanzeige (s. Abbildung 34) und einem Tischrechner des Typs HP 97 S (s. Abbildung 35) ausgestattet.



Abbildung 33: Gesamtbild Pendelschlagwerk 5102



Abbildung 34: Zwick Digitalanzeige



Abbildung 35: Tischrechner HP 97 S

Das Pendelschlagwerk ist nach Herstellerangaben zur Durchführung schlagartiger Werkstoffprüfungen folgender Prüfungsarten geeignet: [PswOW]

- DIN EN 10045 Kerbschlagbiegeversuch nach Charpy an Stahl und Stahlguß
- DIN 50 116 Schlagbiegeversuch nach Charpy an Zink und Zinklegierungen
- DIN 53453 Schlagbiegeversuch nach Charpy an Kunststoffen
- DIN 53435  
& DIN 51230 Schlagversuch mit Dynstat-Proben
- DIN EN ISO 180 Schlagbiegeversuch nach Izod an Kunststoffen und ähnlichen Werkstoffen

Durch Auswechseln des Pendels und durch Anpassen der Probenaufnahme kann das Pendelschlagwerk an den jeweiligen Versuchsaufbau und die zu erwartende Schlagarbeit angepasst werden.

Es sind Pendel mit Pendelgewichten von 0,115 bis 0,917 Kp (s. Tabelle 11), sowohl für die Prüfung nach Charpy, als auch für die nach Izod im Kunststofflabor der HAW vorhanden (s. Abbildung 36). Für die Prüfung von Dynstat-Proben sind die Izod-Pendel zu verwenden. [PswOW]



Abbildung 36: Pendelauswahl für das Pendelschlagwerk 5102

Tabelle 11: Technische Daten Pendelschlagwerk 5102

Schlagarbeit max.	kpcm	40	<b>20<sup>15</sup></b>	10	5
	J	4	<b>2</b>	1	0,5
Pendelgewicht	kp $\cong$ kg	0,917	<b>0,458</b>	0,229	0,115
Fallwinkel	Grad	160°			
Pendellänge	mm	225			
Auftreffgeschwindigkeit	m/s	2,93			

Quelle: Dokumentation Pendelschlagwerk OTTO WOLPERT GmbH

<sup>15</sup> Die Pendel mit einer maximalen Schlagarbeit von 40 kpcm bzw. 4 J fehlen.

Zur Anpassung der Widerlager an die Probenabmessungen sind diese für die Prüfung nach Charpy die Auflagerabstände auf 40, 70 und 100 mm einstellbar. Für die Prüfung nach Izod und für Dynstat-Proben sind die Widerlager zu entfernen. Im Anschluss ist ein spezieller Einspannblock für die Izod-Prüfung auf der Aufbaufläche für Zusatzeinheiten (s. Abbildung 37) zu montieren. Dieser kann, zur Prüfung von Dynstat-Proben, um eine Einspannvorrichtung erweitert werden. [PswOW]



**Abbildung 37: Widerlager für die Charpy-Prüfung und Aufbaufläche für Zusatzeinheiten**

Da das Pendelschlagwerk seit ca. 10 bis 15 Jahre nicht im Einsatz war, fehlen die Aufnahmen für die Prüfung nach Izod und für Dynstat-Proben. Durchgeführt wurde selbst vorher nur die Prüfung von Polystyrol (PS) und Ploymethylnmetacrylat (PMMA) nach Charpy.

Zur Vereinfachung bei der Durchführung mehrerer Messungen ist das Pendelschlagwerk des HAW-Kunststofflabors mit einer Digitalanzeige und einem Tischrechner des Typs HP 97 S ausgestattet. Mit Hilfe von Programm- / Magnetkarten lassen sich unter anderem die Auswertung der Prüfungen nach Charpy, nach Izod, für Dynstat-Proben und für den Schlagzugversuch auf dem Tischrechner aufrufen. [PswOW]

Vor Beginn der Messungen ist eine Kontrolle und Justierung der Digitalanzeige durchzuführen. Dazu muss die Nullmarke der Messscheibe genau über der Strichmarke des Zeigers stehen, wenn das Pendel senkrecht hängend an einer geraden Probe anliegt. Bei Abweichungen ist die Messscheibe entsprechend anzupassen. [PswOW]

Zur Kontrolle der Pendelauslösung ist das Pendel nach oben zu schwenken und in der Pendelauslösung einzurasten. Die 160° Marke der Messscheibe muss nun genau über der Strichmarke stehen (s. Abbildung 38). Durch Verstellen der Pendelauslösung kann hier ggf. nachjustiert werden. [PswOW]



**Abbildung 38: Winkelableskala**

Zur Überprüfung der im Gerät befindlichen Lichtschranke sind rechts neben dem Display zwei Lampen installiert. Dazu ist das Pendel um 0,3 mm nach oben von der Rastklinke zu heben, was zum gleichzeitigen Erlöschen der Lampen führen muss. Durch geringfügiges Drehen der Lichtschranke um ihren Drehpunkt können hier ggf. notwendige Anpassungen vorgenommen werden. [PswOW]



Mit Hilfe der Taster auf der Digitalanzeige können die Messbereiche zum verwendeten Pendel ausgewählt werden. Die Betätigung der %-Taste bewirkt, dass im Display angezeigt wird, wie viel Prozent von der Ausgangsenergie für die Verformung der Probe verbraucht wurde. Durch die Anwendung der Digitalanzeige wird bei richtiger Anwendung die Fehlerquelle durch Parallaxe beim Ablesen beseitigt und die Ablesegenauigkeit erhöht. [PswOW]

Mit Hilfe des BCD<sup>16</sup>-codiertem Messwertausgang ist der Tischrechner HP 97 S an das Pendelschlagwerk angeschlossen. Dieser ermöglicht je nach Programm die direkte Anzeige der Schlagzähigkeit  $A_v$  in  $\text{MJ}/\text{mm}^2$ , den Mittelwert  $\bar{x}$  bzw.  $\bar{x}$  und die Standardabweichung  $s$ , sowie den Variationskoeffizienten  $v$  in % aus mehreren Messungen. [PswOW]

Nach der Auswahl der entsprechenden Programmkarte ist diese in den Tischrechner einzuschieben. Zum Beispiel enthält die Magnetkarte P 4006.66.1 B drei Programme. Zum allgemeinen Messen von Kerbschlag- bzw. Schlagarbeit die Taste B, für die Prüfung nach Charpy die Taste C und für die nach Izod die Taste D zu betätigen. Die Auswahl des Messbereichs und die Anwahl „Wertausgabe in %“ erfolgt dabei weiterhin an der Digitalanzeige. [PswOW]

Im Programm B wird der Probenquerschnitt nicht berücksichtigt. Somit wird der Mittelwert  $\bar{x}$  und die Standardabweichung  $s$  in der Einheit J ausgegeben. Vor Beginn der Messungen ist die Eingabe der Anzahl von Einzelprüfungen  $n_{\max}$  einzugeben. Nach jeder Prüfung wird der Messwert für die Schlagarbeit in der Einheit J angezeigt und zusammen mit der Nummer der Messung ausgedruckt. Nach der Prüfung der eingegebenen Anzahl an Einzelprüfungen werden die Werte für  $\bar{x}$ ,  $s$  und  $v$  ausgedruckt. Nun kann mit einer neuen Messreihe begonnen werden. [PswOW]

Mit Hilfe des Programmes C kann die Kerbschlagzähigkeit bzw. die Schlagzähigkeit  $a_n$  nach Charpy bestimmt werden. Dazu ist es nötig die Abmessungen der Querschnittsfläche einzugeben. Mit Hilfe der Formel (2.9) wird die Schlagzähigkeit bestimmt und in  $[\text{MJ}/\text{mm}^2]$  ausgegeben. Wie schon für das Programm B beschrieben, ist zu Beginn die Anzahl der Proben  $n_{\max}$  einzugeben. Nach der Eingabe der Abmessungen der ersten Probe wird diese geprüft. Der Wert für  $A_n$  wird ausgegeben. Nach der Berechnung von  $a_n$  wird diese zusammen mit den Abmessungen, sowie der Nummer der Messung ausgedruckt. Vor Beginn der zweiten Einzelmessung besteht die Möglichkeit, die Probenabmessungen neu einzugeben. Nach der Durchführung aller Messungen werden die Werte für  $\bar{x}$ ,  $s$  in  $\text{MJ}/\text{mm}^2$  und  $v$  in % ermittelt und ausgedruckt. [PswOW]

Zur Auswertung von Messungen nach Izod ist das Programm D zu wählen. Dabei ist in diesem Programm darauf zu achten, dass die Anwahl „Wertausgabe in %“ hier nicht erfolgen darf. [PswOW]

---

<sup>16</sup> Binär Codierte Dezimalzahlen

Die Schlagzähigkeit  $a_n$  nach Izod ergibt sich hierbei aus der Multiplikation von  $A_n$  mit dem Verhältnis aus der maximalen Probenbreite  $b_{\max}$  und der tatsächlichen Probenbreite  $b$ . [PswOW]

$$a_n = A_n \cdot \frac{b_{\max}}{b} \quad (3.1)$$

Die Dicke<sup>17</sup>  $h$  mit der alle Proben hergestellt werden und die maximale Probenbreite  $b_{\max}$  werden vor Beginn der Messungen festgelegt.

Nach dem Start des Programms ist zuerst  $b_{\max}$ , anschließend sind die Probendicke  $h$  und die Anzahl der Messungen  $n_{\max}$  einzugeben. Dabei gilt die Probendicke  $h$  als Bezugsgröße. Nun wird die Nummer 1 für die erste Einzelmessung gedruckt und das Maß  $b$  für die entsprechende Probe eingegeben. Nach der Versuchsdurchführung wird die Schlagarbeit  $A_n$  ausgegeben und mit Hilfe der Formel (2.9) in die Schlagzähigkeit  $a_n$  umgerechnet. Ausgedruckt wird anschließend die Probenbreite und der Wert für  $a_n$ . Für die weiteren Messungen ist jeweils die Probenbreite  $b$  anzugeben. Abschließend werden nach allen Einzelmessungen die Werte für  $x$ ,  $s$  in MJ und  $v$  in % berechnet und ausgedruckt. [PswOW]

Mit Hilfe von weiteren Programmen besteht die Möglichkeit auch den Schlagzugversuch nach DIN EN 28256 durchzuführen.

### 3.2 Verwendete Proben an der HAW

Im Kunststofflabor der HAW wurden fast ausschließlich ungekerbte Kunststoffproben aus PS (Polystyrol) und PMMA (Ploymethylnmetacrylat) verwendet. Diese werden an der sich im Kunststofflabor befindlichen Spritzgussmaschine gefertigt. Das Spritzgussteil (s. Abbildung 39) ist so gestaltet, dass es aus einem Prüfteil für den Zugversuch, einem für den Biegeversuch und zwei Prüfteilen für den Schlagversuch besteht, welche mit Hilfe eines Seitenschneiders voneinander getrennt werden. Die Proben für den Schlagversuch haben Abmessungen von  $50,0 \times 6,2 \times 4,2$  mm.

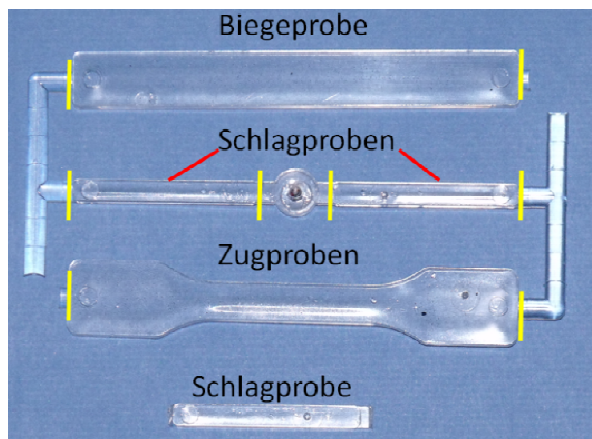


Abbildung 39: Spritzgussteil + Schlagprobe

<sup>17</sup> Probenmaß in Schlagrichtung

### 3.3 Sonstige Neuerungen im Kurzüberblick

Neben der, im Kapitel 2.3.3 dargestellten, Instrumentierung haben sich weitere Neuerungen herausgebildet, welche die Messgenauigkeit und die Bedienerfreundlichkeit weiter optimieren sollen.

Die Firma Zwick/Roell hat zur Minimierung der Geräteeigen-schwingungen einen Pendelarm aus Carbon-Hochleistungswerkstoff (s. Abbildung 41) entwickelt, welcher eine deutlich höhere Steifigkeit als die Stahlvariante aufweist. Des Weiteren sind diese mit einer Schnellwechsel-Vorrichtung

(s. Abbildung 40) und einer Codierung ausgestattet. Somit können die Pendel zur Anpassung an die Versuchsnormen bzw. Richtlinien und an die zu erwartende Kerbschlagarbeit ohne Werkzeug und mit geringerem Zeitaufwand gewechselt werden. Das eingesetzte Pendel wird dann durch seine Codierung selbstständig vom Pendelschlagwerk erkannt und das entsprechende Auswertungsprogramm gestartet. Dies verhindert Messungen im falschen Messbereich und nach falscher Norm. [Zw/Roe]



**Abbildung 41: Pendelstange aus Carbon**

Quelle: Zwick/Roell - Informationsheft zu den Pendelschlagwerken HIT5.5P, HIT25P und HIT 50P



**Abbildung 40: Pendel-Schnellverschluss**

Quelle: Zwick/Roell - Informationsheft zu den Pendelschlagwerken HIT5.5P, HIT25P und HIT 50P

## 4 Motivation und Aufgabenstellung

### **Eigene Motivation:**

Im Besonderen motivieren mich zur Ausarbeitung dieser Thematik der geplante Einsatz im Labor und der damit verbundene Einsatz für Lehrzwecke. Da ich als Student der HAW selbst an den Messgeräten der einzelnen Labore gearbeitet habe, habe ich gemerkt, von welcher Wichtigkeit die selbstständige Vorbereitung und Durchführung von praktischen Versuchen für das Verständnis des Vorlesungsinhaltes ist. Des Weiteren bietet diese Arbeit die Möglichkeit der Umsetzung vieler im Studium erlangter Kenntnisse zum methodischen Entwicklungsprozess, zur Berechnung, zur Konstruktion und Untersuchung, sowie Beseitigung möglicher Fehler- und Gefahrenquellen. Sie bildet damit einen gesamten Entwicklungsprozess ab.

Durch die Einführung neuer Veranstaltungen bei der Integration der Bachelor- und Masterstudiengänge wird in einigen Laboren Equipment benötigt, welches den heutigen Anforderungen genügt. Dazu gehört auch das Pendelschlagwerk des Kunststofflabors. Es wurde aufgrund der ausschließlich für Werkstoffe mit geringer Schlagzähigkeit geeigneten Ausführung und den damit verbundenen fehlenden Einsatzmöglichkeiten seit ca. 10 bis 15 Jahren nicht verwendet. Da aber zur Beurteilung der Festigkeitseigenschaften von Kunststoffen neben Zugversuchen auch Kerbschlagversuche erforderlich sind, ist festgestellt worden, dass das vorhandene Pendelschlagwerk neben der veralteten Technik unvollständiges Zubehör aufweist und somit den Anforderungen des heutigen Laborbetriebes nicht genügt. Daher soll eine neue Kerbschlagprüfmaschine entwickelt werden.

### **Aufgabenstellung:**

Die Aufgabe dieser Bachelorthesis ist die „Methodische Entwicklung einer Prüfmaschine für Kerbschlagversuche für Materialien mit geringer Kerbschlagarbeit.“ Der Inhalt dieser Arbeit ist in folgende Schwerpunkte gegliedert:

- Recherchieren der relevanten Literatur und der Richtlinien
- Untersuchen des Ist-Zustandes sowie der notwendigen Randbedingungen und Anforderungen
- Methodisches Konzipieren mehrerer Varianten
- Auswählen und Konkretisieren einer Variante und Abschätzen der Kosten
- Auslegen und Entwerfen der mechanischen Komponenten mit CATIA V5
- Überprüfen der Maschine bezüglich der gültigen Sicherheitsvorschriften
- Erstellen der technischen Dokumentation

## 5 Die methodische Konzipierung

Der nächste Schritt dieser Arbeit besteht in der methodischen Konzipierung mehrerer möglicher Lösungsvarianten. Dazu haben sich im Laufe der Entwicklung eine Vielzahl von Methoden heraus kristallisiert, welche dabei ein systematisches Vorgehen ermöglichen. Die allgemeine Vorgehensweise wird dabei in die Schritte Analyse und Synthese eingeteilt [DUBL].

Im Schritt der *Analyse* werden alle für die Lösung der Aufgabe relevanten Informationen gesammelt und die einzelnen Elemente auf ihre Eigenschaften, sowie Funktionen bzw. Funktionszusammenhänge untersucht. Dabei ist es wichtig, komplexe Systeme in Funktionen und Teilsysteme zu zerlegen und aufzugliedern, sowie die wesentlichen Punkte herauszukristallisieren. Nach [Pa/Bei] sind dabei die Schritte „Erkennen, Definieren, Strukturieren und Einordnen“ zu durchlaufen. Treten trotz der systematischen Vorgehensweise Schwierigkeiten bei der Lösungssuche auf, ist es häufig sinnvoll, die Problemstellung neu bzw. anders zu formulieren. [Pa/Bei]

Besonders für die Weiterentwicklung und für Optimierungsaufgaben bietet sich die *Schwachstellenanalyse* an. Dabei werden ganz gezielt mögliche Schwachstellen des Systems gesucht. Dazu gehören unter anderem Fehler, die in der vorangegangenen Entwicklung und in der Fertigung hervorgerufen worden sind. Diese können nach [Pa/Bei] „durch Unwissenheit und Denkfehler, durch Störgrößen und Grenzen, die im physikalischen Geschehen selbst liegen, sowie durch fertigungsbedingte Fehler hervorgerufen werden“. [Pa/Bei]

Im Schritt der *Synthese* werden nun alle, im Schritt der Analyse gesammelten Informationen und Eigenschaften, zu einer neuen Gesamtfunktion kombiniert. Dies geschieht durch zusammensetzen der Teilfunktionen, welche nun z.T. andere Wirkprinzipien aufweisen. Um die Gesamtfunktion und das Gesamtziel zu erfüllen, sind diese bei der Entwicklung von Teilfunktionen immer im Blick zu behalten. [Pa/Bei]

Dabei werden die Lösungen in der Regel mit dem Voranschreiten des Entwicklungsprozesses immer weiter präzisiert: Qualitativ → Quantitativ [DUBL].

Der Verein Deutscher Ingenieure (VDI) hat mit seiner Richtlinie 2221 einen Leitfaden für die Bearbeitung von Entwicklungs- und Konstruktionsprozessen erarbeitet. Diese beschreibt das geeignete Vorgehen für eine Vielzahl von Anwendungsgebieten. Das generelle Vorgehen dabei ist in Abbildung 42 dargestellt. [DUBL]

Wie darin ersichtlich wird, ist bei der Abarbeitung eines Konstruktions- bzw. Entwicklungsprozesses eine iterative Vorgehensweise erforderlich, da dabei immer wieder neue Erkenntnisse gesammelt werden, die eventuell bereits abgearbeitete Aufgabenpunkte beeinflussen.

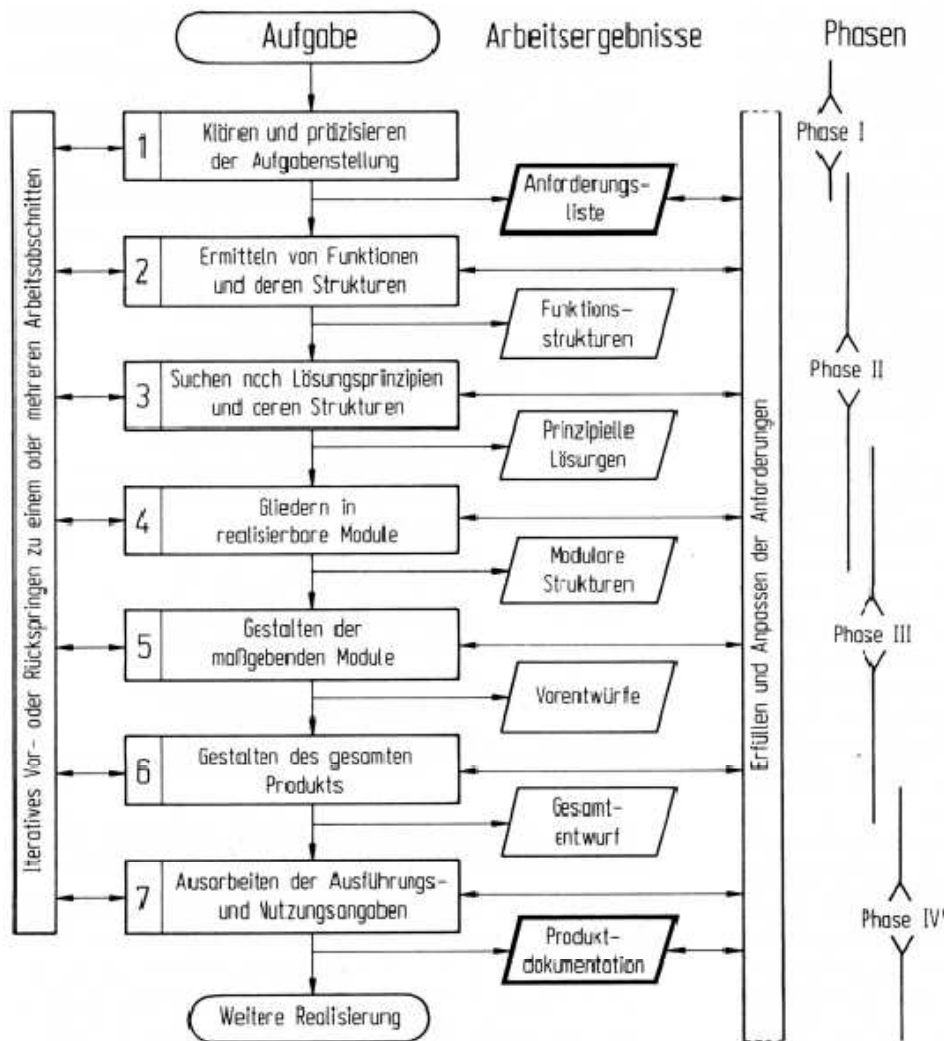


Abbildung 42: Generelle Vorgehensweise bei Entwicklungs- Konstruktionsprozessen

Quelle: VDI-Richtlinie 2221, VDI – Verlag, 2003

## 5.1 Die Anforderungsliste

Wie Abbildung 42 zeigt ist das Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung durch Sammeln von Informationen die Grundlage für Ausarbeitung der Anforderungsliste. Dazu können eine Vielzahl von Hilfsmittel verwendet werden. Beispiele dafür sind, wie in den Kapiteln 2 und 3 dargestellt, eine Recherche der entsprechenden Literaturen und zugehörigen Normen, sowie Gespräche mit den Auftraggebern und den das Projekt betreuenden Personen. Die gesammelten Informationen sind anschließend zu filtern und die wesentlichen lösungs- und gestaltbeeinflussenden Maßgaben und Spezifikationen zu erkennen. Dabei sind auch die Faktoren Zeit und Kosten zu berücksichtigen. Die Spezifikationen und Maßgaben werden letztendlich formuliert und dokumentiert. Das Ergebnis ist die Anforderungsliste, das „Dokument zur Produktspezifikation“. Sie stellt eine Zusammenfassung der Aussagen zum Produkt und seiner Funktionalität, Leistungsfähigkeit und eventuell auch zu Terminen und Kosten dar.

Bei der Vorgehensweise nach Pahl/Beitz wird die Anforderungsliste in einem zweistufigen Verfahren erstellt. Bei der Durchführung und Ausarbeitung der ersten Stufe werden die offensichtlichen Anforderungen definiert und dokumentiert. Anschließend werden im zweiten Schritt die bereits Erstellten mit Hilfe entsprechender Methoden ergänzt und erweitert. Somit wird auch die Anforderungsliste in einem iterativen Prozess erarbeitet. Dabei findet Grundsätzlich eine Unterteilung der Anforderungen in die Kategorien Forderungen und Wünsche statt, wobei Forderungen unter allen Umständen erfüllt werden müssen und Wünsche nach Möglichkeit berücksichtigt werden sollen. Dabei sind die Wünsche in der von mir erstellten Anforderungsliste in die vier Unterkategorien W4 = sehr wichtig, W3 = wichtig, W2 = interessant und W1 = wenn möglich unterteilt. [Pa/Bei]

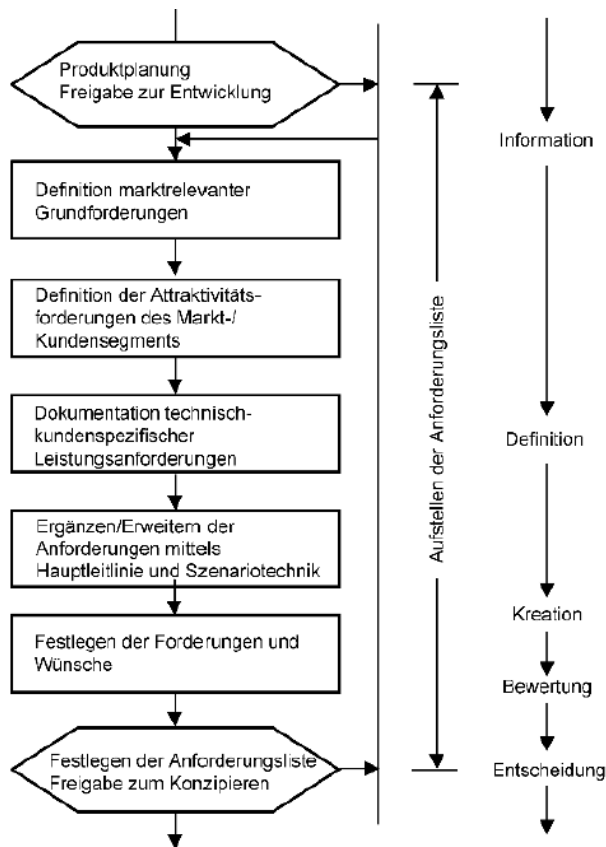




Abbildung 43: Hauptarbeitsschritte zum Aufstellen der Anforderungsliste

Quelle: Konstruktionslehre – Grundlagen, Pahl/ Beitz, 7. Auflage, Springer - Verlag

Tabelle 12: Anforderungsliste

 Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg Hamburg University of Applied Sciences		<h2>Anforderungsliste</h2> <p>für die methodische Entwicklung einer Maschine für Schlagversuche</p>		W4 = sehr wichtig W3 = wichtig W2 = interessant W1 = wenn möglich	
Stefan Meisolle				Blatt:	Seite:
Lfd. - Nr.	F W	Anforderungen	Änderung	Verantwortlich	
		<b>Geometrie</b>			
1	F	Prüfanordnung nach Charpy und Izod			
2	F	Einhaltung der Zertifizierungsnorm ISO 13 802			
3	F	Gekerbt und ungekerbt prüfbar			
4	F	Probenabmessungen nach DIN EN ISO 179-1 und 180			
5	W3	Raumbedarf möglichst gering			

 Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg Hamburg University of Applied Sciences		<b>Anforderungsliste</b> für die methodische Entwicklung einer Maschine für Schlagversuche		W4 = sehr wichtig W3 = wichtig W2 = interessant W1 = wenn möglich	
Stefan Meisolle				Blatt:	Seite:
Lfd. - Nr.	F W	Anforderungen	Änder- ung	Verant- wortlich	
6	F	<b><u>Kinematik</u></b> Aufprallgeschwindigkeit nach Charpy $v_{o,P} = (2,90 \text{ bzw. } 3,8) \text{ m/s} \pm 10\%$			
7	F	Aufprallgeschwindigkeit nach Izod $v_{o,P} = 3,50 \text{ m/s} \pm 10\%$			
8	F	Schwingungsperiode $T_F \leq \frac{T_P}{7}$			
9	F	<b><u>Energie</u></b> Energieträgergröße $E = 0,5 \text{ bis } 10 \text{ J}$			
10	F	Energiegenauigkeit 1%			
11	F	Reibungsverluste nach ISO 13 802			
12	W3	Möglichst unabhängig von äußeren Energiequellen, wie Strom, Druckluft			
13	W4	Energiegröße für Charpy bis 15J		15.09.2010 Prof. Schäfer (s. Anhang A)	
14	F	<b><u>Stoff</u></b> Geringe Schlagfestigkeit der Probenwerkstoffe			
15	F	Hohe Festigkeit und Verschleißfestigkeit des Energieträgers			
16	F	Hohe Verschleißfestigkeit aller Reibpaarungen			
17	F	Gute schwingungsdämpfende Eigenschaften d. Wsf			
18	F	<b><u>Signal</u></b> Anzeigegenauigkeit $\Delta W = E \cdot \frac{1}{400}$			
19	F	Wertanzeigeeinrichtung Analog			
20	W1	Wertanzeigeeinrichtung Digital			
21	W2	Wertübergabe an Rechner möglich			



 Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg Hamburg University of Applied Sciences		<b>Anforderungsliste</b> für die methodische Entwicklung einer Maschine für Schlagversuche		W4 = sehr wichtig W3 = wichtig W2 = interessant W1 = wenn möglich	
Stefan Meisolle				Blatt:	Seite:
Lfd. - Nr.	F W	Anforderungen	Änder- ung	Verant- wortlich	
<b><u>Sicherheit und Ergonomie</u></b>					
22	F	Schutzabdeckung vor herumfliegenden Bruchstücken			
23	F	Bedienungs- und Sicherheitshinweise ausliegend bzw. an Prüfmaschine angebracht			
24	W3	Blockierung der Energieträgerauslösung bei geöffneter Schutzabdeckung			
25	W2	Selbsterklärende Bedienung			
26	W3	Schnelles und exaktes Probeneinlegen			
27	W3	Einfache Anpassung an Prüfbedingungen			
<b><u>Fertigung und Kontrolle</u></b>					
28	F	Einhaltung der Toleranzen und Zertifizierungsrichtlinien nach ISO 13 802			
29	W2	Herstellung aller Einzelteile in zentraler Laborwerkstatt			
30	W3	Verwendung von Norm- und Kaufteilen, wenn möglich			
<b><u>Transport</u></b>					
31	F	Fester Standort			
<b><u>Instandhaltung</u></b>					
32	W3	Verschleißteile leicht und kostengünstig auswechselbar			
33	W3	Möglichst wartungsarm			
<b><u>Kosten</u></b>					
34	F	Möglichst kostengünstig			
35	W3	Kostengünstiger als Kaufteil			

## 5.2 Die Funktionsstruktur

Der, auf die Erstellung der Anforderungsliste, folgende Schritt ist, nach VDI-Richtlinie 2221, die Aufstellung einer Funktionsstruktur. Ihre Aufgabe ist es, den Energie-, Stoff- und Signalumsatz und somit alle Ein- und Ausgangsgrößen eines Systems darzustellen. Dabei wird eine *Gesamtfunktion* eines im Wesentlichen bekannten Systems durch abstrahieren und Anwendung des EVA-Prinzips abgeleitet (s. Abbildung 44). [Pa/Bei]



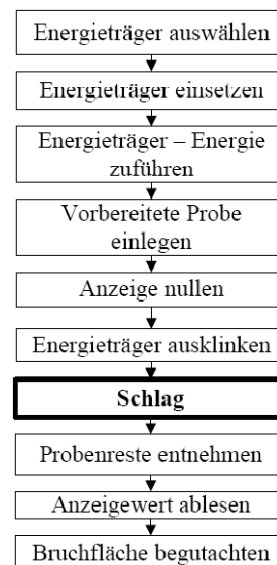
**Abbildung 44: Darstellung der Gesamtfunktion**

Quelle: Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 22. Auflage

Bei der Erhöhung des Abstraktionsgrades werden die Gesamtfunktionen in *Teilfunktionen* zerlegt. Das ist besonders dann erforderlich, wenn zu lösende Aufgaben besonders komplex sind. Mit Hilfe von Blockschaltbildern ist dabei der Ablauf der Gesamtfunktion durch Verknüpfung von Teilfunktionen detailgetreu und übersichtlich darzustellen bzw. abzubilden. Dabei kann die Anzahl der Teilfunktionen Hinweise auf die Anzahl der benötigten Komponenten, Baugruppen und Bauteile geben, die diese Teilfunktionen letztendlich übernehmen. Das Ergebnis wird als „Funktionsstruktur“ bezeichnet und gibt die Gesamtfunktion im Detail wieder. [Pa/Bei]

Da durch die Abstraktion die Komplexität der zu untersuchenden Funktionen gesunken ist und die Zusammenhänge eindeutig und übersichtlich dargestellt sind, wird die anschließende Lösungssuche erleichtert. [Pa/Bei]

Um für den Kerbschlag- bzw. Schlagversuch eine Funktionsstruktur abzuleiten, habe ich den in Abbildung 45 dargestellten Versuchsablaufplan erstellt. Dieser hilft mir, die Ein- und Ausgangsgrößen, sowie mögliche Teilfunktionen zu erkennen. Des Weiteren stellt dieser mögliche Verknüpfungen dar. Das Resultat ist die in Abbildung 46 dargestellte Gesamtfunktion. Dabei wird die Grenze des Systems mit Hilfe einer Strich-Punkt-Linie dargestellt.



**Abbildung 45: Ablaufplan Kerbschlag- / Schlagversuch**

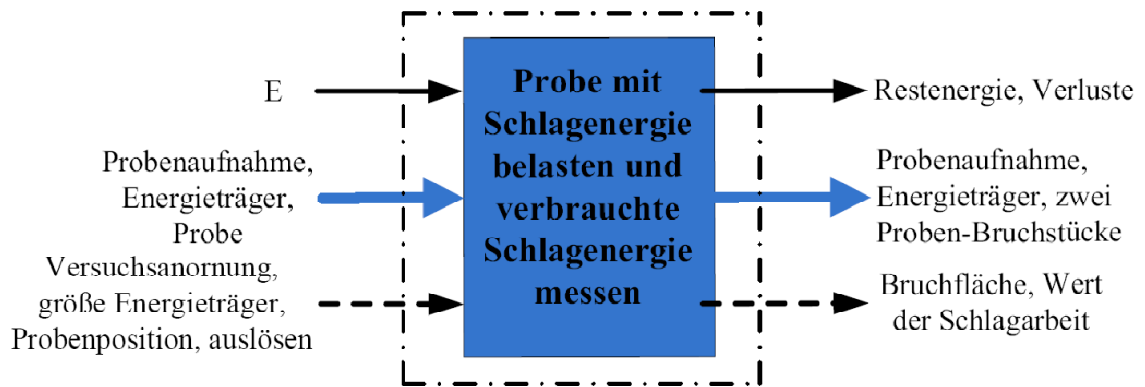


Abbildung 46: Gesamtfunktion Kerbschlag- / Schlagversuch

Durch weiteres Abstrahieren der Gesamtfunktion habe ich die Funktionsstruktur (s. Abbildung 47) abgeleitet. Dabei habe ich diese möglichst allgemein gehalten, um eventuelle Ideen für die Umsetzung der neuen Prüfmaschine nicht bereits im Voraus einzuschränken.

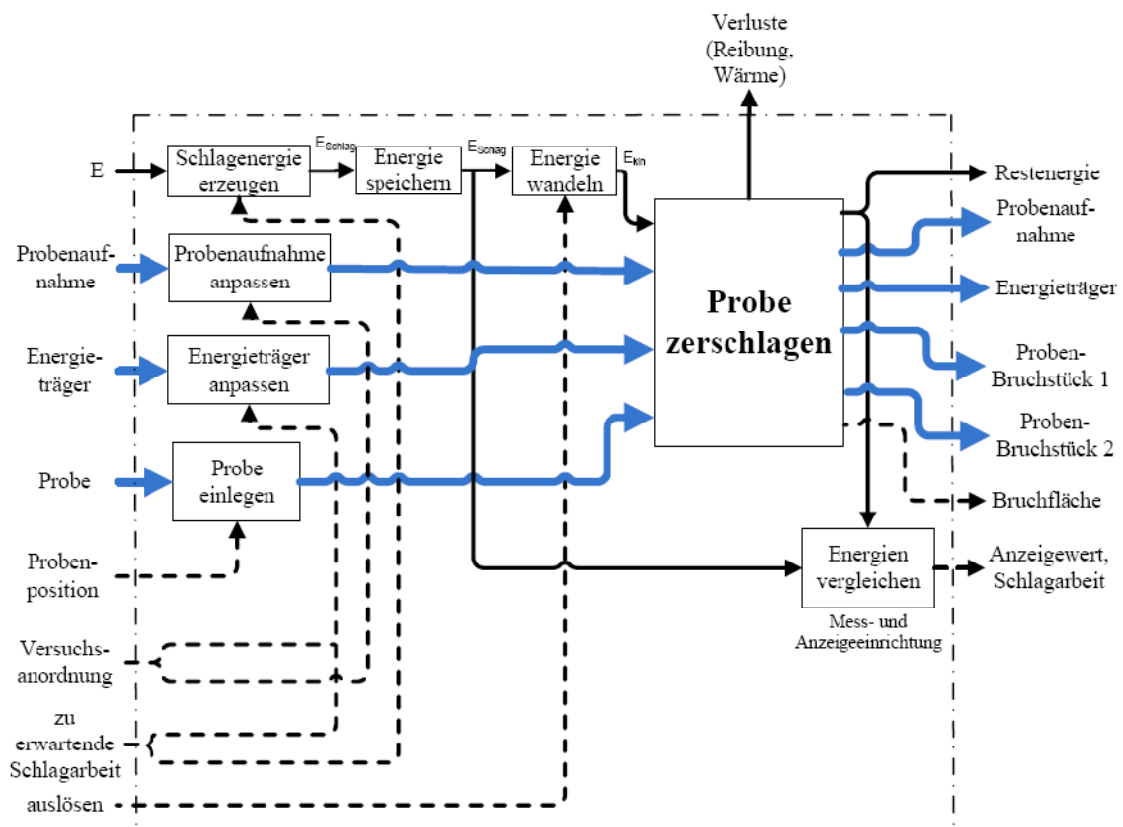


Abbildung 47: Funktionsstruktur des Schlag- / Kerbschlagversuches

### 5.3 Die Suche von Lösungsvarianten

Bei der Suche nach Lösungsvarianten für den Schlagversuch-Prüfstand wird hier, wie in Pahl Beitz vorgeschlagen, in zwei Schritten vorgegangen. Dabei werden im ersten Schritt mögliche Wirkprinzipien gesucht, welche die Teilfunktionen erfüllen. Diese werden dann tabellarisch in einem Ordnungsschema (s. Tabelle 13) aufgetragen und im zweiten Schritt sinnvoll, mit dem Blick auf die Gesamtfunktion, miteinander zu Wirkstrukturen (s. Tabelle 14) verknüpft. Dabei ist das Ziel, durch die Kombination mehrere Lösungsvarianten zu finden. Dazu siehe Tabelle 15.

Im ersten Schritt, der Suche von möglichen Wirkprinzipien, habe ich mich für die Teilfunktionen „Schlagenergie erzeugen ( $E \rightarrow E_{\text{Schlag}}$ )“, „Energieträger an zu erwartende Schlagarbeit anpassen“ und „Energie speichern“ an Abbildung 6.46 [Pa/Bei] orientiert, da dort ebenfalls eine stoßartige / schlagartige Belastung erzeugt werden soll.

Zum Erzeugen der Schlagenergie muss Energie gewandelt werden. Dabei sind die Umwandlungen mechanisch  $\leftrightarrow$  mechanisch, mechanisch  $\leftrightarrow$  elektrisch, elektrisch  $\leftrightarrow$  hydraulisch und hydraulisch  $\leftrightarrow$  mechanisch, sowie von Hand möglich. Da keine der oben genannten Umwandlungen zum Erzeugen der Schlagenergie von Hand passt, ist dies ein separater Punkt im Ordnungsschema. Dabei wurde bei der Erstellung ganz bewusst auf die Integration von Pneumatik verzichtet, da es sich dabei um ein kompressibles Medium handelt, was häufig Probleme bei der Genauigkeit und Reproduzierbarkeit von Werten mit sich bringt.

Nach Auswahl der Art der Schlagenergieerzeugung durch Direktauswahl oder Kombination ist zu wählen, wie diese Energie an die zu erwartende Schlagarbeit anzupassen und zu speichern ist.

Anhand von Vorlesungsunterlagen habe ich die Teilfunktionen „Schlagenergie wandeln  $E_{\text{Schlag}} \rightarrow E_{\text{kin}}$ “ und „verbrauchte Schlagenergie messen“ erarbeitet. Dabei sind die Bahn des Energieträgers und dessen Auslösung, sowie die Messprinzipien „direkt / mechanisch“ und „aus Kraft / Energie“ und „Zeit“ bzw. und „Geschwindigkeit / Weg“ zu wählen und zu kombinieren.

Das Ergebnis sind Wirkstrukturen, welche alle die Gesamtfunktion erfüllen, jedoch unterschiedliche Lösungsprinzipien zur Erfüllung der Teilfunktionen aufweisen und somit verschiedene Komplexitätsgrade ausweisen.

Tabelle 13: Ordnungsschema für die Lösungsprinzipien des Kerbschlagprüfstands

Wirkprinzip		1	2	3	4	5	6	7	8
Teilfunktionen									
1	Mechanisch ↔ Mechanisch	Zugmitteltrieb	Hebel	Gewindetrieb	Zahnstangetrieb	Kurbetrieb			
2	Elektrisch ↔ Mechanisch	Elektromotor	Linearantrieb	Elektromagnet	<del>Piezosens</del>				
3	Elektrisch ↔ Mechanisch	Verdrängereinheit (Hydro- & Hydraulisch)							
4	E → E <sub>Schlag</sub>	Schneckenpumpe/-motor	Zahnradpumpe/-motor	Flügelzellenpumpe/-motor	Axial-/ Radialkolbenpumpe/-motor	Zylinder			
5	Hydraulisch ↔ Mechanisch	von Hand							
6	Energieträger an zu erwartende Schlagarbeit anpassen	Energieträgermasse	Hydraulikdruck	Volumenstrom	Strom/ Spannung/ Frequenz	Übersetzung	Federsteifigkeit	Hebelarmlänge	Zahnradgetriebe
7	Energie speichern	Formänderung/ Feder	Schwungrad	Schwunghasse	Potenitielle Energie	Akkumulator	<del>Kompressor</del>	Hydrospeicher	<del>Flüssigkeitspeicher</del>
8	Energieträgerbahn	linear	kreisförmig						
9	Schlagenergie wandeln E <sub>Schlag</sub> → E <sub>kin</sub>	horizontal	vertikal						
10	Energieträger auslösen	Hebel	Elektromagnet	Hydraulizylinder	Elektromotor	Linearmotor	Taster	Ventil	Kupplung
11	direkt/ mechanisch	Schleppzeiger	elektronischer Winkelmesser						
12	verbrauchte Schlagenergie messen	Federverformung	Piezokristalle	DMS	hydraulischer Druck	Strom-/ Spannungskurven	verdrängte Flüssigkeit		
13	und Zeit	magnetisches Feld	Lichtschranke	Reedkontakt	Kontakttaster	Elektrischer (Schleif-) Kontakt	Aktastfrequenz		
14	und Geschwindigkeit/ Weg	elektronischer Winkelmesser	Tachogenerator	Wegmesssystem	Volumenstrom				

Tabelle 14: Kombinationsschema für die Wirkstruktur Tabelle 13

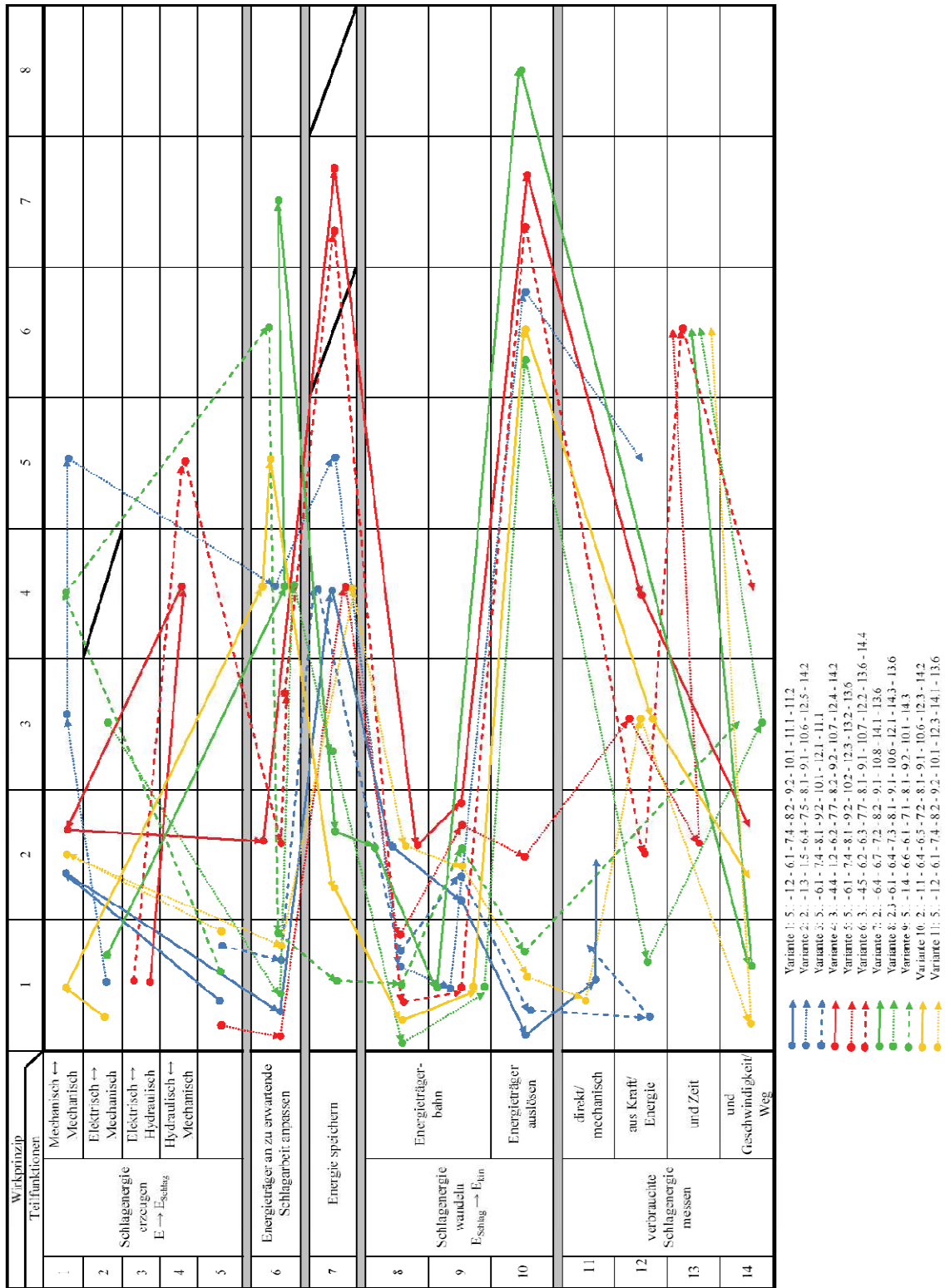


Tabelle 15: Übersicht der Varianten

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
von Hand	Elektromotor	von Hand	Hydrostat. Verdängereinheit (Hydro- & Elektromotor)	von Hand	Hydrostat. Verdängereinheit (Hydro- & Elektromotor)	Elektromotor	Elektromagnet	von Hand	Elektromotor	von Hand
von Hand	Gewindertrieb/ Kurbeltrieb		Axial-/ Radialkolbenpumpe/-motor		Zylinder			Zahnstangentreib		
Hebel			Hebel							
Energieträger an zu erwartende Schlagarbeit anpassen	Strom/ Spannung/ Frequenz	Energieträgermasse	Hydraulikdruck	Energieträgermasse	Hydraulikdruck/ Volumenstrom	Hebelarmlänge/ Strom/ Spannung/ Frequenz	Energieträgermasse/ Strom/ Spannung/ Frequenz	Federsteifigkeit	Übersetzung/ Strom/ Spannung/ Frequenz	Energieträgermasse
Energie speichern	Akkumulator	Potenitielle Energie	Hydrospeicher	Potenitielle Energie	Hydrospeicher	Schwungrad	Schwungrad	Formänderung/ Feder	Schwungrad	Potenitielle Energie
Schlagenergie wandeln $E_{Schlag} \rightarrow E_{kin}$	linear	linear	kreisförmig	linear	linear	kreisförmig	linear	linear	linear	kreisförmig
	vertikal	vertikal	vertikal	vertikal	horizontal	horizontal	horizontal	vertikal	horizontal	vertikal
Energieträger auslösen	Taster	Hebel	Ventil	Elektromagnet	Ventil	Kupplung	Taster	Hebel	Taster	Hebel
verbrauchte Schlagenergie messen	Strom-/ Spannungskurven	Federverformung	hydraulischer Druck	DMS	Piezokristalle	Abastfrequenz	Federverformung	Wegmesssystem	DMS	DMS
	Tachogenerator	Schleppzeiger	Tachogenerator	Abastfrequenz	Abastfrequenz	elektronischer Winkelmesser	Abastfrequenz		Tachogenerator	elektronischer Winkelmesser
				Lichtschanke	Volumenstrom	Wegmesssystem				Abastfrequenz

- ➡ Variante 1: 5.1 - 1.2 - 6.1 - 7.4 - 8.2 - 9.2 - 10.1 - 11.1 - 11.2
- ➡ Variante 2: 2.1 - 1.3 - 1.5 - 6.4 - 7.5 - 8.1 - 9.1 - 10.6 - 12.5 - 14.2
- ➡ Variante 3: 5.1 - 6.1 - 7.4 - 8.1 - 9.2 - 10.1 - 12.1 - 11.1
- ➡ Variante 4: 3.1 - 4.4 - 1.2 - 6.2 - 7.7 - 8.2 - 9.2 - 10.7 - 12.4 - 14.2
- ➡ Variante 5: 5.1 - 6.1 - 7.4 - 8.1 - 9.2 - 10.2 - 12.3 - 13.2 - 13.6
- ➡ Variante 6: 3.1 - 4.5 - 6.2 - 6.3 - 7.7 - 8.1 - 9.1 - 10.7 - 12.2 - 13.6 - 14.4
- ➡ Variante 7: 2.1 - 6.4 - 6.7 - 7.2 - 8.2 - 9.1 - 10.8 - 14.1 - 13.6
- ➡ Variante 8: 2.3 - 6.1 - 6.4 - 7.3 - 8.1 - 9.1 - 10.6 - 12.1 - 14.3 - 13.6
- ➡ Variante 9: 5.1 - 1.4 - 6.6 - 6.1 - 7.1 - 8.1 - 9.2 - 10.1 - 14.3
- ➡ Variante 10: 2.1 - 1.1 - 6.4 - 6.5 - 7.2 - 8.1 - 9.1 - 10.6 - 12.3 - 14.2
- ➡ Variante 11: 5.1 - 1.2 - 6.1 - 7.4 - 8.2 - 9.2 - 10.1 - 12.3 - 14.1 - 13.6

## 5.4 Bewertung der Varianten

Im folgenden Schritt ist eine erste Vorauswahl zu treffen. Mit Hilfe einer Auswahlliste (s. Tabelle 16) werden dabei ganz gezielt sechs bzw. sieben Fragen zur Variante abgearbeitet, somit z.B. besonders aufwendige oder weniger geeignete Kombinationen aussortiert. Dies sollte bereits vor dem konkreteren Entwickeln und Ausarbeiten erfolgen.

**Tabelle 16: Auswahlliste**

HAW Hamburg		AUSWAHLLISTE für Prüfmaschine für Kerbschlagversuch							Blatt:1	Seite:1
Lösungsvariante (Lv) eintragen	Lösungsvariante (Lv) nach <u>AUSWAHLKRITERIEN</u> beurteilen								ENTSCHEIDEN	
	(+) ja (-) nein (?) Informationsmangel (!) Anforderungsliste überprüfen								Lösungsvariante (Lv) kennzeichnen: (+) Lösung weiter verfolgen (-) Lösung scheidet aus (?) Informationen beschaffen & neu beurteilen (!) Anforderungsliste auf Änderung prüfen	
	Verträglichkeit gegeben								Entscheidung	
	Forderungen der Anforderungsliste erfüllt									
	Grundsätzlich realisierbar									
	Aufwand zulässig									
	Unmittelbare Sicherheitstechnik gegeben									
	Im eigenen Bereich bevorzugt									
	Bemerkungen (Hinweise, Begründungen)									
	Lv	A	B	C	D	E	F	G		
1	1	+	+	+	+	+	+		+	
2	2	+	-	+	-	+	-	Bauraum & Aufwand zu groß, externe Energiequelle nötig, zu viele Reibpaarungen	-	
3	3	+	+	+	-	+	+	Zu großer Aufwand, zu ungenau	-	
4	4	+	+	+	-	+	-	Bauraum & Aufwand zu groß, externe Energiequelle nötig, zu ungenau	-	
5	5	+	+	+	?	+	+	DMS-Implementierung		
6	6	+	+	+	-	+	-	Bauraum & Aufwand zu groß, externe Energiequelle nötig, Einstellung schwierig	-	
7	7	+	-	+	-	+	-	Bauraum & Aufwand zu groß, externe Energiequelle nötig, zu komplex	-	
8	8	+	-	+	-	-	-	Bauraum & Aufwand zu groß, externe Energiequelle nötig, Einstellung schwierig	-	
9	9	+	+	+	-	+	?	Umsetzung Probenaufnahme schwierig	-	
10	10	+	-	-	-	+	-	Externe Energiequelle nötig, Einstellung schwierig, zu ungenau	-	
11	11	+	+	+	?	+	+	Stand der Technik, DMS-Implementierung		
Datum: 29.09.2010		Bearbeiter: Stefan Meisolle								



Die erste Vorauswahl hat die Varianten 1, 5 und 11 als mögliche Lösungsprinzipien herausgefiltert. Diese bieten den Vorteil, dass sie, bis auf Variante 5 von externen Energiequellen, unabhängig sind, da zur Messwertaufnahme mit den, in Variante 5 und 11 vorgesehenen, DMS ein Laptop verwendet werden kann. Des Weiteren besitzen alle vier Wirkprinzipien nur jeweils zwei Reibpaarungen, was die Verluste minimiert.

Diese müssen nun konkretisiert werden, um die Lösungsvariante herauszufiltern, die das Optimum der Auswahl darstellt und entwickelt werden soll. Dazu dienen die in Abbildung 48 bis Abbildung 50 dargestellten Prinzipskizzen. Sollten diese nicht ausreichend sein, um eine Beurteilung abgeben zu können, können erste Berechnung oder Modelversuche durchgeführt werden. [Pa/Bei] Des Weiteren sind die noch offenen Fragen bezüglich der Implementierung von DMS in Variante 5 und 11 zu klären.

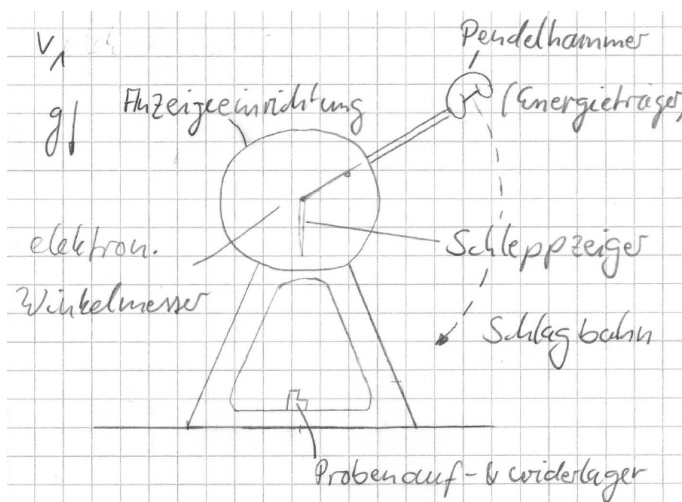


Abbildung 48: Lösungsvariante 1

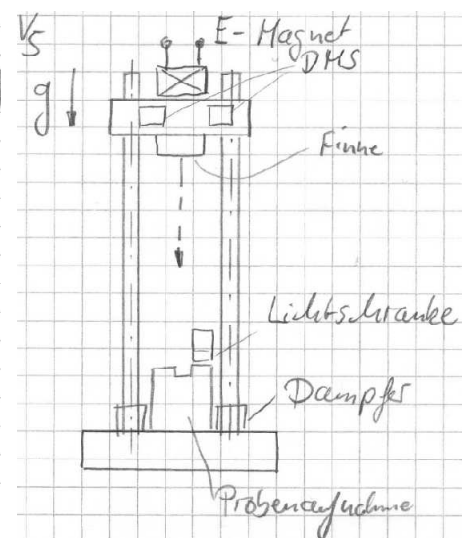


Abbildung 49: Lösungsvariante 5

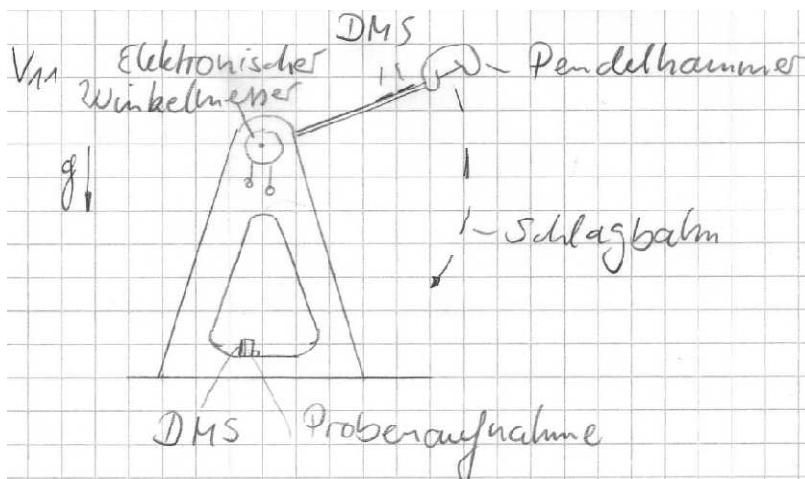


Abbildung 50: Lösungsvariante 11

Die Skizzen aller Varianten befinden sich im Anhang B.

Um die optimale Lösung für Problemstellung, sowie zur Erfüllung aller Punkte der Anforderung zu finden, sind nach Pahl/Beitz im folgenden Schritt Bewertungskriterien zu erkennen bzw. zu suchen. Dabei sind diese unter Berücksichtigung von technischen wie auch wirtschaftlichen Gesichtspunkten aus mehreren Zielen abzuleiten, welche die Zielvorstellung umfassen. Um den „Wert“ bzw. „Nutzen“ oder auch die „Stärken“ der Zielvorstellung zu bewerten, haben sich die Nutzwertanalyse (NWA) der Systemtechnik von Zangenmeister, sowie die technisch-wirtschaftliche Betrachtung nach VDI 2225 als wichtigsten Methoden durchgesetzt. Durch die Vergabe von Werten in Form von Punkte (NWA: 0 = unbrauchbar bis 10 = ideal, VDI 2225 0 bis 4), wird die entsprechende Eigenschaftsgröße bewertet. Um diesen Vergleich nicht subjektiv zu beeinflussen, ist die Bewertung des Kriteriums bzw. der Eigenschaft jeweils für alle Varianten durchzuführen, bevor mit dem bzw. der Nächsten begonnen wird.

[Pa/Bei],[DUBL]

Die Anwendung einer dieser Methoden ist hier jedoch nicht nötig, da die Klärung der noch offenen Fragen zur Implementierung von DMS durch Gespräch mit der Firma Zwick/Roell ergeben hat, dass die Umsetzung mit sehr großem Aufwand verbunden ist. Der Vorteil dieser Methode ist, wie bereits im Kapitel 2.3.3 dargestellt, dass die Energieträger einen großen Messbereich bieten und neben dem Wert der verbrauchten Schlagarbeit auch das Bruchverhalten abgebildet werden kann. Dabei sind diese Vorteile nur mit der geeigneten Materialauswahl, sehr komplexen Berechnungen, sowie Modellversuchen möglich. Die Abschätzung und Ermittlung der Dehnung stellen dabei die größte Schwierigkeit dar, da es sich hierbei um eine dynamische Belastung mit sehr hoher Belastungsgeschwindigkeit von Probe und Energieträger handelt, wodurch die Werkstoffe, wie bereits dargestellt, ein vielfach spröderes Verhalten aufweisen. Somit ist das Ergebnis des Auswahlverfahrens die Variante 1, dem altbekannten Pendelschlagwerk. Der Vorteil ist die einfache und störungsfreie Bedingung, welche auch ohne den Einsatz von rechnergestützter Auswertung sehr exakte Ergebnisse liefert. Des Weiteren habe ich als Option einen elektronischen Winkelmesser vorgesehen, durch welchen die Messergebnisse für statistische Auswertung auf dem Rechner durchgeführt werden können.

## 6 Konkretisierung der ausgewählten Variante

Im Anschluss an die Auswahl der Variante ist es wichtig, die Herstellungskosten zu ermitteln, um überprüfen zu können, ob nicht eventuell der Kauf eines Pendelschlagwerkes kostengünstiger ist. Dazu ist es nötig, die ausgewählte Variante zu konkretisieren, um Abmessungen und Materialbedarf, sowie Kosten von Kaufteilen, zerspanender Fertigung und Montage abschätzen zu können. Neben den Probenabmessungen und der daraus folgenden erforderlichen Schlagenergie sind die Masse des schwersten Pendels, sowie die Längen der Pendel wichtige Randbedingungen. Sie werden auf Grundlage der DIN EN ISO 179-1, 180 und 13 802 bestimmt.

### 6.1 Die Konkretisierung der Lösungsvariante

#### 6.1.1 Ermittlung der erforderlichen Rahmenmasse $m_F$

Um eine erste Abschätzung der Rahmenmasse  $m_F$  vorzunehmen, sind Pendelmassen zu berechnen. Durch Umstellen der Formel (2.1) können die Pendelmassen  $m_P$  berechnet werden. Die Ergebnisse sind mit weiteren Grundeigenschaften in Tabelle 17 dargestellt.

$$m_P = \frac{W_{\text{pot}}}{g \cdot h_P} \quad (6.1)$$

Tabelle 17: Grundeigenschaften des Pendelschlagwerkes

Potentielle Energie $E_{\text{pot}}$ in J	Art der Prüfung	Aufschlaggeschwindigkeit $v_0$ in m/s	Höchstzulässige Reibungsverlust ohne Probekörper in % von $E_{\text{pot}}$	Masse des Energieträgers $m_P$ in Kg
0,5	Charpy	2,9 ( $\pm 10\%$ )	4	0,119
1,0	Charpy		2	0,237
2,0	Charpy		1	0,474
4,0	Charpy		0,5	0,948
5,0	Charpy		0,5	1,185
7,5	Charpy	3,8 ( $\pm 10\%$ )	0,5	1,033
15,0	Charpy		0,5	2,066
1,0	Izod	3,5 ( $\pm 10\%$ )	2	0,163
2,75	Izod		1	0,449
5,5	Izod		0,5	0,898
11,0	Izod		0,5	1,797

Quelle: DIN EN ISO 13 802

Das Verhältnis der Masse des Rahmens zur maximalen Pendelmasse  $m_{p,max}$  ist mit 62 nach Tabelle 7 der ISO 13 802 festgelegt, wenn bis zu einem Maximalwert von 80 % der potentiellen Energie des Pendels geprüft werden soll und der Rahmen nicht auf einem festen Prüfstand montiert wird.

Die größte benötigte Pendelmasse beträgt 2,066 kg und wird bei der Prüfung nach Charpy mit einer potentiellen Energie von 15 Joule eingesetzt. Daraus folgt eine Masse des Rahmens von:

$$m_F \geq 62 \cdot m_{p,max} \quad (6.2)$$

$$m_F \geq 62 \cdot 2,066 \text{ Kg}$$

$$m_F \geq 128,09 \text{ Kg}$$

Obwohl der berechnete Wert für die Rahmenmasse  $m_F = 128,092 \text{ kg}$  recht groß erscheint, hat der Vergleich mit den Gerätespezifikationen der Pendelschlagwerk von Zwick/Roell gezeigt, dass dieser eher gering ist.

Aus der Dichte des gewählten Gusseisenwerkstoffes EN-GJL-150 mit  $\rho_F = 7250 \text{ kg/m}^3$  kann das Materialvolumen des Rahmens  $V_F$  ermittelt werden.

$$m_F = V_F \cdot \rho_F \quad (6.3)$$

$$V_F = \frac{m_F}{\rho_F}$$

$$V_F = \frac{128,09 \text{ kg}}{7,250 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}}$$

$$V_F = 17,67 \text{ dm}^3$$

### 6.1.2 Berechnung der Schlaglängen $L_I$

Im Folgenden ist die Schlaglänge  $L_I$  zu bestimmen. Diese gibt den Abstand zwischen der Rotationsachse des Pendels und dem Punkt in der Mitte der Probenstirnfläche an, wo der Aufschlag der Hammerschneide erfolgt. Da in der Zertifizierungsnorm DIN EN ISO 13 802 keine Angaben zu diesem Abstand oder dem Anfangswinkel gegeben sind, wird dieser Winkel auf  $\alpha_0 = 160^\circ$  festgelegt. Durch die Vorgabe der Ablesegenauigkeit von 1/400 der Schlagenergie  $E$  in der [ZertiPsw] ist der Winkel möglichst groß zu wählen. Für  $\alpha_0 = 160^\circ$  ist diese somit  $0,4^\circ$ .

Die Berechnung der Schlaglänge ist mit Hilfe der Formel (6.4) [ZertiPsw] für alle drei Aufschlaggeschwindigkeiten zu ermitteln.

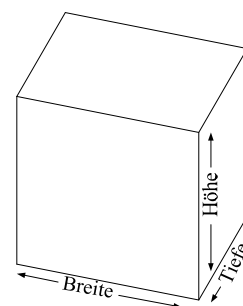
$$L_I = \frac{v_0^2}{2 \cdot g \cdot (1 - \cos \alpha_0)} \quad (6.4)$$

**Tabelle 18: Schlaglänge des Pendels in Anhängigkeit der Ausschlaggeschwindigkeit**

Prüfverfahren	Ausschlaggeschwindigkeit $v_0$ in m/s	Schlaglänge des Pendels $L_I$ in mm
Charpy	2,9	221,0
Izod	3,5	321,9
Charpy	3,8	379,4

### 6.1.3 Abschätzung des Raumbedarfes für den Prüfstand

Aus dem größten Wert der Schlaglänge  $L_{I, \max}$  wird nun die Breite des Prüfstandes  $b_{PS}$  (s. Abbildung 51) abgeschätzt. Dabei wird bei der Bestimmung ein Sicherheitsabstand von 70 mm zwischen Arbeitsraum und Schutzabdeckung vorgesehen, da sich die Schlaglänge auf die Bahn des Aufschlagpunktes der Hammerschneide bezieht. Für die Breite ergibt sich somit:

**Abbildung 51: Abmessungen des Prüfstandes**

$$b_{PS} = 2 \cdot (L_{I, \max} + 70 \text{ mm}) \quad (6.5)$$

$$b_{PS} = 2 \cdot (379,4 + 70) \text{ mm}$$

$$b_{PS} \approx 900 \text{ mm}$$

Bei der Ermittlung / Abschätzung des Tiefenmaßes wird die Prüfanlage als zweisäuliger Prüfaufbau ausgeführt, bei dem das Pendel zwischen diesen schwingt. Die Prüfung nach ASTM D 6110 wird dabei mit vorgesehen, auch wenn dafür keine Pendel mit entworfen werden. Diese sieht einen Abstand zwischen den Auf- und Widerlagern von 101,6 mm vor. Daraus kann ein Richtwert für den Abstand zwischen den Säulen von  $t_{zS} = 105 \text{ mm}$  abgeleitet werden. Das Tiefenmaß der Säulen wird im Vorwege der Berechnung auf  $t_S = 70 \text{ mm}$  festgelegt. Überschlägig wird die Tiefe des Prüfstandes wie folgt ermittelt.

$$t_{PS} = t_{zS} + 2 \cdot (t_s + 30 \text{ mm}) \quad (6.6)$$

$$t_{PS} = 105 \text{ mm} + 2 \cdot (70 \text{ mm} + 10 \text{ mm})$$

$$t_{PS} = 265 \text{ mm}$$

Die Höhe des Prüfstandes  $h_{PS}$  wird durch Addition der Höhe der Verstellfüße  $h_{VF}$ , der Stärke der Grundplatte  $h_{GP}$ , dem Sicherheitsabstand des Pendels zur Grundplatte am tiefsten Punkt der Hammerbahn und der Höhe des Pendels vor dem Schlag  $h_P$  berechnet.

$$h_{PS} = h_{VF} + h_{GP} + 70 \text{ mm} + h_P \quad (6.7)$$

$$h_{PS} = h_{VF} + h_{GP} + 70 \text{ mm} + L_I \cdot (1 - \cos \alpha_0)$$

$$h_{PS} = 50 \text{ mm} + 55 \text{ mm} + 70 \text{ mm} + 736 \text{ mm}$$

$$h_{PS} = 911 \text{ mm}$$

Bei der exakten Bestimmung der Abmessungen des Rahmens ist dieser so zu dimensionieren, dass neben der Erfüllung der Festigkeits- und Schwindeigenanforderungen auch die Lage des Schwerpunktes auf Höhe des Aufschlagpunktes zu ist.

#### 6.1.4 Entwurfsberechnung der Wellenabmessungen

Im Folgenden wird nun die Welle grob dimensioniert, um einen Anhaltswert für die Kostenbestimmung zu haben. Dabei wird als Material der Baustahl S235JR gewählt. Dieser besitzt eine Streckgrenze  $R_e = 235 \text{ N/mm}^2$ , eine Zugfestigkeit von  $R_m = 360 \text{ N/mm}^2$ .

Aus dem Abstand zwischen den Säulen von  $t_{zS}$  und zweimal der halben Säulentiefe  $t_s$  ergibt sich für die Biegelänge  $l_L$  (s. Abbildung 52):

$$l_L = t_{zS} + 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot t_s \quad (6.8)$$

$$l_L = (105 + 70) \text{ mm}$$

$$l_L = 175 \text{ mm}$$

Die Gesamtlänge der Achse ergibt sich aus dem Tiefenmaß über beide Säulen und einer beidseitigen Zugabe von 10 mm für die Zapfen.

$$l_{W,ges} = t_{zS} + 2 \cdot (t_S + 10\text{mm}) \quad (6.9)$$

$$l_{W,ges} = 105\text{mm} + 2 \cdot (50 + 10)\text{mm}$$

$$l_{W,ges} = 225\text{mm}$$

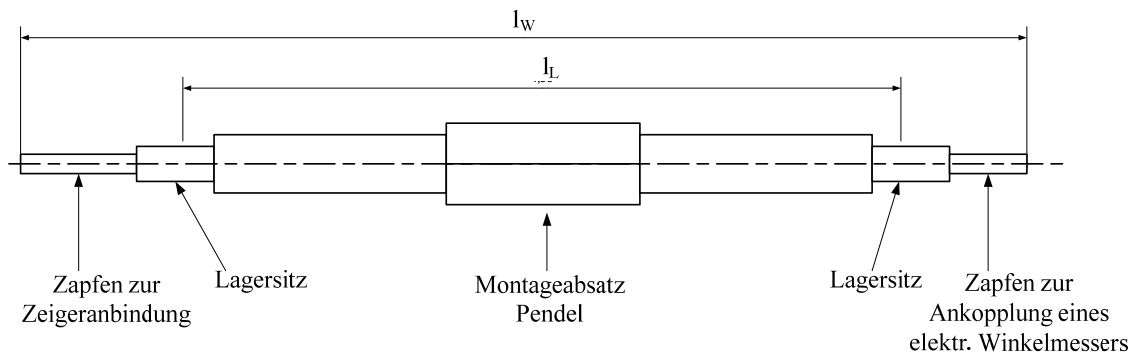


Abbildung 52: Entwurf der Welle

Zur Ermittlung des Entwurf-Wellendurchmessers, für die mit Biegung durch die Zentrifugalkraft des Pendels und Torsion beim Bremsvorgang belastete Welle, wird die Vorgehensweise nach [Ra/Ma-LB] angewandt.

$$d' = 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{bD}}} \quad (6.10)$$

Das dafür benötigte Vergleichsmoment kann wie folgt berechnet werden.

$$M_v = \sqrt{M_{eq}^2 + 0,75 \cdot \left( \frac{\sigma_{bD}}{\varphi \cdot \tau_{tD}} \cdot T_{eq} \right)^2} \quad (6.11)$$

$$M_{eq} = K_A \cdot M_b \quad (6.12)$$

Der zur Berechnung des äquivalenten Biegemomentes  $M_{eq}$  benötigte Anwendungsfaktor beträgt  $K_A = 1.3$ . Das Biegemoment kann dazu nach [Gieck] für eine mittig beanspruchte Welle wie folgt ermittelt werden.

$$M_b = \frac{F_z \cdot l_L}{4} \quad (6.13)$$

Dazu ist die maximale Kraftkomponente, hier in radialer Richtung, zu berechnen. Diese liegt bei maximaler Geschwindigkeit des schwersten Pendels, also zum Zeitpunkt unmittelbar vor dem Aufprall vor und kann mit Hilfe der Formel der Zentrifugalkraft (6.14) [Gieck] berechnet werden.

$$F_z = \frac{m_{P,\max} \cdot v_0^2}{L_{I,\max}} \quad (6.14)$$

$$F_z = \frac{2,066 \text{ kg} \cdot \left(3,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{0,3794 \text{ m}}$$

$$F_z = 78,63 \text{ N}$$

$$M_b = \frac{78,63 \text{ N} \cdot 175 \text{ mm}}{4}$$

$$M_b = 3,44 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{eq}} = 1,3 \cdot 3,44 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{eq}} = 4,47 \text{ Nm}$$

Des Weiteren wird das Torsionsmoment, welches durch den Bremsvorgang auf die Welle wirkt,  $T_{\text{Br}} = 15 \text{ Nm}$  zur Berechnung des äquivalenten Torsionsmomentes  $T_{\text{eq}}$  benötigt.

$$T_{\text{eq}} = K_A \cdot T_{\text{Br}} \quad (6.15)$$

$$T_{\text{eq}} = 1,3 \cdot 15 \text{ Nm}$$

$$T_{\text{eq}} = 19,50 \text{ Nm}$$

Die Biegedauerfestigkeit  $\sigma_{\text{bD}} = 180 \text{ N/mm}^2$  und die Torsionsdauerwechselfestigkeit  $\tau_{\text{tD}} = 105 \text{ N/mm}^2$  können den [Ro/Ma-TB] entnommen werden. Der Faktor zur Berechnung des Anstrengungsverhältnisses  $\varphi = 1,3$ . Somit folgt für das Vergleichsmoment:

$$M_v = \sqrt{(4,47 \text{ Nm})^2 + 0,75 \cdot \left(\frac{180}{1,3 \cdot 105} \cdot 19,50 \text{ Nm}\right)^2}$$

$$M_v = 22,71 \text{ Nm}$$



Somit folgt für den Entwurf-Wellendurchmesser:

$$d' = 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{22713 \text{ Nmm}}{180 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

$$d' = 17,05 \text{ mm}$$

### 6.1.5 Auswahl der Lager

Für die Lagerung der Welle des Pendelschlagwerkes eignen sich sehr gut Gleitlager. Dabei wird eines als Los- und eines als Festlager ausgeführt. Das Festlager dient hierbei lediglich zur Fixierung der Welle in axialer Richtung, da keine axiale Wellenbeanspruchung vorliegt. Verwendet werden somit Gleitlager des Typ-S für das Loslager und Typ-F für die Festlagerung. Durch den errechneten erforderlichen Wellendurchmesser wird ein Lagerdurchmesser von  $d_L = 15 \text{ mm}$  gewählt, da für die Lager ein separater Absatz benötigt wird.

Mit Hilfe einer Internetrecherche ist die Auswahl auf Gleitlager des Herstellers Igus GmbH gefallen. Die Iglidur-G Gleitlager dieses Herstellers bieten den Vorteil, dass die Verwendung von Wellen aus S235JR ohne Schmierung möglich ist. Dazu empfiehlt Igus einen geschliffenen bzw. feingeschlichteten Wellenabsatz mit einer  $Ra = 0,8 \mu\text{m}$ .

Die Datenblätter befinden sich im Anhang C

#### iglidur® G, zylindrisches Gleitlager, Form S (metrisch)

Art.-Nr. :	<input checked="" type="checkbox"/> GSM-1517-10
Wellendurchmesser d1 [mm]:	<input type="text" value="15"/>
Lagerbreite b1 [mm]:	<input type="text" value="10"/>
Außendurchmesser d2 [mm]:	<input type="text" value="17"/>
d1-Toleranz min. [mm]:	+0,032
d1-Toleranz max. [mm]:	+0,102

Die angegebene d1-Toleranz stellt sich nach dem Einpressen ein.

» Prüfverfahren

Mehr:

**Anfragen/Bestellen**

> 1 Stk.	2,11 EUR/Stk.	> 10 Stk.	1,15 EUR/Stk.
> 25 Stk.	0,63 EUR/Stk.	> 50 Stk.	0,40 EUR/Stk.
> 100 Stk.	0,27 EUR/Stk.	> 200 Stk.	0,22 EUR/Stk.
> 500 Stk.	Auf Anfrage		

Stk.  in den Warenkorb

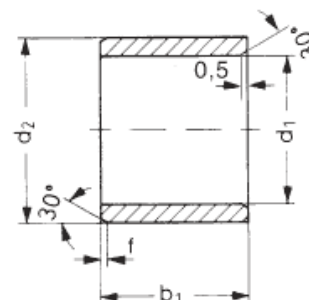


Abbildung 53: Gleitlagerauswahl Typ-S

Quelle: www.igus.de, Zugriff 02.10.2010

## iglidur® G, Gleitlager mit Bund, Form F (metrisch)

Art.-Nr. :  GFM-1517-12

Wellendurchmesser d1 [mm]:

Lagerbreite b1 [mm]:

Bunddicke b2 [mm]:

Außendurchmesser d2 [mm]:

Bunddurchmesser d3 [mm]:

d1-Toleranz min. [mm]: +0,032

d1-Toleranz max. [mm]: +0,102

b1-Toleranz : h13

b2-Toleranz : -0,14

d3-Toleranz : d13

Die angegebene d1-Toleranz stellt sich nach dem Einpressen ein.

» Prüfverfahren

Mehr:      

**Anfragen/Bestellen**

> 1 Stk.	2,33 EUR/Stk.	> 10 Stk.	1,32 EUR/Stk.
> 25 Stk.	0,77 EUR/Stk.	> 50 Stk.	0,52 EUR/Stk.
> 100 Stk.	0,39 EUR/Stk.	> 200 Stk.	0,32 EUR/Stk.

> 500 Stk. Auf Anfrage

Stk.   in den Warenkorb

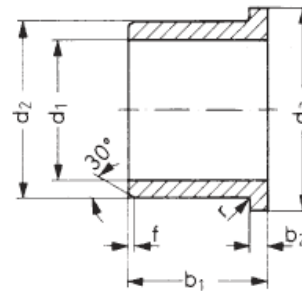


Abbildung 54: Gleitlagerauswahl Typ-F

Quelle: www.iguid.de, Zugriff 02.10.2010

### 6.1.6 Auswahl der Lagerpassung

Nach Angaben des Gleitlagerherstellers ist für die Passung zwischen Lager und Welle eine Spielpassung E10/h9 nach dem System Einheitswelle zu verwenden. Für den Lagerdurchmesser von  $d_L = 15$  mm ergibt das:

$$15 \text{ E10: } \begin{array}{l} +102 \\ +32 \end{array}$$

$$15 \text{ h9: } \begin{array}{l} 0 \\ -43 \end{array}$$

Das Höchstspiel  $P_{SH}$  beträgt:

$$P_{SH} = (102 + 43) \mu\text{m} \quad (6.16)$$

$$P_{SH} = 145 \mu\text{m}$$

Das Mindestspiel  $P_{SM}$  beträgt:

$$P_{SM} = (32 + 0) \mu\text{m} \quad (6.17)$$

$$P_{SM} = 32 \mu\text{m}$$

Für die Passungen zwischen Lager und Rahmen auf der Loslagerseite und zwischen Lager und Lagerbuchse auf der Festlagerseite sind nach Herstellerangabe die

Lagersitzbohrungen mit einer Passung H7 (System Einheitsbohrung) zu fertigen. Der Bohrungsdurchmesser beträgt  $d_{2L} = 17^{H7}$  mm.  $\rightarrow d_{2L} = 17 \begin{matrix} +18 \\ 0 \end{matrix}$

### 6.1.7 Auswahl der Kreuzlibelle für die waagerechte Ausrichtung

Nach der [ZertiPsw] ist das Pendelschlagwerk so auszurichten, dass die Welle auf 4 / 1000 waagrecht ist, um die Genauigkeit der Messungen nicht zu beeinflussen. Dazu ist es sinnvoll eine Kreuzlibelle zu verwenden, welche auf dem Pendelschlagwerk montiert wird. Um eine Auswahl zu treffen, welche Genauigkeit diese aufweisen muss, ist der Winkel zu berechnen, welcher einen Höhenunterschied von 4 / 1000 entspricht. Dieser entspricht bei einem Winkel von  $0^\circ 13' 45''$ . Nach einer Internetrecherche zu Kreuzlibellen-Herstellern ist die Auswahl auf Dosenlibelle der Firma Engelbert Hipp gefallen. Die gewählte Genauigkeit beträgt  $10'$ , um die Ausrichtgenauigkeit zu verbessern. Die Artikelnummer dazu lautet: 1003-20-M10. Diese steht für eine Dosenlibelle zum Einpressen in eine Bohrung mit dem Durchmesser 20 mm und einer Genauigkeit von  $10'$ . Eine Produktspezifikation befindet sich im Anhang D.

### 6.1.8 Materialbedarf für die Schutzabdeckung

Für die überschlägige Berechnung des Materialbedarfes für die Schutzabdeckung wird die Mantelfläche des Prüfstandes angenommen. Diese kann wie folgt ermittelt werden:

$$A_{\text{Schutz}} = h_{\text{PS}} \cdot 2 \cdot (b_{\text{PS}} + t_{\text{PS}}) \quad (6.18)$$

$$A_{\text{Schutz}} = 911 \text{ mm} \cdot 2 \cdot (900 + 265) \text{ mm}$$

$$A_{\text{Schutz}} = 2,12 \text{ m}^2$$

Dazu ist für die Rück- und die Seitenwände Aluminiumblech mit einer Stärke von 2,0 mm und für die Türen Makrolon ebenfalls mit einer Stärke von 2 mm vorgesehen. Makrolon bietet im Vergleich zu „Plexiglas“ den Vorteil, dass dieses nicht splittert.

## 7 Berechnung und Konstruktion der Variante

### 7.1 Bremse

#### 7.1.1 Berechnung der Bremskraft

Zur Auslegung der Welle ist die Bremse auszulegen und zu konstruieren, da durch den Bremsvorgang die Welle einer Torsionsbeanspruchung ausgesetzt wird. Dazu ist das erforderliche Bremsmoment  $T_{Br,erf}$  nach [Ro/Ma-LB] wie folgt zu ermitteln.

$$T_{Br,erf} = J_L \frac{\omega_A}{t_{Br}} + T_L \leq T_{Br} \quad (7.1)$$

Mit Hilfe der Konstruktionssoftware Catia V5 kann das Lastträgheitsmoment  $J_L$  der Welle inklusive der mit rotierenden Bremskomponenten und dem Pendel bezüglich der Rotationsachse ermittelt werden. Es beträgt:  $J_L = 0,243 \text{ Kgm}^2$  (s. Abbildung 55).

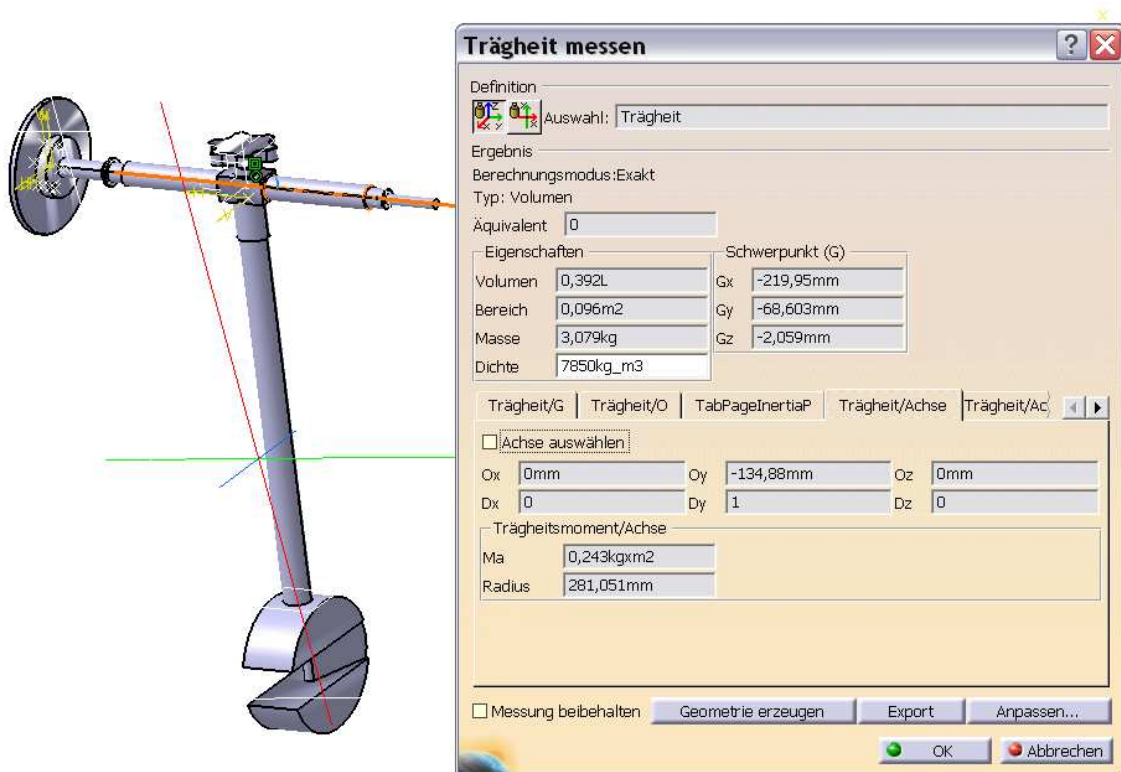


Abbildung 55: Messung des Trägheitsmomentes

Bei der Berechnung der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_A$  wird von einer freien Schwingung ohne Probe ausgegangen, da dafür das größte Bremsmoment erfordert ist. Somit folgt:

$$\omega_A = \frac{v_0}{L_1} \quad (7.2)$$

$$\omega_A = \frac{3800 \frac{\text{mm}}{\text{s}}}{3794 \text{mm}}$$

$$\omega_A = 10 \text{s}^{-1}$$

Das maximale Lastmoment  $T_L$  mit dem die Bremse belastet wird, entspricht der größten Schlagenergie. Da die Dauer einer vollen Schwingung mit diesem Energieträger 0,8 Sekunden dauert, wird für die Bremszeit  $t_{\text{Br}}$  eine Dauer von einer Sekunde angenommen. Das erforderliche Bremsmoment kann nun wie folgt berechnet werden.

$$T_{\text{Br,erf}} = J_L \frac{\omega_A}{t_{\text{Br}}} + T_L \leq T_{\text{Br}}$$

$$T_{\text{Br,erf}} = 0,243 \text{ kgm}^2 \frac{10 \text{ s}^{-1}}{1 \text{ s}} + 15 \text{ Nm}$$

$$T_{\text{Br,erf}} = 17,43 \text{ Nm}$$

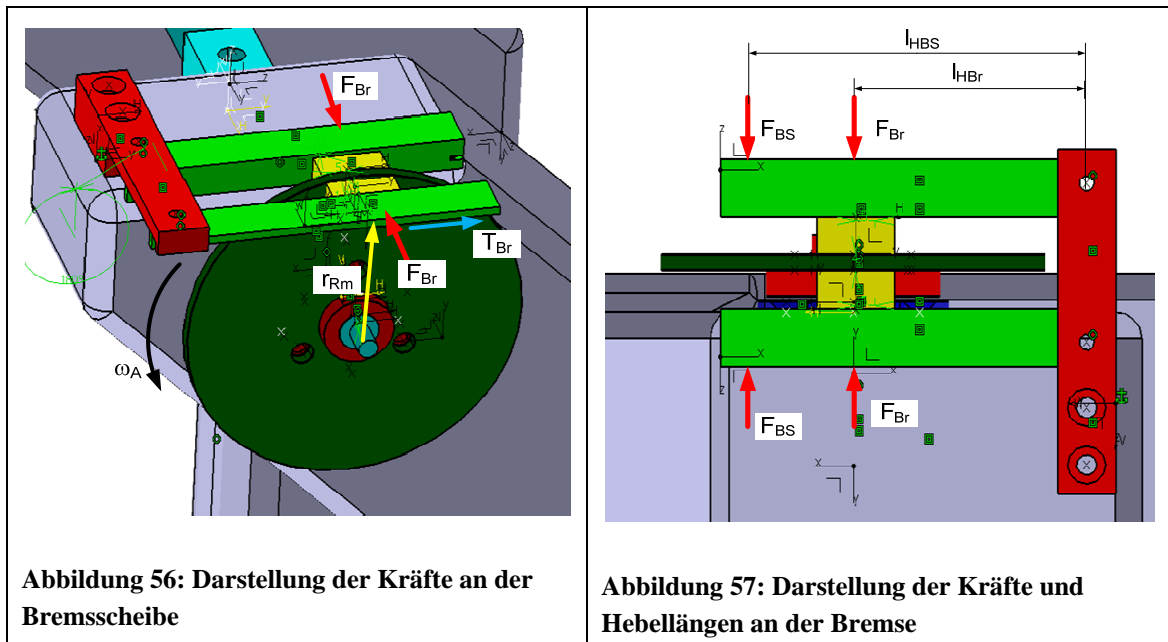
Im Folgenden wird nun überprüft, ob die konstruierte Bremse das erforderliche Bremsmoment aufbringen kann. Dazu ist die Anpresskraft des Bremsbelages aus dem Kunststoff R710 [REX] auf die Bremscheibe aus S235JR zu berechnen. Der Reibwert dieser Materialpaarung beträgt  $\mu = 0,49$ , der mittlere Reibradius  $r_{\text{RM}} \approx 45 \text{ mm}$  und die Anzahl der Reibpaarungen zwei.

$$T_{\text{Br}} = 2 \cdot \mu \cdot F_{\text{Br}} \cdot r_{\text{RM}} \quad (7.3)$$

$$F_{\text{Br}} = \frac{T_{\text{Br}}}{2 \cdot \mu \cdot r_{\text{RM}}} \quad (7.4)$$

$$F_{\text{Br}} = \frac{17,43 \text{ N} \cdot 1000 \text{ mm}}{2 \cdot 0,49 \cdot 45 \text{ mm}}$$

$$F_{\text{Br}} = 395,24 \text{ N}$$



Mit Hilfe des Momentensatzes kann nun die Seilzugkraft des Bremsseiles  $F_{BS}$  ermittelt werden.

$$F_{BS} \cdot l_{HBS} = F_{Br} \cdot l_{HBr} \quad (7.5)$$

$$F_{BS} = \frac{l_{HBr}}{l_{HBS}} \cdot F_{Br}$$

$$F_{BS} = \frac{65 \text{ mm}}{91,65 \text{ mm}} \cdot 395,24 \text{ N}$$

$$F_{BS} = 280,31 \text{ N}$$

Da mit dem Bremsseilzug beide Bremsbacken an die Bremsscheibe gedrückt werden sollen, ist die Seilkraft  $F_S$  das Zweifache der Seilzugkraft des Bremsseiles  $F_{BS}$ .

$$F_S = 2 \cdot F_{BS} \quad (7.6)$$

$$F_S = 560,62 \text{ N}$$

Im Folgenden ist nun zu überprüfen, ob die erforderliche Bremskraft mit Hilfe des Bremshebels erzeugt werden kann. Dazu sind die Momente am Bremshebel zu berechnen.

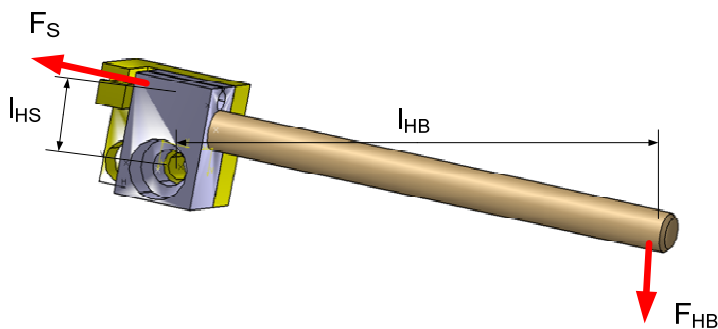


Abbildung 58: Darstellung der Kräfte und Hebellängen am Bremshebel

$$F_S \cdot l_{HS} = F_{HB} \cdot l_{HB} \quad (7.7)$$

$$F_{HB} = \frac{l_{HS}}{l_{HB}} \cdot F_S$$

$$F_{HB} = \frac{18,65 \text{ mm}}{130,51 \text{ mm}} \cdot 560,62 \text{ N}$$

$$F_{HB} = 80,11 \text{ N}$$

Durch die Division der Handbremskraft durch die Erdbeschleunigung kann das Gewicht ermittelt werden, welches am Ende des Bremshebels angebracht werden müsste, um die erforderliche Bremskraft zu erzeugen. Dieses beträgt 8,17 kg.

### 7.1.2 Berechnung der Bremsscheiben-Befestigungsschraubverbindung

Im Anschluss an die rechnerische Überprüfung der Bremsfunktion sind einige Komponenten auf ihre Festigkeit zu überprüfen.

Zur Übertragung der Bremsmomente von der Bremsscheibe auf die Welle wird diese mit einem Flansch verschraubt, welcher mit einem Zylinderstift mit der Welle verbunden ist (s. Abbildung 59).

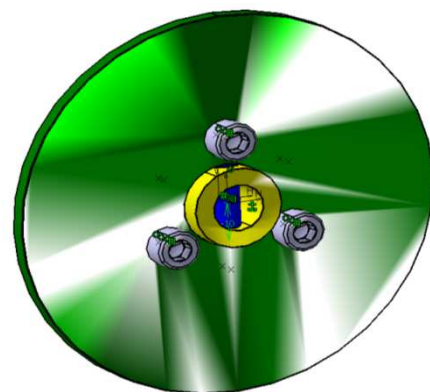


Abbildung 59: Bremsscheibe mit Flansch auf Welle

Zur Übertragung des Drehmomentes nach Formel (7.75) sind drei Zylinderschrauben ISO 4762 – M4 x 10 – 8.8 vorgesehen. Die erforderliche Klemmkraft je Schraube ergibt sich nach [Ro/Ma-LB] mit:

$$F_{\text{Kl}} = \frac{2 \cdot T_{\text{Br,erf}}}{\mu \cdot d_{\text{LK}} \cdot z} \quad (7.8)$$

Die Reibungszahl ist hierbei für die Kombination Stahl – Stahl zu wählen.

$$F_{\text{Kl}} = \frac{2 \cdot 17,43 \text{ N} \cdot 1000 \text{ mm}}{0,2 \cdot 35 \text{ mm} \cdot 3}$$

$$F_{\text{Kl}} = 1660,00 \text{ N}$$

Die Streckgrenze der gewählten M4 Zylinderkopfschraube beträgt  $R_e = 640 \text{ N/mm}^2$  und der Spannungsquerschnitt  $S_S = 8,78 \text{ mm}^2$ .

$$F_{\text{Schr}} = R_e \cdot S_S \quad (7.9)$$

$$F_{\text{Schr}} = 5619,20 \text{ N}$$

Somit ist nachgewiesen, dass die gewählten Schrauben die erforderliche Klemmkraft ohne plastische Verformung aufbringen können. Anschließend ist nun das erforderliche Anzugsdrehmoment  $M_{\text{a,erf}}$  zu berechnen. Dieses setzt sich aus dem mit der Vorspannung  $F_V$  steigenden Reibungsmoment im Gewinde  $M_G$  und dem in der Schraubenkopfaufgabe  $M_K$  zusammen. [Ro/Ma-LB] Dieses ist mit einer Sicherheit gegen Losdrehen  $S_{\text{LD}}$  zu multiplizieren.

$$M_{\text{A,erf}} = (M_G + M_K) \cdot S_{\text{LD}} \quad (7.10)$$

Das Reibungsmoment im Gewinde ist wie folgt zu ermitteln. Dabei entspricht die Vorspannkraft  $F_V$  der erforderlichen Klemmkraft  $F_{\text{KL}}$ .

$$M_G = F_V \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\beta_m + \rho') \quad (7.11)$$



Der Flankendurchmesser für M4 mit metrischem ISO-Spitzgewinde beträgt  $d_2 = 3,55$  mm und die Steigung  $P = 0,7$  mm. Der mittlere Steigungswinkel  $\beta_m$  kann nach folgender Formel berechnet werden.

$$\tan \beta_m = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (7.12)$$

$$\tan \beta_m = \frac{0,70 \text{ mm}}{\pi \cdot 3,55 \text{ mm}}$$

$$\tan \beta_m = 0,063$$

$$\beta_m = 3,59^\circ$$

Die Gewindereibungszahl  $\mu'$  kann nun ermittelt werden. Dabei ist die Reibungszahl im Gewinde  $\mu_G = 0,15$  für blanke Stahlpaarungen und der Spitzenwinkel  $\alpha_{Sp} = 60^\circ$ .

$$\mu' = \tan \rho' = \frac{\mu_G}{\cos\left(\frac{\alpha_{Sp}}{2}\right)} \quad (7.13)$$

$$\tan \rho' = \frac{0,15}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}$$

$$\tan \rho' = 0,17$$

$$\rho' = 9,83^\circ$$

Aus den ermittelten Werten kann nun das Reibmoment im Gewinde berechnet werden.

$$M_G = F_{Kl} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\beta_m + \rho') \quad (7.14)$$

$$M_G = 1660 \text{ N} \cdot \frac{0,00355 \text{ m}}{2} \cdot \tan(3,59^\circ + 9,83^\circ)$$

$$M_G = 1,04 \text{ Nm}$$

Um das Anzugsdrehmoment zu berechnen, ist nun das Reibmoment zwischen Schraubenkopf und Bremsscheibe zu ermitteln.

$$M_K = F_V \cdot \mu_K \cdot \frac{D_{km}}{2} \quad (7.15)$$

Der Reibwert des Kopfes entspricht dem des Gewindes und ist:

$$\mu_K = \mu_G = 0,15 \quad (7.16)$$

Der mittlere und wirksame Kopfdurchmesser  $D_{km}$  kann aus dem Mittelwert des Bohrungsdurchmessers  $d_b$  und dem Kopfdurchmesser  $d_k$  wie folgt berechnet werden

$$D_{km} = \frac{d_b + d_k}{2} \quad (7.17)$$

$$D_{km} = \frac{4,5 \text{ mm} + 5,5 \text{ mm}}{2}$$

$$D_{km} = 5,0 \text{ mm}$$

$$M_K = F_{Kl} \cdot \mu_K \cdot \frac{D_{km}}{2} \quad (7.18)$$

$$M_K = 1660 \text{ N} \cdot 0,15 \cdot \frac{0,005 \text{ m}}{2}$$

$$M_K = 0,62 \text{ Nm}$$

Das erforderliche Anzugsdrehmoment ist bei Verwendung einer Sicherheit gegen Losdrehen von 1,5 gleich

$$M_{A,erf} = (1,04 + 0,62) \text{ Nm} \cdot 1,5$$

$$M_{A,erf} = 2,49 \text{ Nm}$$

Das empfohlene Anzugmoment liegt nach [hey] (s. Anhang E) bei 2,9 Nm und somit über dem berechneten Wert.

Des Weiteren ist die Einschraubtiefe nach [DUBL] zu überprüfen. Für das Einschrauben in Baustahl S235JR und bei einer Schraubenfestigkeitsklasse von 8.8 ist diese

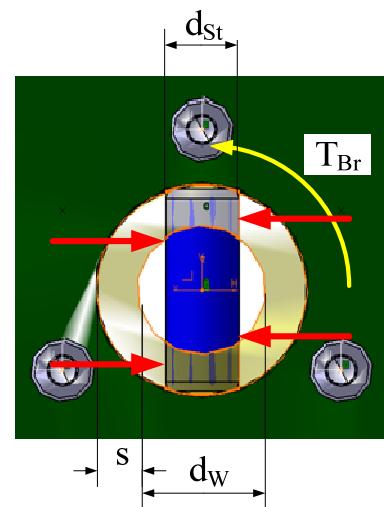
$$t_{Gw,erf} = 1,25 \cdot d_{Gw} \leq t_{Gw} \quad (7.19)$$

$$t_{Gw,erf} = 1,25 \cdot 4 \text{ mm}$$

$$t_{Gw,erf} = 5 \text{ mm} < 7 \text{ mm} \quad \text{i. O.}$$

### 7.1.3 Berechnung der Querstift-Verbindung an der Bremsscheibe

Der Querstift dient zur Montage des Bremsscheibenflansches auf der Welle (s. Abbildung 60 - blau dargestellt) und überträgt das Bremsmoment auf die Welle mit dem Pendel. Dazu sind die Flächenpressung in der Bohrung des Bremsscheibenflansches  $p_{BSF}$  und der Welle  $p_w$ , wie auch die Schubspannung im Stift  $\tau_a$  zu überprüfen. Die Flächenpressung im Flansch ist nach [Ro/Ma-LB] wie folgt zu ermitteln.



$$p_{BSF} = \frac{K_A \cdot T_{nenn}}{d \cdot s \cdot (d_w + s)} \leq p_{zul} \quad (7.20)$$

Abbildung 60: Kräfte an der Stiftverbindung

Die zulässige Flächenpressung  $p_{zul}$  ist wie folgt zu berechnen. Diese hängt von der Mindestzugfestigkeit  $R_m$  ab, welche bei hier vorliegender wechselnder Beanspruchung mit 0,25 multipliziert wird.

$$p_{zul} = 0,25 \cdot R_m \quad (7.21)$$

Für gepresste Bauteile ist diese zusätzlich mit dem technologischen Größeneinflussfaktor zu multiplizieren. Dieser ist nach [Ro/Ma-TB]  $K_t = 1$ .

$$R_m = R_{mN} \cdot K_t \quad (7.22)$$

$$R_m = R_{mN} = 360 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$p_{zul} = 0,25 \cdot 360 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$p_{zul} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Der Anwendungsfaktor  $K_A$  beträgt nach [Ro/Ma-TB] 1,3. Damit sind Hin- und Herbewegungen mit überlagerten leichten Stößen berücksichtigt. Da bei normaler Benutzung des Pendelschlagwerkes die Bremse während der Prüfung nicht betätigt wird, ist dieser ausreichend.

Der Durchmesser des Zylinderstiftes ISO 2338 – 8 m6 x 22 - St beträgt  $d_{St} = 8 \text{ mm}$  und der der Welle in diesem Absatz  $d_W = 14 \text{ mm}$ . Die Dicke der Flanschwand beträgt  $s = 4,5 \text{ mm}$  und das erforderliche Bremsmoment  $T_{Br,erf} = 17,43 \text{ Nm}$  nach Formel (7.1).

$$p_{BSF} = \frac{K_A \cdot T_{Br,erf}}{d_{St} \cdot s \cdot (d_W + s)} \leq p_{zul} \quad (7.23)$$

Durch Einsetzen der Werte folgt:

$$p_{BSF} = \frac{1,3 \cdot 17,43 \text{ N} \cdot 1000 \text{ mm}}{8,0 \cdot 4,5 \cdot (14,0 + 4,5) \text{ mm}^3}$$

$$p_{BSF} = 34,02 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{i.O.}$$

Im Anschluss an die Überprüfung der Flächenpressung am Bremsscheibenflansch ist diese nun für die Welle durchzuführen.

$$p_W = \frac{6 \cdot K_A \cdot T_{nenn}}{d \cdot d_W^2} \leq p_{zul} \quad (7.24)$$

$$p_W = \frac{6 \cdot K_A \cdot T_{Br,erf}}{d_{St} \cdot d_W^2} \leq p_{zul} \quad (7.25)$$

$$p_W = \frac{6 \cdot 1,3 \cdot 17,43 \text{ N} \cdot 1000 \text{ mm}}{8,0 \text{ mm} \cdot (14 \text{ mm})^2}$$

$$p_W = 86,71 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Da die ermittelten Flächenpressungen an Welle und Nabe zulässig sind, ist nun die Scherspannung im Zylinderstift zu berechnen.

$$\tau_a = \frac{4 \cdot K_A \cdot T_{\text{nenn}}}{d^2 \cdot \pi \cdot d_w} \leq \tau_{\text{zul}} \quad (7.26)$$

$$\tau_a = \frac{4 \cdot K_A \cdot T_{\text{Br,erf}}}{d_{\text{St}}^2 \cdot \pi \cdot d_w} \leq \tau_{\text{zul}} \quad (7.27)$$

Die zulässige Scherspannung ist, wie auch die zulässige Flächenpressung, von der Mindestzugfestigkeit  $R_m$  und der Art der Beanspruchung abhängig.

$$\tau_{\text{zul}} = 0,1 \cdot R_m \quad (7.28)$$

$$\tau_{\text{zul}} = 0,1 \cdot 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die vorhandene Scherspannung im Zylinderstift ist somit:

$$\tau_a = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 17,43 \text{ N} \cdot 1000 \text{ mm}}{(8,0 \text{ mm})^2 \cdot \pi \cdot 14 \text{ mm}}$$

$$\tau_a = 32,20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{i.O.}$$

#### 7.1.4 Berechnung der Bremsbelag-Befestigungsschraubverbindung

Um den Bremsbelag an der Bremszange zu befestigen und die Reibkraft vom Belag auf die Bremszange zu übertragen, ist je eine Zylinderschraube ISO 4762 – M4 x 8 – 6.9 vorgesehen. Die erforderliche Klemmkraft je Schraube kann nach [Ro/Ma-LB] wie folgt berechnet werden:

$$F_{\text{Kl}} = \frac{F_{\text{Qges}}}{\mu \cdot z} \quad (7.29)$$

Die dazu benötigte Reibungszahl beträgt nach [REX]  $\mu = 0,49$ , die von der Schraubenverbindung aufzunehmende Gesamtquerkraft kann dazu mit folgender Formel aus dem halben (da zwei Beläge im Eingriff) Bremsmoment ermittelt werden. Siehe dazu auch Abbildung 61.

$$F_{Qges} = \frac{M_{Br,erf}}{2 \cdot r_{Rm}} \quad (7.30)$$

$$F_{Qges} = \frac{17,43 \text{ N} \cdot 1000 \text{ mm}}{2 \cdot 45 \text{ mm}}$$

$$F_{Qges} = 193,67 \text{ N}$$

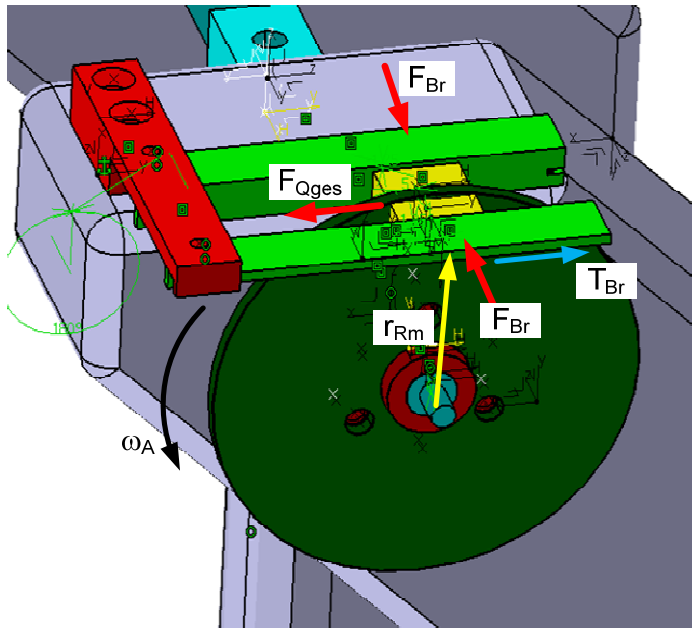


Abbildung 61: Kräfte an der Bremsscheibe

Durch Einsetzen folgt:

$$F_{Kl} = \frac{193,67 \text{ N}}{0,49 \cdot 1}$$

$$F_{Kl} = 395,24 \text{ N}$$

Die Streckgrenze der gewählten M4 Zylinderkopfschraube beträgt  $R_e = 540 \text{ N/mm}^2$  und der Spannungsquerschnitt  $S_S = 8,78 \text{ mm}^2$ .

$$F_{Schr} = R_e \cdot S_S \quad (7.9)$$

$$F_{Schr} = 4741,20 \text{ N}$$

Da der berechnete Wert kleiner als  $F_{Schr} = 4741,2 \text{ N}$  ist, ist nachgewiesen, dass die gewählten Schrauben die erforderliche Klemmkraft ohne plastische Verformung aufbringen können.

Im Anschluss ist nun das erforderliche Anzugsdrehmoment  $M_{a,erf}$  zu berechnen. Da die Vorgehensweise identisch zu Kapitel 7.1.2. ist, wird der Rechenweg nicht mehr detailliert dargestellt.

$$M_{A,erf} = (M_G + M_K) \cdot S_{LD} \quad (7.10)$$

Das Reibungsmoment im Gewinde ist wie folgt zu ermitteln. Dabei ist die Reibungszahl im Gewinde  $\mu_G = 0,49$ .

$$M_G = F_{KI} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\beta_m + \rho') \quad (7.14)$$

$$M_G = 395,67 \text{ N} \cdot \frac{0,00355 \text{ m}}{2} \cdot \tan(3,59^\circ + 29,50^\circ)$$

$$M_G = 0,458 \text{ Nm}$$

Im Anschluss ist nun das Reibmoment zwischen Schraubenkopf und Bremszange zu ermitteln.

$$M_K = F_{FI} \cdot \mu_K \cdot \frac{D_{km}}{2} \quad (7.18)$$

$$M_K = 395,67 \text{ N} \cdot 0,15 \cdot \frac{0,005 \text{ m}}{2}$$

$$M_K = 0,148 \text{ Nm}$$

Das erforderliche Anzugsdrehmoment ist bei Verwendung einer Sicherheit gegen Losdrehen von 1,5 gleich.

$$M_{A,erf} = (0,458 + 0,148) \text{ Nm} \cdot 1,5$$

$$M_{A,erf} = 0,909 \text{ Nm}$$

Das empfohlene Anzugmoment liegt nach [hey] bei 2,4 Nm und somit über dem berechneten Wert. Da die Bremsbeläge aus Kunststoff sind, sollte das berechnete Anzugsmoment eingehalten werden.

### 7.1.5 Berechnung der Bremszangen

Im Folgenden ist eine Bremszange aus Baustahl S235JR zu berechnen. Dabei ist zu überprüfen, ob die auftretende Biegespannung im zulässigen Bereich liegt.

Da dieses Bauteil nach den Grundlagen technischer Mechanik und ohne Einsatz der FEM sehr schwer zu berechnen ist, wird das Bauteil stark vereinfacht. Die Ableitung des mechanischen Modells vom Bauteil ist in Abbildung 62 dargestellt.

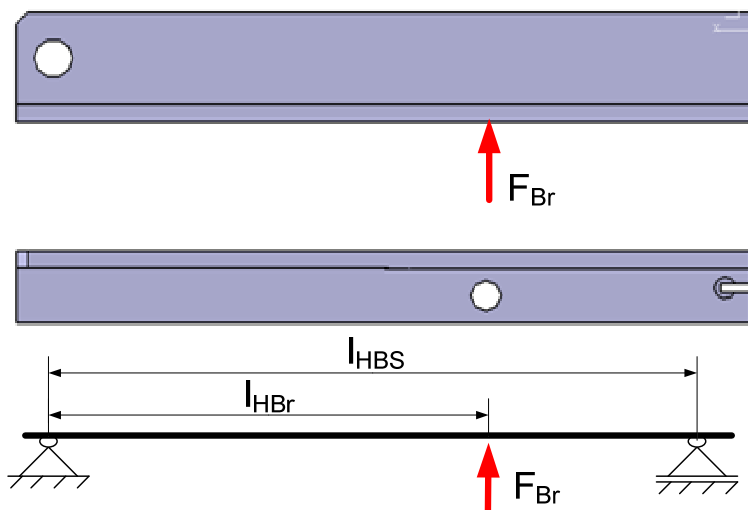


Abbildung 62: Ableitung des mechanischen Modells der Bremszange

Dabei wird angenommen, dass sich die Lager und der Kräfteinleitungspunkt auf einer Ebene befinden. Des Weiteren wird das Eigengewicht vernachlässigt, da es im Verhältnis zur Bremskraft  $F_{Br}$  gering ist.

Für die Berechnung sind die Bremskraft nach Formel (7.3)  $F_{Br} = 395,24 \text{ N}$ , die Längen  $l_{HBS} = 91,65 \text{ mm}$  und  $l_{HBr} = 65,00 \text{ mm}$ , sowie das E-Modul mit  $2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$  gegeben.

Zur Berechnung der Biegespannung  $\sigma_b$  im Profil ist es zunächst nötig die Querschnittswerte zu ermitteln.

Um die Lage des Schwerpunktes S bestimmen zu können, ist der Flächeninhalt der Querschnittsfläche des Profils  $A_{QPr}$  und der zwei Teilflächen  $A_1$  und  $A_2$  zu bestimmen.

$$A_{Qges} = A_1 + A_2 \quad (7.31)$$

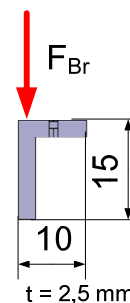


Abbildung 63: Querschnitt der Bremszange

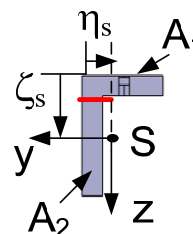


Abbildung 64: Bestimmung der Querschnittswerte



$$A_1 = 2,5 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm} \quad (7.32)$$

$$A_1 = 25 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = 2,5 \text{ mm} \cdot (15 - 2,5) \text{ mm}$$

$$A_2 = 31,25 \text{ mm}^2$$

$$A_{Q_{\text{ges}}} = 25 \text{ mm}^2 + 31,25 \text{ mm}^2$$

$$A_{Q_{\text{ges}}} = 56,25 \text{ mm}^2$$

Nach der Berechnung der Flächen ist nun die Lage des Schwerpunktes der Querschnittfläche zu bestimmen.

$$\zeta_S = \frac{\sum_{i=1}^2 A_i \cdot \zeta_i}{\sum_{i=1}^2 A_i} \quad (7.33)$$

$$\zeta_S = \frac{25 \text{ mm}^2 \cdot 1,25 \text{ mm} + 31,25 \text{ mm}^2 \cdot 8,75 \text{ mm}}{56,25 \text{ mm}^2}$$

$$\zeta_S = 5,42 \text{ mm}$$

$$\eta_S = \frac{\sum_{i=1}^2 A_i \cdot \eta_i}{\sum_{i=1}^2 A_i} \quad (7.34)$$

$$\eta_S = \frac{25 \text{ mm}^2 \cdot 5 \text{ mm} + 31,25 \text{ mm}^2 \cdot 1,25 \text{ mm}}{56,25 \text{ mm}^2}$$

$$\eta_S = 2,92 \text{ mm}$$

Im Anschluss sind nun die Flächenträgheitsmomente um den Schwerpunkt in y-Richtung  $I_y$  und in z-Richtung  $I_z$  zu bestimmen. Dazu wird je Richtung die Summe der Teilflächen-Trägheitsmomente addiert mit dem Steineranteil gebildet.

$$I_y = \sum_{i=1}^2 \frac{b_i \cdot h_i^3}{12} + A_i \cdot a_{yi}^2 \quad (7.35)$$

$$I_y = \frac{10\text{mm} \cdot (2,5\text{mm})^3}{12} + 25\text{mm}^2 \cdot (-4,17\text{mm})^2 +$$

$$+ \frac{2,5\text{mm} \cdot (12,5\text{mm})^3}{12} + 31,25\text{mm}^2 \cdot (3,33\text{mm})^2$$

$$I_y = 1201,17 \text{ mm}^4$$

$$I_z = \sum_{i=1}^2 \frac{h_i \cdot b_i^3}{12} + A_i \cdot a_{zi}^2 \quad (7.36)$$

$$I_z = \frac{2,5\text{mm} \cdot (10\text{mm})^3}{12} + 25\text{mm}^2 \cdot (-2,08\text{mm})^2 +$$

$$+ \frac{12,5\text{mm} \cdot (2,5\text{mm})^3}{12} + 31,25\text{mm}^2 \cdot (1,67\text{mm})^2$$

$$I_z = 419,92 \text{ mm}^4$$

Folgend an die Berechnung der Flächenträgheitsmomente sind nun das Flächen-Hauptträgheitsmoment  $I_{yz}$  und das resultierende Flächenträgheitsmoment  $\Delta$  zu ermitteln.

$$I_{yz} = -\int_A y_{Si} \cdot z_{Si} \cdot dA \quad (7.37)$$

$$I_{yz} = -(y_{S1} \cdot z_{S1} \cdot A_1 + y_{S2} \cdot z_{S2} \cdot A_2)$$

$$I_{yz} = -((-2,08\text{mm}) \cdot (-4,17\text{mm}) \cdot 25\text{mm}^2 +$$

$$+ 1,67\text{mm} \cdot 3,33\text{mm} \cdot 31,25\text{mm}^2)$$

$$I_{yz} = -390,63 \text{ mm}^4$$

$$\Delta = I_y \cdot I_z - I_{yx}^2 \quad (7.38)$$

$$\Delta = 1201,17 \text{ mm}^4 \cdot 419,92 \text{ mm}^4 - (-390,63 \text{ mm}^4)^2$$

$$\Delta = 35181046 \text{ mm}^8$$

Durch das Nullsetzen der Biegespannung, Teilen durch den Teil vor der Klammer und Einsetzen der bekannten Größen kann die Lage der neutralen Faser ermittelt werden.

$$\sigma_b = \frac{M_y}{\Delta} \cdot (I_z \cdot z + I_{yz} \cdot y) \quad (7.39)$$

$$\sigma_b = \frac{F_{Br} \cdot l_{HBr}}{\Delta} \cdot (I_z \cdot z + I_{yz} \cdot y) \quad (7.40)$$

$$0 = 419,92 \text{ mm}^4 \cdot z - 390,63 \text{ mm}^4 \cdot y$$

$$y = \frac{419,92 \text{ mm}^4}{390,63 \text{ mm}^4} \cdot z$$

$$y = 1,08 \cdot z$$

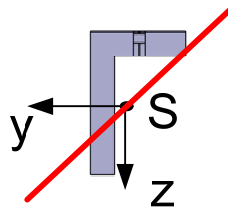


Abbildung 65: Lage der neutralen Faser

Zur Berechnung der Biegespannung ist das Biegemoment um die y-Achse  $M_y$  zu ermitteln.

$$M_y = F_{Br} \frac{l_{HBr} \cdot (l_{HBS} - l_{HBr})}{l_{HBS}} \quad (7.41)$$

$$M_y = 395,24 \text{ N} \cdot \frac{65 \text{ mm} \cdot (91,65 \text{ mm} - 65 \text{ mm})}{91,65 \text{ mm}}$$

$$M_y = 7470,32 \text{ Nmm}$$

Aus den berechneten Werten und dem maximalen Wert kann nun die Biegespannung  $\sigma_b$  im Träger ermittelt werden.

$$\sigma_b = \frac{M_y}{\Delta} \cdot (I_z \cdot z + I_{yz} \cdot y)$$

$$\sigma_b = \frac{7470,32 \text{ Nmm}}{351810,46 \text{ mm}^8} \cdot (419,92 \text{ mm}^4 \cdot 9,58 \text{ mm} - 2,91 \text{ mm} \cdot 390,63 \text{ mm}^4)$$

$$\sigma_b = 61,28 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Da die berechnete Biegespannung kleiner als die Zulässige mit  $\sigma_{bWzul} = 170 \text{ N/mm}^2$  ist, sind die Bremszangen ausreichend dimensioniert und bieten eine Sicherheit gegen Fließen  $S_F = 2,77$ .

### 7.1.6 Berechnung der Bremszangen-Verschraubung

Für die Montage der beiden Bremszangen an den Bremszangenhalter und um die Bremskraft von der Bremszange auf den Bremszangenhalter zu übertragen, ist jeweils eine Zylinderschraube ISO 4762 – M4 x 18 – 6.9 vorgesehen. Da die Bremszangenverschraubung als Drehgelenk dient, ist die Schraube auf Schub  $\tau_{Schr}$ , sowie die Bohrung auf Lochreibungsdruck  $\sigma_{Bo}$  zu überprüfen. Belastet wird eine Schraubverbindung jeweils mit der halben Gesamtquerkraft  $F_{Qges}$ .

Bei der Berechnung der Scherspannung in der Zylinderschraube wird wie folgt vorgegangen.

$$\tau_{Schr} = \frac{K_A \cdot F_{Qges}}{2 \cdot A_s} \leq \tau_{zul} \quad (7.42)$$

Für die Ermittlung der zulässigen Scherspannung der Schraube wird die Mindestzugfestigkeit  $R_m$  benötigt. Die kann aus der Festigkeitsklasse der Schrauben berechnet werden. Zylinderschraube 6.4  $\rightarrow$  Streckgrenze  $R_e = 6 \cdot 9 \cdot 10 \text{ N/mm}^2 = 540 \text{ N/mm}^2$  und die Mindestzugfestigkeit  $R_m = 6 \cdot 100 \text{ N/mm}^2 = 600 \text{ N/mm}^2$ .

$$\tau_{zul} = 0,1 \cdot R_m \quad (7.28)$$

$$\tau_{zul} = 0,1 \cdot 600 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Durch Einsetzen der Werte für den Anwendungsfaktor  $K_A = 1,3$ , dem Spannungsquerschnitt  $S_s = 8,78 \text{ mm}^2$  und der Gesamtquerkraft  $F_{Qges} = 193,67 \text{ N}$  folgt für die vorhandene Scherspannung in der Zylinderschraube:

$$\tau_{Schr} = \frac{1,3 \cdot 193,67 \text{ N}}{2 \cdot 8,78 \text{ mm}^2}$$

$$\tau_{Schr} = 14,34 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{i.O.}$$

Der zulässige Lochreibungsdruck in der Bohrung kann aus dem Abstandsfaktor  $\alpha_{Bo} = 0,60$ , der Mindestzugfestigkeit der Bremszange  $R_m = 360 \text{ N/mm}^2$  und dem Teilsicherheitsbeiwert  $S_M = 1,1$  wie folgt ermittelt werden.

$$\sigma_{Bo,zul} = \frac{\alpha_{Bo} \cdot R_m}{S_M} \quad (7.43)$$

$$\sigma_{Bo,zul} = \frac{0,60 \cdot 360 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1,1}$$

$$\sigma_{Bo,zul} = 196,36 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{Bo} = \frac{F_{Qges}}{2 \cdot t_{WP} \cdot d_{Schr}} \leq \sigma_{Bo,zul} \quad (7.44)$$

Die Stärke des Winkelprofils der Bremszange beträgt  $t_{WP} = 2,5 \text{ mm}$  und der Durchmesser der Schraube  $d_{Schr} = 4,0 \text{ mm}$ . Der Wert von  $F_{Qges}$  wird von der Berechnung in Formel (7.30) übernommen. Durch Einsetzen der Werte kann nun der Lochreibungsdruck in der Bohrung berechnet werden.

$$\sigma_{Bo} = \frac{193,67 \text{ N}}{2 \cdot 2,5 \text{ mm} \cdot 4 \text{ mm}}$$

$$\sigma_{Bo} = 9,68 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 196,36 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{i.O.}$$

### 7.1.7 Berechnung der Bremszangenhalter-Verschraubung

Der Bremszangenhalter bildet das Zwischenstück zwischen den Bremszangen und dem Rahmen des Pendelschlagwerkes. Somit hat dieser die Aufgabe, die an der Bremse auftretenden Bremskräfte an den Rahmen weiterzuleiten. Zur Befestigung sind zwei Zylinderschrauben ISO 4762 – M4 x 25 – 6.9 vorgesehen. Im Folgenden wird nun überprüft, ob die Auswahl den auftretenden Kräften stand hält und die benötigte Klemmkraft aufbringen kann. Dabei wird wie im Kapitel 7.1.2 vorgegangen.

$$F_{Kl} = \frac{F_{Qges}}{\mu \cdot z} \quad (7.29)$$

Die dazu benötigte Reibungszahl beträgt nach [TBM] für die Reibpaarung Stahl S235JR auf Gusseisen mit Lamellengraphit EN-GJL-150  $\mu = 0,2$ . Die von der Schraubenverbindung aufzunehmende Gesamtquerkraft kann dazu mit folgender Formel aus der Gesamtquerkraft ermittelt werden. Siehe dazu auch Abbildung 61.

Durch Einsetzen folgt:

$$F_{Kl} = \frac{193,67 \text{ N}}{0,20 \cdot 2}$$

$$F_{Kl} = 395,24 \text{ N}$$

Die Streckgrenze der gewählten M4 Zylinderkopfschraube beträgt  $R_e = 540 \text{ N/mm}^2$  und der Spannungsquerschnitt  $S_S = 8,78 \text{ mm}^2$ .

$$F_{Schr} = R_e \cdot S_S \quad (7.9)$$

$$F_{Schr} = 4741,20 \text{ N}$$

Da der berechnete Wert kleiner als  $F_{Schr} = 4741,20 \text{ N}$  ist, ist nachgewiesen, dass die gewählten Schrauben die erforderliche Klemmkraft ohne plastische Verformung aufbringen können.

Im Anschluss ist nun das erforderliche Anzugsdrehmoment  $M_{a,erf}$  zu berechnen. Da die Vorgehensweise identisch zu Kapitel 7.1.2. ist, wird der Rechenweg nicht mehr detailliert dargestellt.

$$M_{A,erf} = (M_G + M_K) \cdot S_{LD} \quad (7.10)$$

Das Reibungsmoment im Gewinde ist wie folgt zu ermitteln.

$$M_G = F_{Kl} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\beta_m + \rho') \quad (7.14)$$

$$M_G = 395,24 \text{ N} \cdot \frac{0,00355 \text{ m}}{2} \cdot \tan(3,25^\circ + 11,74^\circ)$$

$$M_G = 0,188 \text{ Nm}$$

Im Anschluss ist nun das Reibmoment zwischen Schraubenkopf und Bremszange zu ermitteln.

$$M_K = F_{Fl} \cdot \mu_K \cdot \frac{D_{km}}{2} \quad (7.18)$$

$$M_K = 395,24 \text{ N} \cdot 0,15 \cdot \frac{0,005 \text{ m}}{2}$$

$$M_K = 0,148 \text{ Nm}$$

Das erforderliche Anzugsdrehmoment ist bei Verwendung einer Sicherheit gegen Losdrehen von 1,5 gleich.

$$M_{A,erf} = (0,188 + 0,148) \text{ Nm} \cdot 1,5$$

$$M_{A,erf} = 0,504 \text{ Nm}$$

Das empfohlene Anzugmoment liegt nach [hey] bei 2,9 Nm und somit über dem berechneten Wert.

Die Einschraubtiefe soll nach [DUBL] für das Einschrauben in Gusswerkstoffe mit einer Schraube der Festigkeitsklasse von 6.9 wie folgt ausgelegt sein.

$$t_{Gw,erf} = 1,1 \cdot d_{Gw} \leq t_{Gw} \quad (7.19)$$

$$t_{Gw,erf} = 1,1 \cdot 4 \text{ mm}$$

$$t_{Gw,erf} = 4,4 \text{ mm} < 10 \text{ mm} \quad \text{i. O.}$$

### 7.1.8 Berechnung des erforderlichen Bremsseildurchmessers und Ermittlung der Bremsseillänge

Zur Übertragung der Bremskraft vom Handhebel zur Bremse ist ein Bowdenzug vorgesehen. Dessen erforderlicher Durchmesser und Länge ist zu ermitteln. Dabei wird dieser ausschließlich auf Zug beansprucht.

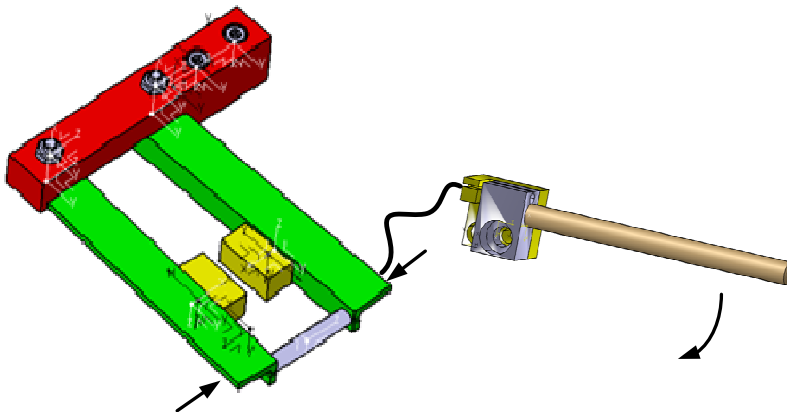


Abbildung 66: Bremse- Betätigung schematisch

Der erforderliche Bremsseildurchmesser kann nach [TBM] wie folgt berechnet werden:

$$\sigma_{ZBS} = \frac{F_S}{S_{BS}} \leq \sigma_{BS,zul} \quad (7.45)$$

Mit:

$$S_{BS} = \frac{\pi \cdot d_{BS}^2}{4} \quad (7.46)$$

Durch Einsetzen und dem Auflösen nach dem Bremsseildurchmesser  $d_{BS}$  folgt:

$$d_{BS} \leq \sqrt{\frac{F_S \cdot 4}{\pi \cdot \sigma_{BS,zul}}} \quad (7.47)$$

Die Bremsseilkraft ist nach Formel (7.6)  $F_S = 560,62 \text{ N}$ . Wie die Abbildung 67 zeigt, ist ein Bowdenzug-Hersteller, Binder-Wöhrle GmbH & Co. KG, mit einem Seildurchmesser von  $d_{BS} = 1,0 \text{ mm}$  bereits ausreichend und bietet eine Sicherheit von 1,47.





		Rundlitze 1x19 znk			5.1	
Ausführung: Nach DIN 3051 Teil 4 drall- und spannungsarm / DIN 71984 Teil 2						
Werkstoff: Stahldrähte für Drahtseile nach DIN 2078 znk 1570 N/mm <sup>2</sup>						
		Bestellbeispiel Litze $\phi 1,5$ -19dr. Nr. 4.01.0000.006				
Sonderabmessungen auf Anfrage						
Bestell.-Nr.	Nenn- $\phi$ D <sub>1</sub>	Konstruktion	Rechnerische Bruchkraft in N	Mindest- bruchkraft in N	Gewicht kg/100m ca.	Bemerkung
4.01.0000.002	1,00	19 x $\phi 0,20$	937	824	0,510	

Abbildung 67: Auszug Bowdenzug-Katalog

Quelle: www.binder-woehrle.com, Zugriff 16.10.2010

Zur Ermittlung der erforderlichen Länge des Bowdenzuges werden die Maße den Konstruktionen entnommen und aufsummiert. Die Gesamtlänge beläuft sich auf 1065 mm, wovon 1000 mm ummantelt sein müssen. Die Aufschlüsselung der Zusammenstellung befindet sich in der Stückliste Pos. 3.4, ein Auszug des Herstellerkataloges im Anhang F.

### 7.1.9 Berechnung der Verschraubung des Bremshebelhalters am Rahmen

Als letzte Komponente der Bremse ist nun die Befestigungverschraubung des Bremshebels zu überprüfen. Die verbindet die Handbetätigung mit dem Rahmen des Pendelschlagwerks. Für diese sind zwei Zylinderschrauben ISO 4762 – M4 x 12 – 6.9 vorgesehen. Zu überprüfen ist nun, ob die Auswahl den auftretenden Kräften stand hält und die benötigte Klemmkraft aufbringen kann. Dabei wird auch hier wie im Kapitel 7.1.2 vorgegangen.

$$F_{\text{Kl}} = \frac{F_{\text{Qges}}}{\mu \cdot z} \quad (7.29)$$

Da der Bremshebel an den Rahmen geschraubt werden soll, beträgt die Reibungszahl  $\mu = 0,2$ . Von der Schraubenverbindung ist dabei die Seilkraft  $F_S = 560,62 \text{ N}$  (s. Formel (7.6)) aufzunehmen. Somit ist die Klemmkraft wie folgt zu ermitteln.

Durch Einsetzen folgt:

$$F_{\text{Kl}} = \frac{560,62 \text{ N}}{0,20 \cdot 2}$$

$$F_{\text{Kl}} = 1401,55 \text{ N}$$

Die gewählte M4 Zylinderkopfschraube besitzt eine Streckgrenze von  $R_e = 540 \text{ N/mm}^2$  und einen Spannungsquerschnitt  $S_S = 8,78 \text{ mm}^2$ . Somit kann die Schraube einer Zugkraft/ Klemmkraft von  $F_{\text{Schr}} = 2107,20 \text{ N}$  (s. Formel (7.9)) ohne plastische Verformung standhalten. Dieser Wert ist größer, als der oben berechnete, womit nachgewiesen ist, dass die gewählten Schrauben die erforderliche Klemmkraft rein elastisch aufbringen kann.

Im Folgenden ist nun das erforderliche Anzugsdrehmoment  $M_{\text{a,erf}}$  zu berechnen. Da die Vorgehensweise identisch zu Kapitel 7.1.2. ist, wird der Rechenweg nicht mehr detailliert dargestellt.

$$M_{\text{A,erf}} = (M_G + M_K) \cdot S_{\text{LD}} \quad (7.10)$$

Das Reibungsmoment im Gewinde ist wie folgt zu ermitteln.

$$M_G = F_{\text{Kl}} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\beta_m + \rho') \quad (7.14)$$

$$M_G = 1401,55 \text{ N} \cdot \frac{0,00355 \text{ m}}{2} \cdot \tan(3,25^\circ + 11,74^\circ)$$

$$M_G = 0,666 \text{ Nm}$$

Im Anschluss ist nun das Reibmoment zwischen Schraubenkopf und Bremszange zu ermitteln.

$$M_K = F_{Fl} \cdot \mu_K \cdot \frac{D_{km}}{2} \quad (7.18)$$

$$M_K = 1401,55 \text{ N} \cdot 0,15 \cdot \frac{0,005 \text{ m}}{2}$$

$$M_K = 0,526 \text{ Nm}$$

Das erforderliche Anzugsdrehmoment ist bei Verwendung einer Sicherheit gegen Losdrehen von 1,5 gleich.

$$M_{A,erf} = (0,666 + 0,526) \text{ Nm} \cdot 1,5$$

$$M_{A,erf} = 1,787 \text{ Nm}$$

Das empfohlene Anzugsmoment liegt nach [hey] bei 2,9 Nm und somit über dem berechneten Wert.

Die Einschraubtiefe soll nach [DUBL] für das Einschrauben in Gusswerkstoffe mit einer Schraube der Festigkeitsklasse von 6.9 wie folgt ausgelegt sein.

$$t_{Gw,erf} = 1,1 \cdot d_{Gw} \leq t_{Gw} \quad (7.19)$$

$$t_{Gw,erf} = 1,1 \cdot 4 \text{ mm}$$

$$t_{Gw,erf} = 4,4 \text{ mm} < 5,9 \text{ mm} \quad \text{i. O.}$$

### 7.1.10 Berechnung der Bremshebelverschraubung

Für die Montage des Bremshebels am Bremshebelhalter ist eine Zylinderschraube ISO 4762 – M5 x 18 – 6.9 vorgesehen. Da der Bremshebel drehbar um die Verschraubung gelagert ist, ist die Schraube auf Schub  $\tau_{Schr}$ , sowie die Bohrung auf Lochreibungsdruck  $\sigma_{Bo}$  zu überprüfen.

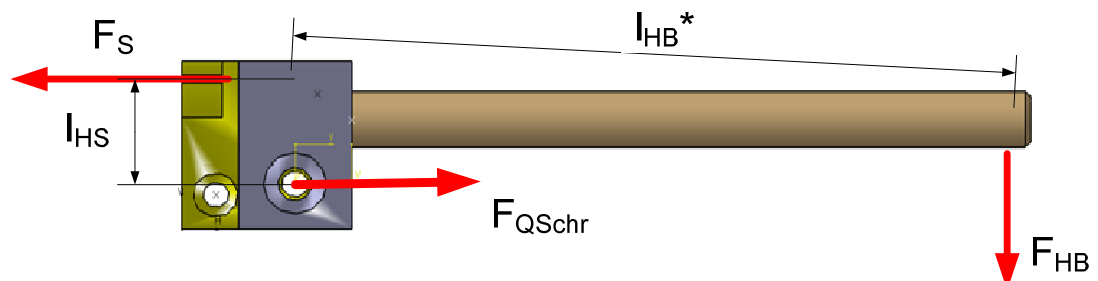


Abbildung 68: Kräfte und Hebelarme am Bremshebel

Die maximale Querkraft auf die Schraube tritt auf, wenn die Bremsbeläge an der Scheibe anliegen und der Kraftangriffspunkt der Seilkraft  $F_S$  zum „Drehpunkt“ wird.

In Anlehnung an die Berechnungen mit Formel (7.7) wird die, an der Schraube angreifende Querkraft wie folgt ermittelt.

$$F_{\text{QSchr}} \cdot l_{\text{HS}} = F_{\text{HB}} \cdot l_{\text{HB}}^* \quad (7.48)$$

$$F_{\text{QSchr}} = \frac{l_{\text{HB}}^*}{l_{\text{HS}}} \cdot F_{\text{HB}}$$

$$F_{\text{QSchr}} = \frac{13019 \text{ mm}}{1865 \text{ mm}} \cdot 8011 \text{ N}$$

$$F_{\text{QSchr}} = 559,22 \text{ N}$$

Im Anschluss ist nun die Scherspannung der Zylinderschraube zu berechnen.

$$\tau_{\text{Schr}} = \frac{K_A \cdot F_{\text{QSchr}}}{A_s} \leq \tau_{\text{zul}} \quad (7.49)$$

Für die Ermittlung der zulässigen Scherspannung der Schraube wird die Mindestzugfestigkeit benötigt. Diese beträgt  $R_m = 6 \cdot 100 \text{ N/mm}^2 = 600 \text{ N/mm}^2$ .

$$\tau_{\text{zul}} = 0,1 \cdot R_m \quad (7.28)$$

$$\tau_{\text{zul}} = 0,1 \cdot 600 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Durch Einsetzen der Werte für den Anwendungsfaktor  $K_A = 1,3$ , dem Spannungsquerschnitt  $S_s = 14,20 \text{ mm}^2$  und der Schraubenquerkraft folgt für die vorhandene Scherspannung in der Zylinderschraube:

$$\tau_{\text{Schr}} = \frac{1,3 \cdot 559,22 \text{ N}}{14,20 \text{ mm}^2}$$

$$\tau_{\text{Schr}} = 51,20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{i.O.}$$

Der zulässige Lochreibungsdruck kann aus Kapitel 7.1.6 übernommen werden. Dieser beträgt  $\sigma_{\text{Bo,zul}} = 196,36 \text{ N/mm}^2$ .

$$\sigma_{\text{Bo}} = \frac{F_{\text{QSchr}}}{t_{\text{BHZ}} \cdot d_{\text{Schr}}} \leq \sigma_{\text{Bo,zul}} \quad (7.44)$$

Die Materialstärke des Bremshebelzapfens beträgt  $t_{\text{BHZ}} = 8,0$  mm und der Durchmesser der Schraube  $d_{\text{Schr}} = 5,0$  mm. Durch Einsetzen der Werte kann nun der Lochreibungsdruck in der Bohrung berechnet werden.

$$\sigma_{\text{Bo}} = \frac{559,22 \text{ N}}{8,0 \text{ mm} \cdot 5,0 \text{ mm}}$$

$$\sigma_{\text{Bo}} = 13,98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 196,36 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{i.O.}$$

## 7.2 Welle

Nach der Entwurfsberechnung der Wellenabmessungen im Kapitel 6.1.4 ist diese nun auszukonstruieren und auszulegen. Da die Welle einer dynamisch wechselnden Beanspruchung ausgesetzt wird, ist nach Ro/Ma-LB neben einem vereinfachten statischen auch ein dynamischer Festigkeitsnachweis durchzuführen. Abschließend wird die Durchbiegung ermittelt.

### 7.2.1 Vereinfachter statischer Festigkeitsnachweis

Bei der Durchführung des statischen Festigkeitsnachweises wird, wie auch schon bei der Ermittlung des Entwurf-Durchmessers, nach [Ro/Ma-LB] vorgegangen. Dieser kann in die Rechenabschnitte „Vorhandenen Spannungen“, „Bauteilfestigkeit“ und „Gesamtsicherheit gegen Fließen“ unterteilt werden. [Ro/Ma-LB]

Da die Welle sowohl mit Biegung, als auch Torsion beansprucht wird, sind im Folgenden die maximale Biegespannung  $\sigma_{\text{b,max}}$  und maximale Schubspannung  $\tau_{\text{t,max}}$  zu ermitteln. Begonnen wird mit der Biegung.

$$\sigma_{\text{b,max}} = \frac{M_{\text{b,max}}}{W_{\text{b}}} \quad (7.50)$$

Das Biegemoment wird mit 1,5 multipliziert, um eine eventuell auftretende Maximalbelastung mit abzudecken.

$$M_{b\max} = 1,5 \cdot M_b \quad (7.51)$$

$$M_{b\max} = 1,5 \cdot 3,44 \text{ Nm}$$

$$M_{b\max} = 5,16 \text{ Nm}$$

Bei der Berechnung des Widerstandmomentes gegen Biegung  $W_b$  wird nach [Ro/Ma-TB] vorgegangen. Dabei wird die in der Mitte der Welle befindliche Bohrung mit berücksichtigt. Diese dient zur Befestigung und Aufnahme des jeweiligen Pendels und hat einen Durchmesser von  $d_B = 8,0 \text{ mm}$ . Die Welle hat an dieser Stelle einen Durchmesser von  $d_w = 20,0 \text{ mm}$

$$W_b = 0,1 \cdot d_w^2 \cdot (d_w - 1,7 \cdot d_B) \quad (7.52)$$

$$W_b = 0,1 \cdot (20 \text{ mm})^2 \cdot (20 \text{ mm} - 1,7 \cdot 8 \text{ mm})$$

$$W_b = 256,00 \text{ mm}^3$$

Durch Einsetzen folgt für die maximale Biegespannung:

$$\sigma_{b\max} = \frac{5160,09 \text{ Nmm}}{256,00 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_{b\max} = 20,16 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Im Anschluss an die Ermittlung der maximalen Biegespannung wird nun die maximale Schubspannung ermittelt.

$$\tau_{t\max} = \frac{T_{t\max}}{W_t} \quad (7.53)$$

Wie das Biegemoment wird auch das Bremsmoment / Torsionsmoment mit 1,5 multipliziert, um eine eventuell auftretende Maximalbelastung mit abzudecken.

$$T_{t\max} = 1,5 \cdot T_{Br} \quad (7.54)$$

$$T_{t\max} = 1,5 \cdot 17,43 \text{ Nm}$$

$$T_{t\max} = 26,15 \text{ Nm}$$

Bei der Berechnung des Widerstandsmomentes gegen Biegung  $W_b$  wird auch bei der Berechnung dessen für die Torsion  $W_t$  vorgegangen.

$$W_t = 0,2 \cdot d_w^2 \cdot (d_w - 1,7 \cdot d_B) \quad (7.55)$$

$$W_t = 0,2 \cdot (20 \text{ mm})^2 \cdot (20 \text{ mm} - 1,7 \cdot 8 \text{ mm})$$

$$W_t = 512,00 \text{ mm}^3$$

Durch Einsetzen folgt für die Torsionsspannung:

$$\tau_{t\max} = \frac{26145,00 \text{ Nmm}}{512,00 \text{ mm}^3}$$

$$\tau_{t\max} = 51,06 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Nach Abschluss der Berechnungen der vorhandenen Spannungen sind nun die Kennwerte für die Bauteilfestigkeit zu ermitteln. Die Biegefestigkeit  $\sigma_{bF}$  und die Torsionsfestigkeit können wie folgt berechnet werden. Der Größeneinflussfaktor ist  $K_t = 1,0$  und die Streckgrenze liegt bei  $R_e = 235 \text{ N/mm}^2$ .

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_e \cdot K_t \quad (7.56)$$

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 1,0$$

$$\sigma_{bF} = 28200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{tF} = 1,2 \cdot R_e \cdot \frac{K_t}{\sqrt{3}} \quad (7.57)$$

$$\tau_{tF} = 1,2 \cdot 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{1,0}{\sqrt{3}}$$

$$\tau_{tF} = 16281 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Als letzter Punkt des statischen Nachweises ist nun die Gesamtsicherheit gegen Fließen  $S_F$  zu ermitteln.

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{b\max}}{\sigma_{bF}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t\max}}{\tau_{tF}}\right)^2}} \quad (7.58)$$

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{20,16 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{28200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right)^2 + \left(\frac{51,06 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{16281 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right)^2}}$$

$$S_F = 3,1$$

Da die ermittelte Sicherheit größer als 1,5 ist, ist die Welle statisch ausreichend dimensioniert.

## 7.2.2 Dynamischer Festigkeitsnachweis

Da die Welle bei der Schwingung des Pendels und durch den Eingriff der Bremse dynamische Belastet wird, ist ein dynamischer Festigkeitsnachweis erforderlich.

Begonnen wird mit der Berechnung der Biegung.



**Biegung:**

Berechnung der Amplitude der Biegespannung  $\sigma_{ba}$  mit  $M_{eq}$  nach Formel (6.12) und  $W_b$  nach (7.52).

$$\sigma_{ba} = \frac{M_{eq}}{W_b} \quad (7.59)$$

$$\sigma_{ba} = \frac{4470 \text{Nmm}}{25600 \text{mm}^3}$$

$$\sigma_{ba} = 17,46 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Im Folgenden wird nun der Konstruktionsfaktor für die Biegebeanspruchung ermittelt. Dieser fasst mehrere dauerfestigkeitsmindernde Einflüsse zusammen.

$$K_{Db} = \left( \frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{0\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} \quad (7.60)$$

Dazu ist die Kerbwirkungszahl  $\beta_{kb}$  nach [Ro/Ma-TB] zu ermitteln.

$$\beta_{kb} = 1 + c_b \cdot (\beta_{k(2,0)} - 1) \quad (7.61)$$

Mit dem Umrechnungsfaktor  $c_b = 0,3$  und der Kerbwirkungszahl  $\beta_{k(2,0)} = 2,25$  folgt:

$$\beta_{kb} = 1 + 0,3 \cdot (2,25 - 1)$$

$$\beta_{kb} = 1,38$$

Der geometrische Einflussfaktor  $K_g$  kann mit dem Wellendurchmesser von  $d_w = 20 \text{ mm}$  wie folgt bestimmt werden.

$$K_g = 1 - 0,2 \cdot \frac{\lg\left(\frac{d_w}{7,5 \text{ mm}}\right)}{\lg(20)} \quad (7.62)$$

$$K_g = 1 - 0,2 \cdot \frac{\lg\left(\frac{20 \text{ mm}}{7,5 \text{ mm}}\right)}{\lg(20)}$$

$$K_g = 0,94$$

Im Folgenden ist der Einflussfaktor der Oberflächenrauheit  $K_{0\sigma}$  zu ermitteln. Dazu werden die Rautiefe  $R_z = 25 \mu\text{m}$  und die Zugfestigkeit  $R_m = 360 \text{ N/mm}^2$  benötigt.

$$K_{0\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \lg\left(\frac{R_z}{\mu\text{m}}\right) \cdot \left( \lg\left(\frac{R_m}{20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right) - 1 \right) \quad (7.63)$$

$$K_{0\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \lg\left(\frac{25 \mu\text{m}}{\mu\text{m}}\right) \cdot \left( \lg\left(\frac{360 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right) - 1 \right)$$

$$K_{0\sigma} = 0,92$$

Der Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung  $K_V = 1$ , da keine vorliegt bzw. vorgesehen ist. Somit sind nun alle Werte berechnet, um den Konstruktionsfaktor (s. Formel (7.60)) zu ermitteln.

$$K_{Db} = \left( \frac{1,38}{0,94} + \frac{1}{0,92} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1}$$

$$K_{Db} = 1,55$$

Die Gestaltdauerfestigkeit für mit Biegung beanspruchte Bauteile  $\sigma_{bGD}$  kann wie folgt berechnet werden. Dazu wird die Biegedauerfestigkeit  $\sigma_{bD}$  benötigt. Dies ist ein Werkstoffkennwert und kann dem [Ro/Ma-TB] entnommen werden. Für S235JR beträgt dieser  $\sigma_{bD} = 180 \text{ N/mm}^2$ . Der Größeneinflussfaktor  $K_t = 1,0$ .

$$\sigma_{\text{bGD}} = \sigma_{\text{bD}} \cdot \frac{K_t}{K_{\text{Db}}} \quad (7.64)$$

$$\sigma_{\text{bGD}} = 180 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{1}{1,55}$$

$$\sigma_{\text{bGD}} = 11613 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Somit sind alle Kennwerte bezüglich der Biegung berechnet. Im Anschluss folgt die Ermittlung der Werte für die Torsionsbeanspruchung.

### **Torsion:**

Berechnung der Amplitude der Schubspannung  $\tau_{\text{ba}}$  mit  $T_{\text{eq}}$  nach Formel (6.15) und  $W_t$  nach (7.55).

$$\tau_{\text{ta}} = \frac{T_{\text{eq}}}{W_t} \quad (7.65)$$

$$\tau_{\text{ta}} = \frac{19500 \text{Nmm}}{51200 \text{mm}^3}$$

$$\tau_{\text{ta}} = 38,09 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Im Folgenden wird nun der Konstruktionsfaktor für die Torsionsbeanspruchung ermittelt.

$$K_{\text{Dt}} = \left( \frac{\beta_{\text{kt}}}{K_{\sigma}} + \frac{1}{K_{0\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} \quad (7.66)$$

Dazu ist die Kerbwirkungszahl  $\beta_{\text{kt}}$  nach [Ro/Ma-TB] zu ermitteln.

$$\beta_{\text{kt}} = 1 + c_t \cdot (\beta_{\text{k}(1,4)} - 1) \quad (7.67)$$

Mit dem Umrechnungsfaktor  $c_t = 0,5$  und der Kerbwirkungszahl  $\beta_{\text{k}(1,4)} = 1,90$  folgt:

$$\beta_{kt} = 1 + 0,5 \cdot (1,90 - 1)$$

$$\beta_{kt} = 1,45$$

Der geometrische Einflussfaktor wird aus dem vorherigen Kapitel übernommen und beträgt  $K_g = 0,94$ . Ebenfalls übernommen wird der Wert des Einflussfaktors der Oberflächenrauheit  $K_{ob}$  (s. Formel (7.63)), um den für die Torsion  $K_{0\tau}$  bestimmen zu können.

$$K_{0\tau} = 0,575 \cdot K_{0\sigma} + 0,425 \quad (7.68)$$

$$K_{0\tau} = 0,575 \cdot 0,92 + 0,425$$

$$K_{0\tau} = 0,96$$

Der Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung  $K_V = 1$ , da keine vorliegt bzw. vorgesehen ist. Somit sind nun alle Werte berechnet, um den Konstruktionsfaktor (s. Formel (7.66)) zu ermitteln.

$$K_{Dt} = \left( \frac{1,45}{0,94} + \frac{1}{0,96} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1}$$

$$K_{Dt} = 1,58$$

Die Gestaltdauerfestigkeit für mit Torsionsbeanspruchte Bauteile  $\tau_{tGD}$  kann wie folgt berechnet werden. Die Torsionsdauerfestigkeit kann dem [Ro/Ma-TB] entnommen werden. Für S235JR beträgt dieser  $\tau_{tD} = 105 \text{ N/mm}^2$ . Der Größeneinflussfaktor  $K_t = 1,0$ .

$$\tau_{tGD} = \tau_{tD} \cdot \frac{K_t}{K_{Dt}} \quad (7.69)$$

$$\tau_{tGD} = 105 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{1}{1,58}$$

$$\tau_{tGD} = 66,46 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Somit sind alle Kennwerte bezüglich der Biegung und der Torsion ermittelt. Im Anschluss folgt die Berechnung der Bauteilsicherheit gegen Dauerbruch.

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGD}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGD}}\right)^2}} \quad (7.70)$$

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{17,46 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{116,13 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right)^2 + \left(\frac{38,09 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{66,46 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right)^2}}$$

$$S_D = 1,69$$

Da die ermittelte Sicherheit größer als 1,5 ist, ist die Welle ausreichend gegen dynamische Beanspruchungen dimensioniert.

### 7.2.3 Durchbiegung der Welle

Da mit dem statischen und dynamischen Festigkeitsnachweis ausreichende Sicherheiten nachgewiesen sind, ist nun abschließend zur Wellenberechnung die Durchbiegung der Welle unter Einwirkung der Zentrifugalkraft zu berechnen. Die Abmessungen der Welle sind dazu in Tabelle 19 aufgelistet und in Abbildung 69 dargestellt. Des Weiteren sind das E-Modul mit  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$  gegeben.

**Tabelle 19: Längen und Durchmesser der Welle**

Maß	Größe in mm
$d_L$	15
$d_2$	18
$d_3$	20
$d_3$	12
$l_L$	175
$l_2$	163
$l_3$	30
$l_4$	8

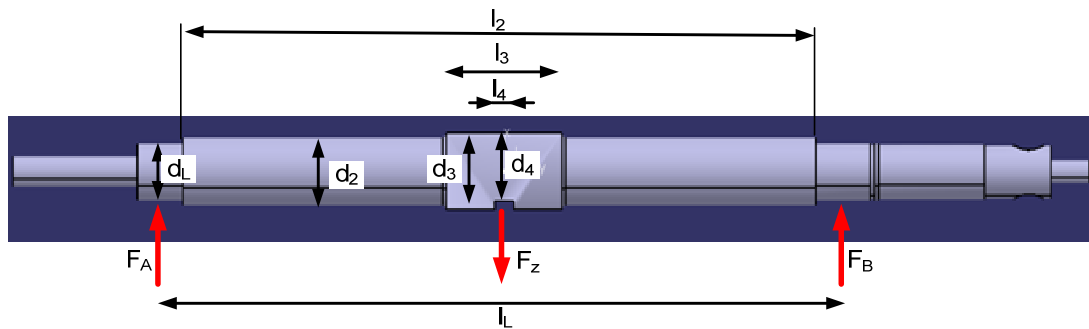


Abbildung 69: Länge, Durchmesser und Kräfte an der Welle

Die Durchbiegung  $f$  der Welle kann wie folgt ermittelt werden.

$$f = f_A + \frac{a}{l_L} \cdot (f_B - f_A) \quad (7.71)$$

Wegen der Symmetrie ist  $a = 0,5 \cdot l_L$ , wodurch die Formel vereinfacht werden kann.

$$f = f_A = f_B \quad (7.72)$$

$$f = \frac{6,79 \cdot F_Z}{2 \cdot E} \cdot \left( \frac{a_1^3}{d_{a1}^4} + \frac{a_2^3 - a_1^3}{d_{a2}^4} + \frac{a_3^3 - a_2^3}{d_{a3}^4} + \frac{a_4^3 - a_3^3}{d_{a4}^4} \right) \quad (7.73)$$

Mit:

$$a_1 = \frac{1}{2} \cdot (l_L - l_2) = 6 \text{ mm} \quad (7.74)$$

$$a_2 = \frac{1}{2} \cdot (l_L - l_3) = 72,5 \text{ mm}$$

$$a_3 = \frac{1}{2} \cdot (l_L - l_4) = 83,5 \text{ mm}$$

$$a_4 = \frac{1}{2} \cdot l_L = 87,5 \text{ mm}$$

$$f = \frac{6,79 \cdot 78,63}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \cdot \left( \frac{5^3}{15^4} + \frac{72,5^3 - 5^3}{18^4} + \frac{83,5^3 - 72,5^3}{20^4} + \frac{87,5^3 - 83,5^3}{12^4} \right)$$

$$f = 0,0116 \text{ mm}$$

$$f = 11,6 \text{ } \mu\text{m}$$

Die Durchbiegung der Welle ist 11,6  $\mu\text{m}$ .

## 7.3 Lager

Bei der Berechnung der Lager wird bei Gleitlagern neben der spezifischen Lagerbelastung hauptsächlich eine Wärmebilanz durchgeführt. Auf Letzteres kann hier jedoch verzichtet werden, da die Durchführung einer Wärmebilanzierung nun für hydrostatisch-geschmierte Lagerungen sinnvoll und zweckmäßig ist.

### 7.3.1 Breitenverhältnis

Das Breitenverhältnis gibt eine erste Abschätzung, ob die Einflüsse der Tragfähigkeit und der Erwärmung eines Radiallagers in einem vorgegebenen Bereich liegen. [Ro/Ma-LB]

Für das Loslager Typ-S

$$\frac{b_L}{d_L} = \frac{10 \text{ mm}}{15 \text{ mm}} = 0,67 < 1,0 \quad (7.75)$$

Für das Festlager Typ-F

$$\frac{b_L}{d_L} = \frac{12 \text{ mm}}{15 \text{ mm}} = 0,80 < 1,0$$

### 7.3.2 Die spezifische Lagerbelastung

Die Berechnung der spezifischen Lagerbelastung  $p_L$  ist das Beurteilungskriterium für die mechanische Beanspruchung der Lagerwerkstoffe. Dabei wird die Lagerbelastung auf die Projektion der Lagerfläche bezogen. [Ro/Ma-LB]

$$p_L = \frac{F}{b_L \cdot d_L} \leq p_{Lzul} \quad (7.76)$$

Die Kraft  $F$  berechnet sich dabei aus der Zentrifugalkraft  $F_Z$  (s. Formel (6.14)) des größten Energieträgers und der Masse der Welle inklusive Bremsscheibe.

$$F = F_Z + m_{wGes} \cdot g \quad (7.77)$$

$$F = 78,63 \text{ N} + 0,922 \text{ Kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F = 87,67 \text{ N}$$

Somit folgt für die spezifische Lagerbelastung des Loslagers:

$$p_{L,LL} = \frac{87,67 \text{ N}}{(10 \cdot 15) \text{ mm}^2}$$

$$p_{L,LL} = 0,584 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Für das Festlager ergibt sich:

$$p_{L,FL} = \frac{87,67 \text{ N}}{(12 \cdot 15) \text{ mm}^2}$$

$$p_{L,FL} = 0,487 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

In Anhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit im Lager gibt der Hersteller eine zulässige spezifische Lagerbelastung  $p_{Lzul} = 1 \text{ N/mm}^2$  an. Somit sind die errechneten spezifischen Lagerbelastungen im zulässigen Bereich.

## 7.4 Die Auslegung der Pendel

Bei der Berechnung der Pendel sind diese auf Biegefestigkeit zu überprüfen. Da die Vorgehensweise dabei identisch mit der Überprüfung der Welle auf Biegebelastung ist, werden hier nun die Ergebnisse dargestellt. Ermittelt werden dazu die statischen und dynamischen Kennwerte. Der Anwendungsfaktor wurde für die Berechnungen mit  $K_A = 2,5$  und als Werkstoff S235JR gewählt. Dazu wird angenommen, dass die größte Biegebeanspruchung auftritt, wenn das Pendel, mit der größten Energie bei maximaler Geschwindigkeit, schlagartig mit Hilfe der Bremse angehalten wird. Dabei tritt ein Moment um die Befestigung an der Welle auf. Die erforderliche Sicherheit gegen Fließen  $S_F$  und gegen Dauerbruch  $S_D$  beträgt 1,5.



Des Weiteren wird dabei die Lage des Schwerpunktes in Schlagrichtung mit Hilfe der Konstruktionssoftware Catia V5 geprüft. Dieser darf nach [ZertiPsw] nicht mehr als  $\pm 5$  mm von der Hammerschneide entfernt liegen.

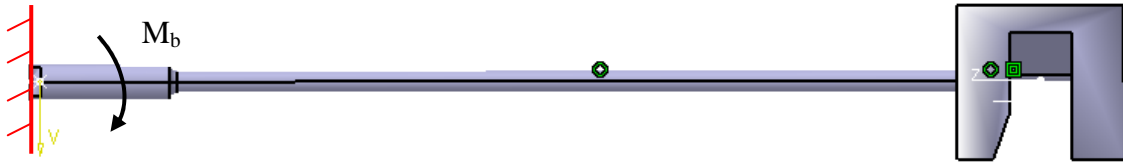


Abbildung 70: Moment am Pendel

Tabelle 20: Ergebnisse der Pendelberechnung

Versuchsaufbau	Schlagenergie E in J	Abstand zum Schwerpunkt in mm	Sicherheit gegen Fließen $S_F$	Sicherheit gegen Dauerbruch $S_D$
Charpy	0,5	-3,11	6,1	2,0
	1,0	0,49	5,1	1,6
	2,0	-4,80	6,7	2,3
	4,0	-4,60	4,1	1,6
	5,0	1,20	4,9	1,7
	7,5	2,88	5,4	1,8
	15	-2,77	6,6	1,8
Izod	1,0	3,61	5,1	1,6
	2,75	0,75	4,9	1,7
	5,5	0,07	4,7	1,5
	11	1,65	4,0	1,6

Die in Tabelle 20 dargestellten Ergebnisse zeigen, dass die Pendel mit einer ausreichenden Sicherheit gegen Fließen und Dauerbruch ausgelegt sind und dass die Lage des Schwerpunktes in Schlagrichtung den Anforderungen der [ZertiPsw] entspricht.

## 7.5 Berechnung der Pendelbefestigungsschraube

Da die Festigkeit der Pendel und der Welle nachgewiesen sind, ist im Folgenden die Befestigungsschraube für die Pendel zu überprüfen. Diese müssen eine Klemmkraft  $F_{KL}$  aufbringen können, welche höher als die Zentrifugalkraft  $F_Z$  und die aus dem Biegemoment resultierende Kraft  $F_{bRes}$  ist. Der Hebelarm ist dabei der Radius der Pendelstange  $r_{PS}$  am Befestigungspunkt des Pendels an der Welle.

Für diese Schraube ist eine Gewinde M6 und der Baustahl E335 vorgesehen. Der Spannungsquerschnitt  $S_S = 20,10 \text{ mm}^2$  beträgt und der Baustahl weist eine Streckgrenze von  $R_e = 335 \text{ N/mm}^2$  auf.



Abbildung 71: Pendel-Befestigungsschraube

$$F_{Schr} = R_e \cdot S_S \quad (7.9)$$

$$F_{Schr} = 6733,50 \text{ N}$$

Die Belastung der Schraube und die somit erforderliche Klemmkraft  $K_L$  kann wie folgt ermittelt werden.

$$F_{KL} = (F_{bRes} + F_Z) \cdot K_A \quad (7.78)$$

Mit:

$$F_{bRes} = \frac{M_b}{r_{PS}} \quad (7.79)$$

Das Biegemoment ist  $M_b = 15 \text{ Nm}$  und der Pendelstabdurchmesser beträgt  $r_{SP} = 10 \text{ mm}$ .

$$F_{bRes} = \frac{15000 \text{ Nmm}}{10 \text{ mm}}$$

$$F_{bRes} = 1500 \text{ N}$$

Somit folgt für die erforderliche Klemmkraft mit der Zentrifugalkraft des größten Pendels und dem Anwendungsfaktor 2,5.

$$F_{KL} = (1500 \text{ N} + 78,63 \text{ N}) \cdot 2,5$$

$$F_{KL} = 3946,58 \text{ N}$$

Da der berechnete Wert kleiner als  $F_{Schr} = 6733,50 \text{ N}$  ist, ist nachgewiesen, dass die Schraube die erforderliche Klemmkraft ohne plastische Verformung aufbringen kann.

Im Anschluss ist nun das erforderliche Anzugsdrehmoment  $M_{a,erf}$  zu berechnen. Da die Vorgehensweise identisch zu Kapitel 7.1.2. ist, wird der Rechenweg nicht mehr detailliert dargestellt.

$$M_{A,erf} = (M_G + M_K) \cdot S_{LD} \quad (7.10)$$

Das Reibungsmoment im Gewinde ist wie folgt zu ermitteln.

$$M_G = F_{Kl} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\beta_m + \rho') \quad (7.14)$$

$$M_G = 3946,58 \text{ N} \cdot \frac{0,00535 \text{ m}}{2} \cdot \tan(3,40^\circ + 9,83^\circ)$$

$$M_G = 2,48 \text{ Nm}$$

Im Anschluss ist nun das Reibmoment zwischen Schraubenkopf und Welle zu ermitteln.

$$M_K = F_{Fl} \cdot \mu_K \cdot \frac{D_{km}}{2} \quad (7.18)$$

$$M_K = 3946,58 \text{ N} \cdot 0,15 \cdot \frac{0,01 \text{ m}}{2}$$

$$M_K = 2,96 \text{ Nm}$$

$$M_{A,erf} = (2,48 + 2,96) \text{ Nm}$$

$$M_{A,erf} = 5,40 \text{ Nm}$$

## 7.6 Rahmen

Im Folgenden ist der Rahmen auszulegen und zu konstruieren. Dabei sind neben der in Kapitel 6.1.1 berechneten Rahmenmasse und dem Rahmenvolumen, die Auslegung und

Abmessungen nach Lage des Schwerpunktes und nach Einhaltung der Festigkeitsanforderungen zu ermitteln.

### 7.6.1 Schwerpunkt

Der Schwerpunkt des Rahmens ist nach [ZertiPsw] so zulegen, dass dieser im Aufschlagpunkt liegt. Da hier aufgrund des geforderten Energieintervalls von 0,5 Joule bis 15 Joule bei der Prüfung nach Charpy und 1 Joule bis 11 Joule bei der Prüfung nach Izod unterschiedliche Aufschlaggeschwindigkeiten erforderlich sind (s. Tabelle 18), ergeben sich unterschiedliche Pendellängen und somit unterschiedliche Positionen für den Aufschlagpunkt. Da eine Variation des Fallwinkels nur geringe Änderungen der Pendellänge bewirken, ist dieser auf  $160^\circ$  festgelegt. Dazu auch Kapitel 6.1.2.

Die Position des Schwerpunktes ist auf den Aufschlagpunkt des 15 Joule Charpy-Pendels festgelegt, da dieses die größte Energie auf den Rahmen überträgt. Dieser ist nach [Gieck] mit den Formeln (7.80) und (7.82) zu ermitteln. Dabei kann aufgrund der Symmetrie auf die Berechnung in x-Richtung verzichtet werden. Für die Lage des Koordinatenkreuzes wurde der Punkt zwischen den Säulen auf dem Mittelpunkt der Achsenbohrung festgelegt (s. Abbildung 72).

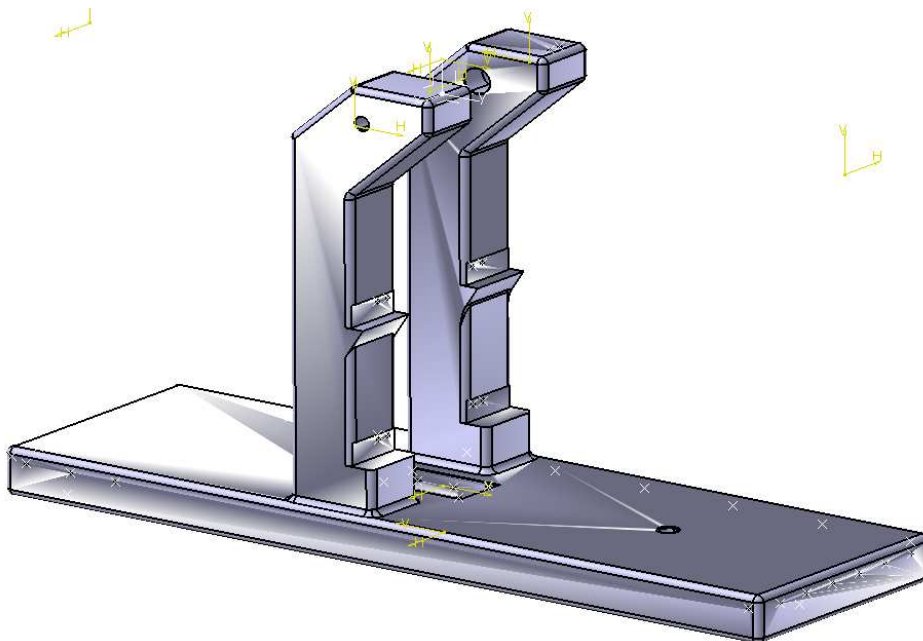
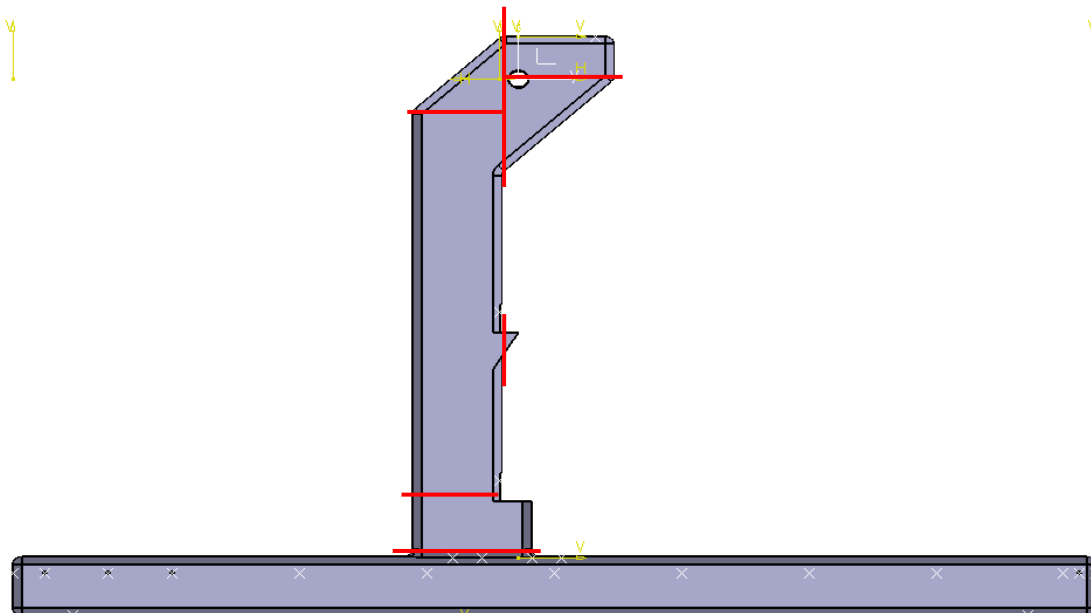


Abbildung 72: Rahmen des Pendelschlagwerkes

$$y_S = \frac{\sum_{i=0}^n m_i \cdot y_i}{m_F} \quad (7.80)$$

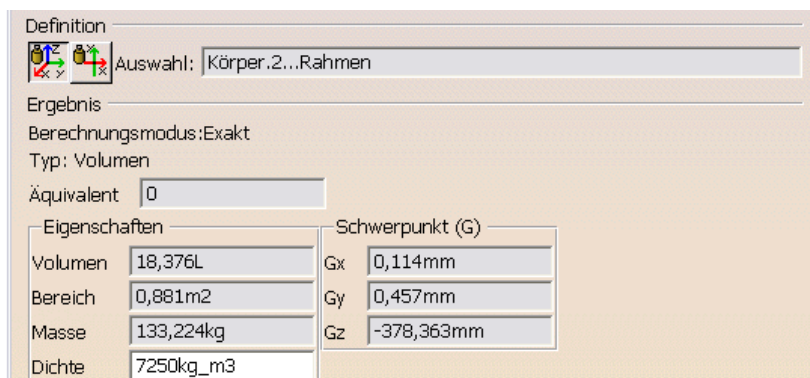
$$z_S = \frac{\sum_{i=0}^n m_i \cdot z_i}{m_F} \quad (7.81)$$

Dazu wird der Rahmen in Teilmassen  $m_i$  zerlegt und dessen Schwerpunktabstand in  $y$ - ( $y_S$ ) und  $z$ -Richtung ( $z_S$ ) in die obigen Formeln eingesetzt (s. Abbildung 73).



**Abbildung 73: Zerlegung des Rahmens in Teilmassen**

Mit Hilfe der Konstruktionssoftware CATIA V5 kann der Schwerpunkt, wie auch die Gesamtmasse nach Eingabe der Dichte, ausgegeben werden.



**Abbildung 74: Ergebnisse der Schwerpunktermittlung mit CATIA**

### 7.6.2 Festigkeit

Im Folgenden ist die Festigkeit der Auslegung des Rahmens zu überprüfen. Dazu wird die Biegespannung an einem abgeleiteten Model ermittelt. Dazu sind die Masse der Grundplatte als Streckenlast  $q$  über den Biegebalken verteilt. Im Schwerpunkt greifen die Gewichtskraft der Säulen, die Zentrifugalkraft, die Gewichtskraft des Izo-Spannblockes und eine weitere Gewichtskraft als Kraft  $F$  an, welche die Welle und sonstige Anbauteile zusammenfasst. Dazu siehe auch Abbildung 75.

Der gewählte Gusswerkstoff weist nach [Ro/Ma-TB] eine zulässige Biegespannung von  $\sigma_{b,zul} = 70 \text{ N/mm}^2$  auf.

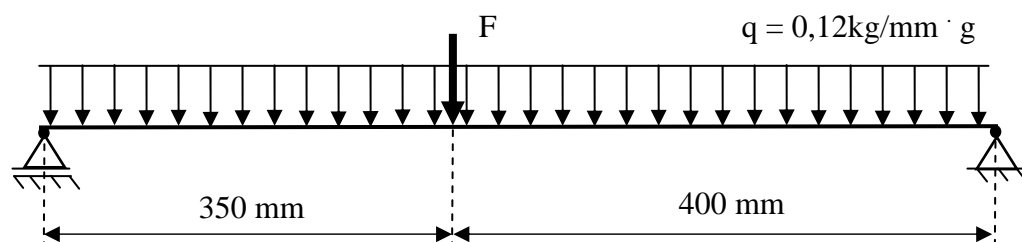


Abbildung 75: Mechanisches Model des Rahmens

Die Biegespannung im Rahmen kann nach [Gieck] wie folgt ermittelt werden.

$$\sigma_{bR} = \frac{M_{bR}}{W_{bR}} < \sigma_{b,zul} \quad (7.82)$$

Das am Rahmen angreifende Biegemoment setzt sich aus dem der Streckenlast  $q$  und dem, aus der im Schwerpunkt angreifenden Kraft, resultierenden Moment zusammen.

$$M_{bR} = M_{bF} + M_{bq} \quad (7.83)$$

$$M_{bR} = \frac{317,6 \text{ N} \cdot 0,350 \text{ m} \cdot 0,400 \text{ m}}{0,750 \text{ m}} +$$

$$+ \frac{120 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 9,81 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2} \cdot (0,750 \text{ m})^2}{8}$$

$$M_R = 142,06 \text{ Nm}$$

Im Anschluss ist nun das Widerstandsmoment des Rahmens zu ermitteln. Die Querschnittfläche hat dabei die in ABB dargestellten Abmessungen.

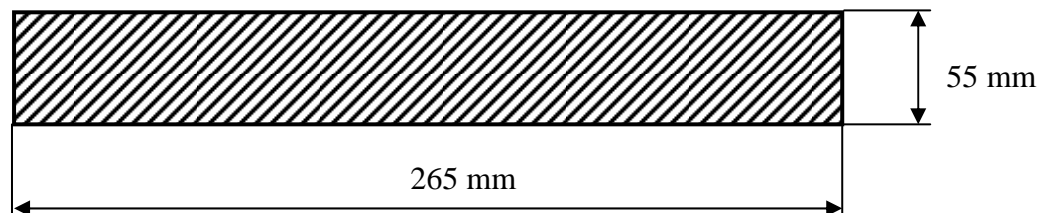


Abbildung 76: Querschnitt des Rahmens zur Berechnung der Biegespannung

$$W_{bR} = \frac{265 \text{ mm} \cdot (55 \text{ mm})^2}{6} \quad (7.84)$$

$$W_{bR} = 133604,17 \text{ mm}^3$$

Durch Einsetzen der berechneten Werte ist nun die Biegespannung im Rahmen zu ermitteln.

$$\sigma_{bR} = \frac{142057,21 \text{ Nmm}}{133604,17 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_{bR} = 1,06 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 70 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{i.O.}$$

## 7.7 Überprüfung der Charpy-Widerlager-Schraubverbindung

Zur Überprüfung der Befestigungsschraubung der Widerlager für den Charpy-Versuchsaufbau wird angenommen, dass die Widerlager auf die geringste Stützweite von 22 mm eingestellt sind. Des Weiteren wird mit dem größten Energieträger auf eine Probe geschlagen, welche so fest ist, dass die gesamte Schlagkraft als Biegemoment auf die Widerlager wirkt.

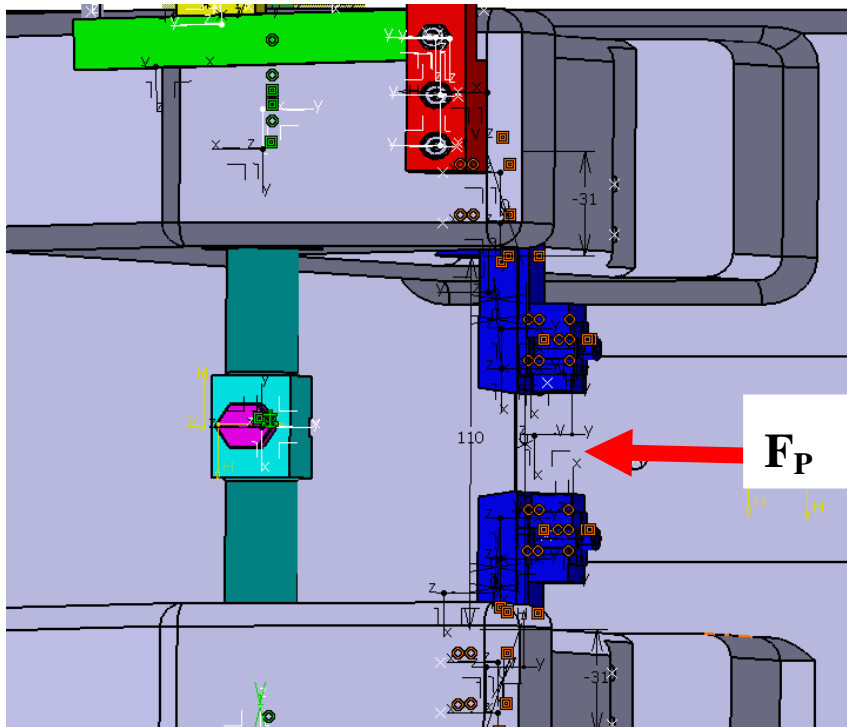


Abbildung 77: Darstellung der Wirkung der Schlagkraft auf die Charpy-Widerlager

Für die Montage der Widerlager am Rahmen sind je zwei Zylinderschrauben M6 x 25 DIN 912 der Festigkeitsklasse 8.8 vorgesehen.

Die, an den Widerlagern, angreifende Pendelkraft kann wie folgt ermittelt werden.

$$F_p = \frac{E}{L_i} \quad (7.85)$$

$$F_p = \frac{15000 \text{ Nmm}}{379,4 \text{ mm}}$$

$$F_p = 39,54 \text{ N}$$



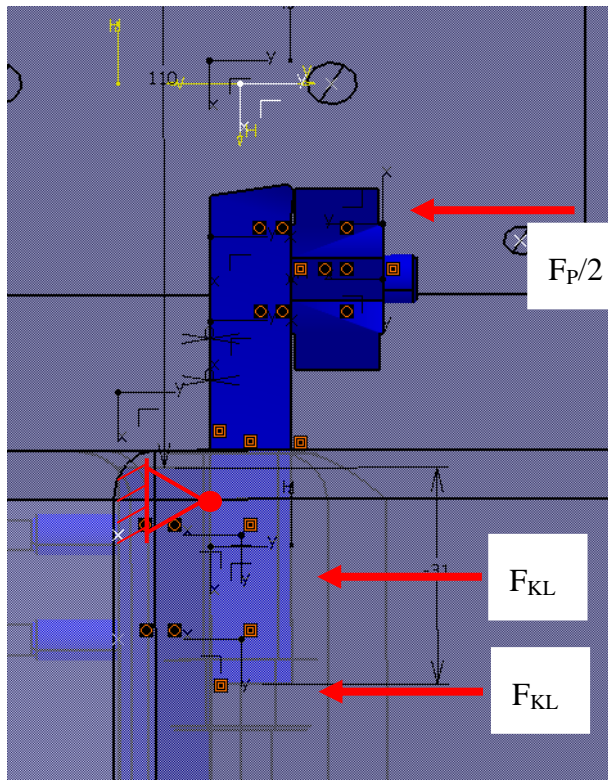


Abbildung 78: Aufstellen des Momentensatzes am Charpy-Widerlager

Durch Aufstellen des Momentensatzes um den Drehpunkt an der Säule des Rahmens folgt:

$$K_A \cdot \frac{1}{2} \cdot F_P \cdot 30,5 \text{ mm} = F_{KL} \cdot 12,1 \text{ mm} + F_{KL} \cdot 27,1 \text{ mm} \quad (7.86)$$

Der Anwendungsfaktor ist mit  $K_A = 2,5$  vorgesehen, da die Belastung ausschließlich schlagartig aufgebracht wird.

$$F_{KL} = \frac{2,5 \cdot 39,54 \text{ N} \cdot 30,5 \text{ mm}}{2 \cdot (12,1 \text{ mm} + 27,1 \text{ mm})}$$

$$F_{KL} = 38,46 \text{ N}$$

Da die erforderliche Klemmkraft im Vergleich zu den Schraubenberechnungen der vorangegangenen Kapitel sehr gering ist, wird hier auf die Berechnung des erforderlichen Anzugsmomentes verzichtet. Dieses wird aus der Übersichtstabelle für Anzugsmomente der Firma [hey] entnommen und beträgt  $M_{Aerf} = 9,9 \text{ Nm}$ .

## 8 Abschätzung der Kosten

Im Folgenden ist nun eine Kostenabschätzung durchzuführen. Im Allgemeinen sind Herstellungskosten HK wie folgt zu ermitteln. Sie setzen sich aus den Materialkosten MK und den Fertigungskosten FK zusammen. Dabei bestehen die MK aus den Materialeinzelkosten MEK und den fixen und variablen Materialgemeinkosten fix / var. MGK. Die Fertigungskosten setzen sich wie folgt zusammen:

- + Fertigungsmaterial FM
- + fixe und variable Fertigungsgemeinkosten fix / var. FGK
- + Fertigungslohn FL
- + Sondereinzelkosten der Fertigung SEKF
- + fixe und variable Materialgemeinkosten fix / var. MGK

Um die Selbstkosten SK zu ermitteln, sind zu den Herstellungskosten noch die Verwaltungsgemeinkosten und die Vertriebsgemeinkosten zu addieren.

Da für die Materialgemeinkosten und die Fertigungskosten keine Kennwerte bekannt sind und eine Abschätzung aufgrund unbekannter Fertigungsmöglichkeiten des Herstellungsunternehmens sehr schwierig ist, werden hier nur die Materialeinzelkosten ermittelt. Diese sind aus dem Materialbedarf für das einzelne Bauteil multipliziert mit dem Materialpreis je Einheit errechnet. Dazu werden Mittelwerte der aktuellen Materialkosten verwendet. Normteile werden dazu mit einer Pauschale von 50 € berücksichtigt. Für die Ermittlung der Kosten für die Herstellung des Rahmens, welcher aus Stahlguss EN-GJL-150 zu fertigen ist, ist ein Angebot auf Grundlage der Konstruktionszeichnungen bei einer Gießerei anzufordern.

Pos.	Benennung	Material	Menge / Einheit	Preis in € je Einheit	Preis in €
1.3	Nivellierfuss		3 Stk.	22,94 / Stk.	68,82
1.4	Dosenlibelle		1Stk.	25,00	25,00
2.1	Welle	Vierkantstahl DIN 1014-1 S235JR	□ 20 × 260 mm	4,30 / m	1,12
2.2	Loslager		1 Stk.	2,11 / Stk.	2,11
2.3	Festlager		1 Stk.	2,33 / Stk.	2,33
2.6	Lagerbuchse	Rundstahl DIN 1013-1 S235JR	Ø 50 × 50 mm	54,86 / m	2,75

2.8	Pendelmontage-schraube	Sechskant-stahl DIN 1015 E335	SW13 × 45 mm	10,10 / m	0,45
3.1.1	Bremsscheibe	Rundstahl DIN 1013-1 S235JR	Ø 100 × 10 mm	111,10 / m	1,11
3.1.2	Bremsscheiben-flansch	Rundstahl DIN 1013-1 S235JR	Ø 45 × 20 mm	44,18 / m	0,88
3.2.1	Bremsbelag	R710	□ 10 × 25 mm	2,50 / Stk.	5,00
3.2.2	Bremszange links	S235JR	└ 2,5 × 10 × 15 × 100 mm	4,48 / m	0,45
3.2.3	Bremszange rechts	S235JR	└ 2,5 × 10 × 15 × 100 mm	4,48 / m	0,45
3.2.4	Bremszangenhalter	Flachstahl DIN 174 S235JR	16 × 20 × 90 mm	4,96 / m	0,45
3.3.1	Bremshebelhalter	Vierkantstahl DIN 1014-1 S235JR	□ 30 × 25 mm	10,16 / m	0,26
3.3.2	Bremshebelzapfen	Flachstahl DIN 174 S235JR	16 × 20 × 30 mm	4,96 / m	0,15
3.3.3	Bremsknebel	Rundstahl DIN 1013-1 S235JR	Ø 10 × 135 mm	2,62 / m	0,35
3.4	Unterbaugruppe - Bowdenzug	Stahl verzinkt, Umhüllung Stahl + PVC	1 Stk.	20,00 / Stk.	20,00
4.1	Buchse	Rundstahl DIN 1013-1 S235JR	Ø 22 × 7,5 mm	4,74 / m	0,04
4.2	Skale	Al-Blech DIN 1783	1,5 × □ 285 mm	42,41 / m <sup>2</sup>	5,47

4.4	Zeigerbefestigungs- schraube	CuZn Rund	Ø 8 × 10 mm	3,76 / m	0,05
4.5	Schleppzeiger	Al-Blech DIN 1783	1,0 × 15 × 130 mm	32,68 / m <sup>2</sup>	1,74
4.6	Zeiger	Al-Blech DIN 1783	1,0 × 17 × 130 mm	32,68 / m <sup>2</sup>	1,74
4.7	Scheibe	CuZn Rund	Ø 8 × 2 mm	3,76 / m	0,05
4.8	Zeigerhalter	Stahlblech DIN 1623-2 S235JR	1,5 × 10 × 85 mm	28,92 / m <sup>2</sup>	1,69
4.9	Mutter	CuZn Rund	Ø 10 × 2 mm	8,04 / m	0,02
5.1	Auflösestift- aufnahme	Flachstahl DIN 174 S235JR	15 × 25 × 90 mm	4,70 / m	0,42
5.3	Auslösegestänge	Stahldraht DIN EN 10 218-2 S235JR	Ø 3 × 150 mm	0,30 / m	0,02
5.4	Auslösegestänge- führung	Kunststoff beliebig	10 × 15 × 20 mm	90,00 / m <sup>2</sup> Platte t=10mm	0,10
5.5	Montageplatte	Flachstahl DIN 174 S235JR	20 × 40 × 45 mm	10,02 / m	0,45
6.1	Rückwand	Alu-Blech	2 × 940 × 950 mm	53,10 / m <sup>2</sup>	49,05
6.2	Seitenteil rechts	Alu-Blech	2 × 300 × 950 mm	53,10 / m <sup>2</sup>	18,46
6.3	Seitenteil links	Alu-Blech	2 × 270 × 1350 mm	53,10 / m <sup>2</sup>	23,15
6.4	Vorderteil	Alu-Blech	2 × 245 × 920 mm	53,10 / m <sup>2</sup>	14,94
6.5	Tür rechts	Makrolon	2 × 245 × 920 mm	12,15 / Platte	12,15
6.6	Tür links	Makrolon	2 × 245 × 920 mm	12,15 / Platte	12,15

6.7	Scharnier		4 Stk.	1,33 / Stk.	5,33
6.8	Magnet		2 Stk.	4,90 / Stk.	9,80
7.1	Izod-Bock	Flachstahl DIN 174 S235JR	20 × 100 × 160 mm	25,12 / m	4,02
7.2	Montageplatte	Flachstahl DIN 174 S235JR	10 × 60 × 100 mm	7,54 / m	0,75
7.5	Spindel	Sechskant- stahl DIN 1015 E335	SW 25 × 175 mm	18,75 / m	3,28
7.6	Spindelbe- festigungsplatte	Flachstahl DIN 174 S235JR	3 × 20 × 40 mm	0,94 / m	0,04
7.9	Bewegliche Backe	Flachstahl DIN 174 S235JR	20 × 35 × 45 mm	13,20 / m	0,59
7.10	Izod-Festbacke b = 4 mm	Flachstahl DIN 174 S235JR	16 × 20 × 45 mm	5,66 / m	0,25
7.11	Izod-Festbacke b = 10 mm	Flachstahl DIN 174 S235JR	20 × 20 × 45 mm	6,60 / m	0,30
8.1	Widerlager links	Flachstahl DIN 174 S235JR	12 × 25 × 75 mm	3,78 / m	0,28
8.2	Widerlager rechts	Flachstahl DIN 174 S235JR	12 × 25 × 75 mm	3,78 / m	0,28
8.4	Auflager	Flachstahl DIN 174 S235JR	12 × 20 × 30 mm	3,01 / m	0,09
8.6	Ausgleichplatte b = 10 mm	Flachstahl DIN 174 S235JR	12 × 25 × 65 mm	3,78 / m	0,25
8.7	Ausgleichplatte b = 4 mm	Flachstahl DIN 174	8 × 25 × 65 mm	2,51 / m	0,16

		S235JR			
9.1	Charpy 0,5 Joule	Rundstahl	Ø 10 × 210 mm	0,99 / m	0,21
		Vierkantstahl DIN 1014-1 S235JR	□ 40 × 10 mm	22,61 / m	0,23
9.2	Charpy 1,0 Joule	Rundstahl	Ø 10 × 210 mm	0,99 / m	0,21
		Vierkantstahl DIN 1014-1 S235JR	□ 50 × 18 mm	35,33 / m	0,64
9.3	Charpy 2,0 Joule	Rundstahl	Ø 10 × 210 mm	0,99 / m	0,21
		Vierkantstahl DIN 1014-1 S235JR	□ 60 × 22 mm	50,94 / m	1,12
9.4	Charpy 4,0 Joule	Rundstahl	Ø 12 × 210 mm	1,42 / m	0,30
		Vierkantstahl DIN 1014-1 S235JR	□ 70 × 32 mm	96,25 / m	3,08
9.5	Charpy 5,0 Joule	Rundstahl	Ø 12 × 210 mm	1,42 / m	0,30
		Vierkantstahl DIN 1014-1 S235JR	□ 80 × 32 mm	140,56 / m	4,50
9.6	Charpy 7,5 Joule	Rundstahl	Ø 14 × 340 mm	1,94 / m	0,66
		S235JR	Ø 100 × 30 mm	111,06 / m	3,33
9.7	Charpy 15 Joule	Rundstahl	Ø 22 × 340 mm	4,77 / m	1,62
		S235JR	Ø 100 × 35 mm	111,06 / m	3,89
9.8	Izod 1,0 Joule	Rundstahl	Ø 10 × 300 mm	0,99 / m	0,30
		Flachstahl DIN 174 S235JR	25 × 32 × 40 mm	18,84 / m	0,75

9.9	Izod 2,75 Joule	Rundstahl	Ø 10 ×	0,99 / m	0,30
		DIN 1013-1 /	300 mm		
9.10	Izod 5,5 Joule	Flachstahl	40 × 42 ×	1,42 / m	0,43
		DIN 174	50 mm		
9.11	Izod 11 Joule	S235JR		54,22 / m	2,82
		Rundstahl	Ø 12 ×		
	Normteile	DIN 1013-1 /	300 mm	2,22 / m	0,66
		Flachstahl	52 × 60 ×		
		DIN 174	90 mm	96,25 / m	5,01
		S235JR			
					<u>50.00</u>
					<u>Σ= 422,49</u>

Die Gesamtsumme aller Positionen beträgt 422,49 €. In diesen sind Versandkosten, Kosten für den Zuschnitt oder Mindermengenzuschläge nicht enthalten, da diese bei der Herstellung in einem großen Zerspanungsbetrieb nicht anfallen würden. Jedoch sind in den Abmessungen Bearbeitungsaufmaße berücksichtigt.

## 9 Überprüfung der Sicherheit

Zur Überprüfung der Sicherheit im Umgang mit dem Pendelschlagwerk sind zu Beginn die Gefahrenquellen zu suchen. Im Anschluss ist zu prüfen, welche Auswirkung die jeweilige Gefahrenquelle hat und welche Schritte zur Beseitigung erforderlich sind.

Die Sicherheitstechnik wird dazu nach DIN 31 000 in unmittelbare, mittelbare und hinweisende eingeteilt. Angestrebt wird dabei grundsätzlich die unmittelbare Sicherheit, bei der von vornherein kein Gefahrenpotential besteht. Die Integration und der Aufbau von Sicherheitstechnik, wie z.B. Schutzabdeckungen, gelten als mittelbare Sicherheitstechnik. Die dritte Gruppe sind die hinweisenden Sicherheitselemente. Diese sollen vor Gefahren und gefährlichen Bereichen warnen. Dazu gehören Hinweisschilder und Tafeln, welche die Gefahren jedoch nicht beseitigen. [DUBL]

Nach der [EGMaRL] muss der Hersteller der Maschine den Einsatzbereich und die Verwendung deklarieren. Des Weiteren sind alle möglichen Gefahren- und Gefahrenquellen zu analysieren. Dazu zählen auch diese, die durch unsachgemäße Verwendung entstehen können. Diese sind:

- Verlust der Standsicherheit
- Bruchrisiko von Maschinenkomponenten im Betrieb
- Risiko durch herabfallende oder herausgeschleuderte Gegenstände
- Risiko durch unkontrollierte Bewegungen
- Risiken durch Oberflächen, Kanten und Ecken
- Risiken durch Montagefehler
- Risiko durch herunterfallende Zubehörteile

Des Weiteren fordert die [WPMStFl] das für Pendelschlagwerke mit einer Schlagenergie von mehr als 5,5 Joule eine Schutzvorrichtung / -abdeckung vorzusehen ist. Diese ist so zu gestalten, dass unbeabsichtigtes Hineinbeugen in den Schwingungsbereich des Pendels verhindert wird.

Eine Weitere Anforderung an die Prüfmaschine ist, dass ein unbeabsichtigtes Auslösen des Pendels durch die Sicherung der Ausklinkvorrichtung verhindert werden muss. Durch die Ausstattung mit einer Bremse, welche ab einer Schlagenergie von 5,5 Joule gefordert wird, besteht die Möglichkeit in Gefahrensituationen das Pendel kontrolliert anzuhalten.

Der Abgleich der Konstruktionsunterlagen zeigt, dass die Anforderungen der [WPMStFl] bis auf die Sicherung der Ausklinkvorrichtung vorhanden sind. Da an dieser zum Ausklinken gezogen werden muss, kann die Wahrscheinlichkeit des versehentlichen Auslösens als sehr gering eingeschätzt werden.

Bei der Analyse der Risikopunkte nach [EGMaRL] hat sich herausgestellt, dass zur Vermeidung des Verlustes der Standsicherheit in der Dokumentation auf das Aufstellen



des Pendelschlagwerkes auf rutschhemmenden Untergrund hingewiesen wird. Um die Gefährdung durch den Bruch von Maschinenkomponenten im Betrieb sowie durch herabfallende oder herausgeschleuderte Gegenstände zu minimieren, ist das Pendelschlagwerk mit einer Schutzabdeckung ausgestattet. Zur Minimierung des Gefährdungspotentials unkontrollierter Bewegungen ist eine Anhaltevorrichtung in Form einer Bremse integriert. Die Risiken durch Oberflächen, Kanten und Ecken sind durch in den Konstruktionsunterlagen angegebenen Entgratungsfasen in Bezug auf die Maschinenkomponenten als sehr gering einzustufen. Da Montagefehler einen Bruch oder das Abfallen von Maschinenkomponenten hervorrufen, ist dieses Gefahrenpotential durch die Schutzabdeckung abgedeckt. Das Risiko durch herunterfallende Zubehörteile kann nur durch gewissenhaften Umgang mit diesen und durch eine aufmerksame Arbeitsweise während des Einrichte- und Prüfvorgangs minimiert werden. Somit kann abschließend davon ausgegangen werden, dass die gültigen Sicherheitsanforderungen abgedeckt und berücksichtigt sind.

## 10 Dokumentation

### 10.1 Anwendungsbereich und technische Daten

Das Pendelschlagwerk ist für die Prüfung nach Charpy (ISO 179-1) in dem Schlagenergieintervall von 0,5 bis 11 Joule und die Prüfung nach Izod (ISO 180) im Energieintervall von 1,0 bis 11 Joule ausgelegt. Diese dienen der Überprüfung der Werkstoffzähigkeit von gekerbten und ungekerbten Probekörpern unter schlagartiger Belastung. Mit diesem Pendelschlagwerk können Werkstoffe geprüft werden, welche eine Schlagzähigkeit im angegebenen Bereich erwarten lassen.

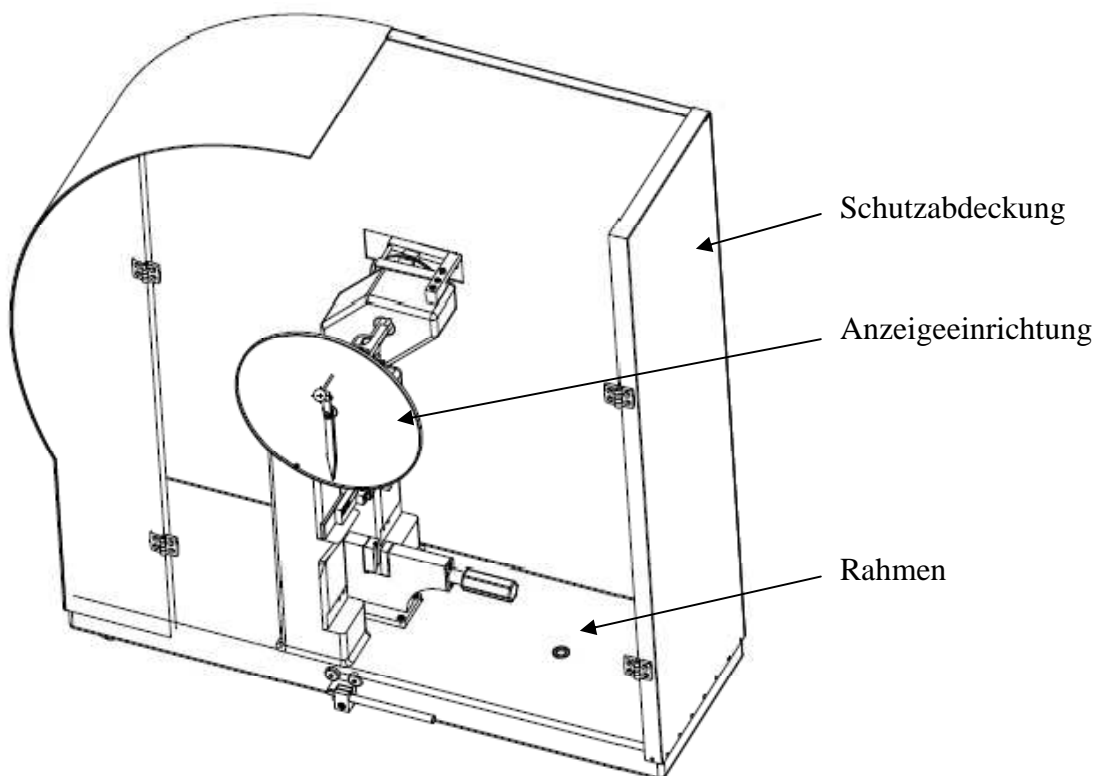
Der Lieferumfang umfasst das Pendelschlagwerk mit analoger Winkelanzeige, Bremse und Schutzabdeckung, sieben Charpy- und vier Izodpendel für die Abdeckung des angegebenen Energiebereichs, sowie die Charpy Auf- und Widerlager und den Izod-Spannbock. Die im Lieferumfang enthaltenen Probenaufnahmen beider Versuchsaufbauten sind für den schmal- und breitseitigen Schlag von Proben mit den Abmessungen  $80\text{ mm} \times 10\text{ mm} \times 4\text{ mm}$  ( $l \times b \times h$ ) ausgelegt. Für die Prüfung von Probekörpern anderer Abmessungen sind, für die Prüfung nach Charpy, andere Ausgleichsplatten und andere Auflager erforderlich. Die maximal prüfbaren Querschnittabmessungen betragen  $15\text{ mm} \times 15\text{ mm}$  bei einer Stützweite von 22 mm bis 102 mm.

Für die Prüfung anderer Abmessungen nach Izod sind andere Festbacken erforderlich.

Der Fallwinkel beträgt für alle Prüfanordnungen  $160^\circ$ . Die Anzeigeskala bietet für die Ablesung des Durchschwingwinkels eine Auflösung von  $0,2^\circ$ . Die Aufprallgeschwindigkeit und die Schlaglänge sind dabei von der Prüfanordnung bzw. von der Prüfenergie anhängig.

**Tabelle 21: Technische Daten des Pendelschlagwerkes**

Potentielle Energie $E_{\text{pot}}$ in J	Art der Prüfung	Aufschlaggeschwindigkeit $v_0$ in m/s	Masse des Energieträgers $m_p$ in Kg	Schlaglänge des Pendels $L_1$ in mm
0,5	Charpy	2,9 ( $\pm 10\%$ )	0,119	221,0
1,0	Charpy		0,237	
2,0	Charpy		0,474	
4,0	Charpy		0,948	
5,0	Charpy		1,185	
7,5	Charpy	3,8 ( $\pm 10\%$ )	1,033	379,4
15,0	Charpy		2,066	
1,0	Izod	3,5 ( $\pm 10\%$ )	0,163	321,9
2,75	Izod		0,449	
5,5	Izod		0,898	
11,0	Izod		1,797	

**Abbildung 79: Pendelschlagwerk Gesamtbild**

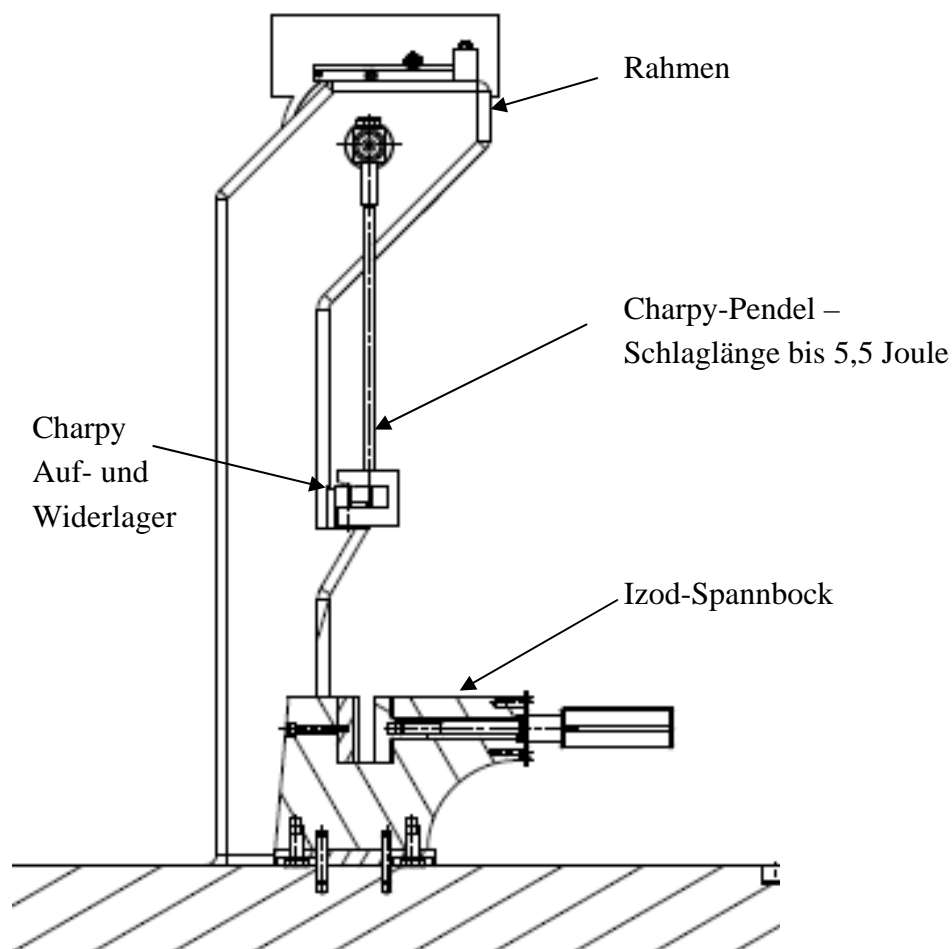


Abbildung 80: Pendelschlagwerk - Teilausbruch im Halbschnitt

## 10.2 Montageanleitung

Vor Beginn der Montage der einzelnen Baugruppen sind diese mit Hilfe der Stücklisten auf Vollständigkeit zu prüfen. Des Weiteren sind die Passflächen aller Komponenten mit Hilfe eines nicht fuselnden Putztuches von evtl. vorhandenen Staub-, Fett- oder Spananhaftungen zu befreien. Um die Verletzungsgefahr bei der Montage zu minimieren, sind die Sicherheitsvorschriften des jeweiligen Arbeitsplatzes einzuhalten.

### Rahmen

Zu Beginn der Montage des Pendelschlagwerkes sind auf der Unterseite des Rahmens Pos. 1.1 drei Zylinderstifte Pos. 1.2 (s. Abbildung 81 und Abbildung 82) mit Hilfe eines rückschlagfreien Kunststoffhammers einzusetzen. Im Anschluss kann dieses auf die Nivellierfüße Pos. 1.3 gestellt werden. Dabei ist darauf zu achten, dass die Zylinderstifte in der Bohrung der Nivellierfüße sitzen. Im Anschluss ist die Kreuzlibelle Pos. 1.4 in den Rahmen Pos. 1.1 einzusetzen (s. Abbildung 83). Dazu ist es empfehlenswert, eine

Handhebelpresse zu verwenden. Nun kann eine erste Ausrichtung durch Verstellen der Nivellierfüße vorgenommen werden.

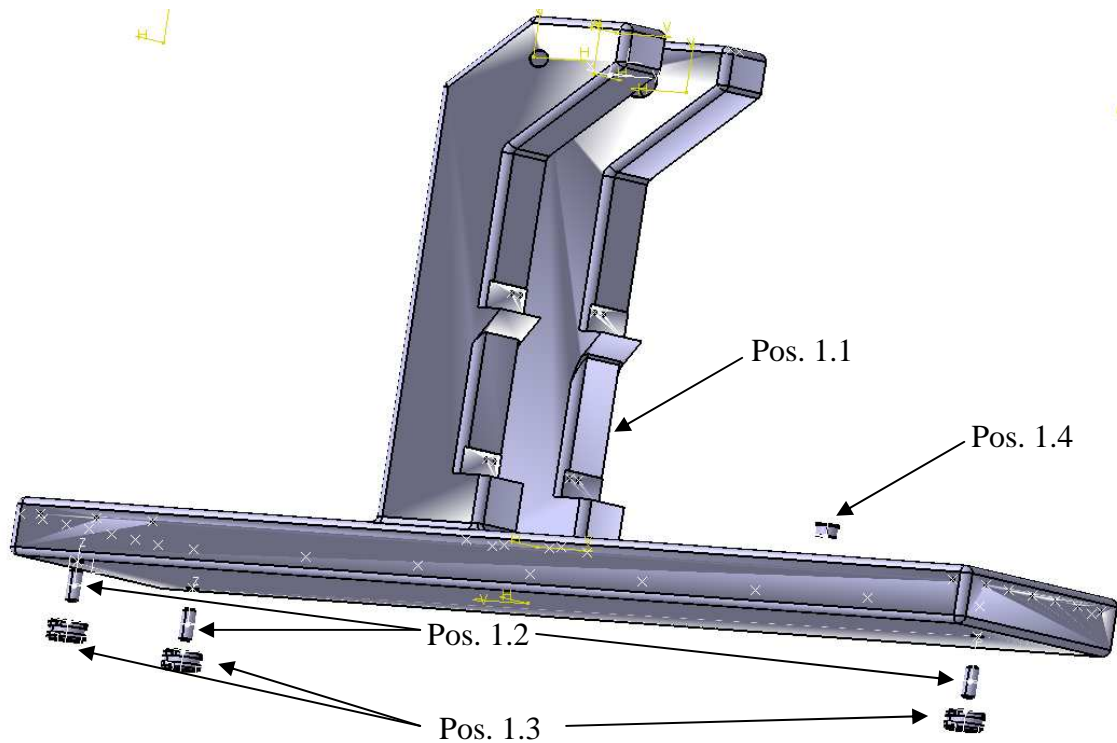


Abbildung 81: Montage - Rahmen

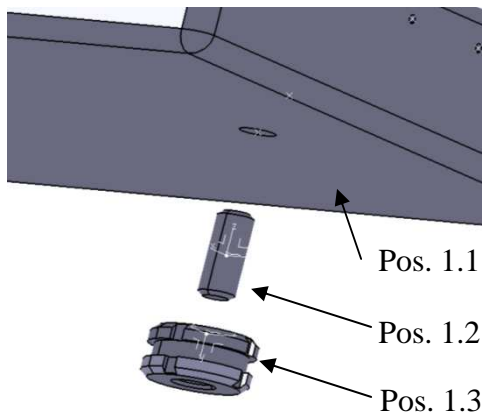


Abbildung 82: Montage der Nivellierfüße

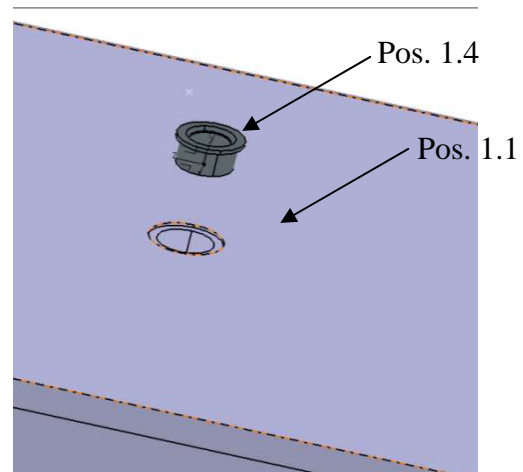


Abbildung 83: Installation der Kreuzlibelle

## Welle

Zur Montage der Welle in den Rahmen des Pendelschlagwerkes Pos. 1 ist mit dem Einpressen des Loslagers Pos. 2.2 in die Passbohrung der in Schlagrichtung linksbefindlichen Säule zu beginnen.

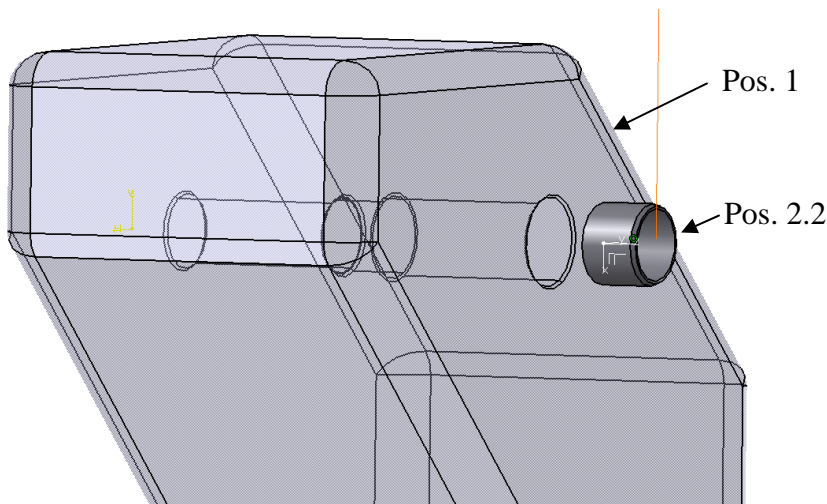


Abbildung 84: Montage des Loslager in den Rahmen

Im Anschluss ist die Welle Pos. 2.1 vorzubereiten. Dazu ist vor der weiteren Montage der Bremsscheibenflansch Pos. 3.1.2 auf die Welle zu schieben, bis dieser am zugehörigen Absatz anliegt. Nun ist die Fertigung der Passung für die Stiftverbindung durchzuführen, da dies im montierten Zustand der Welle nicht mehr möglich ist. Im Anschluss ist der Flansch wieder zu entnehmen. Nach dem Entgraten kann die weitere Montage der Welle Pos. 2.1 vorgenommen werden.

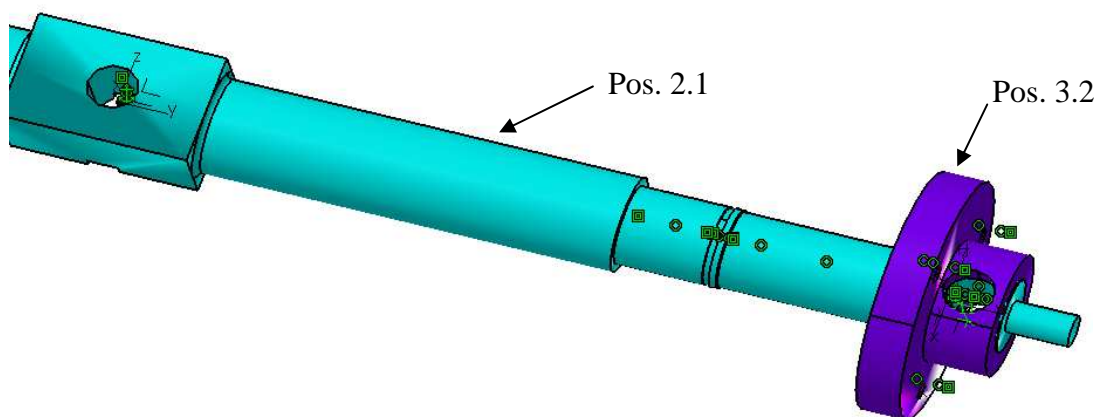


Abbildung 85: Fertigung der Passbohrung Welle - Bremsscheibenflansch

Dazu ist die Lagerbuchse Pos.2.6, dann das Festlager Pos. 2.3 und die Passscheibe Pos. 2.4 auf die Welle zu schieben. Durch Einsetzen des Sicherungsringes Pos. 2.5 in die Nut der Welle wird das Festlager Pos. 2.3 axial auf der Welle fixiert. Aufgrund von

Toleranzen kann es möglich sein, dass die Passscheibe zu stark ist. In diesem Fall ist diese zu tauschen oder anzupassen. Nun wird das auf der Welle montierte Festlager in die Lagerbuchse Pos. 2.6 eingepresst.

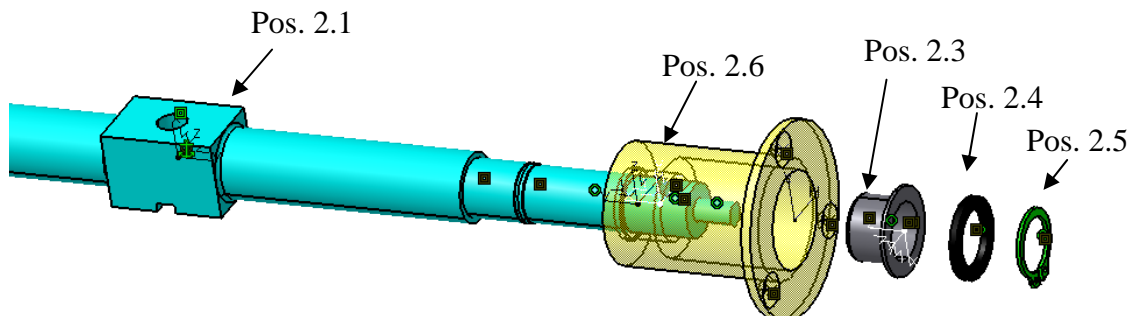


Abbildung 86: Montage der Festlagerung auf die Welle

Abschließend zur Montage wird die Welle in den Rahmen Pos. 1 eingesetzt und mit den drei Senkschrauben Pos. 2.7 fixiert. Vor der Inbetriebnahme bzw. zur Zertifizierung ist das Lagerspiel zu messen. Dieses darf in axialer und radialer Richtung 0,25 mm nicht überschreiten.

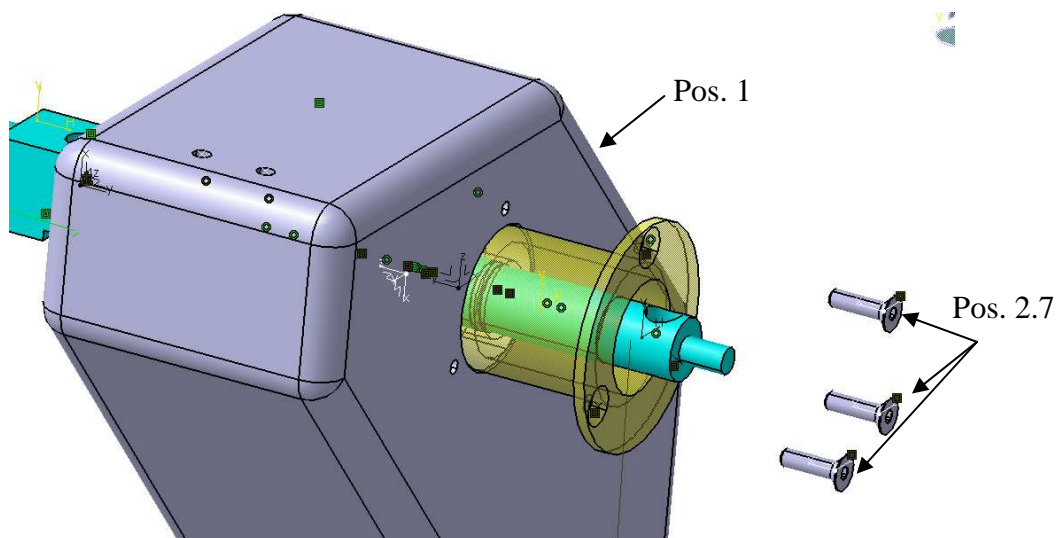
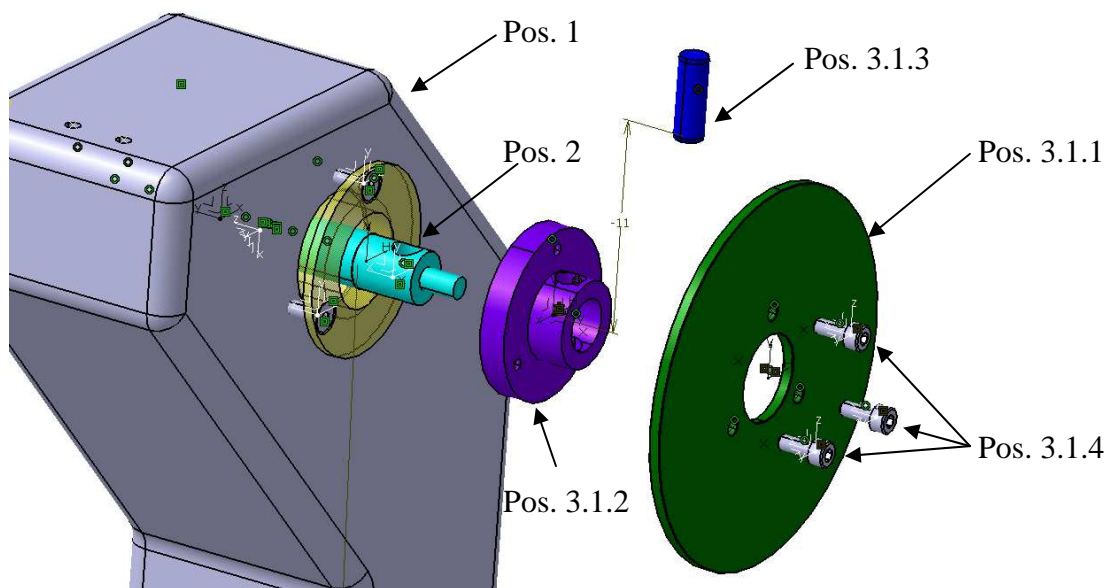


Abbildung 87: Montage der Welle in den Rahmen

## Bremse

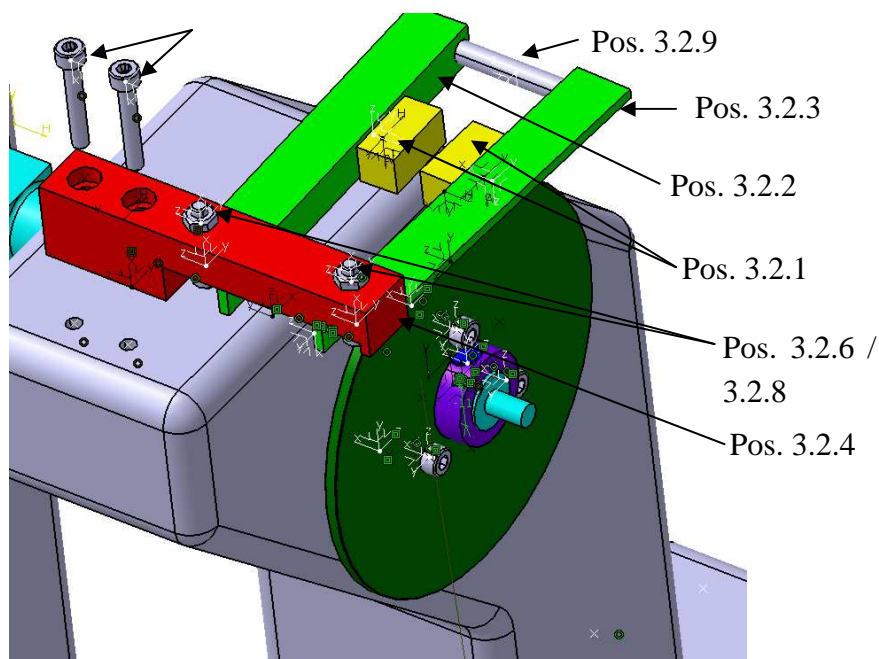
Bei der Montage der Bremse ist mit der Bremsscheibe zu beginnen. Dazu ist der Bremsscheibenflansch Pos. 3.1.2 auf die Welle aufzusetzen und die Passbohrung auszurichten. Mit dem Zylinderstift Pos. 3.1.3 wird dieser mit der Welle Pos. 2 verbunden. Nun kann die Bremsscheibe Pos. 3.1.1 mit den drei Zylinderschrauben Pos. 3.1.4 an den Flansch montiert werden.



**Abbildung 88: Montage der Bremsscheibe auf die Welle**

Im folgenden Schritt sind die Bremsbeläge Pos. 3.2.1 an die Bremszangen Pos. 3.2.2 und Pos. 3.2.3 zu montieren. Dazu sind die Zylinderschrauben Pos. 3.2.5 zu verwenden. Anschließend sind die Bremszangen am Bremszangenhalter Pos. 3.2.4 mit Hilfe der Zylinderschrauben Pos. 3.2.6 zu befestigen. Dabei ist darauf zu achten, dass diese leicht beweglich bleiben. Mit Hilfe der Sechskantmuttern Pos. 3.2.8 wird die Verschraubung gekontert. Die Bremszange ist nun montiert und kann mit Hilfe der Zylinderschrauben Pos. 3.2.8 am Rahmen Pos. 1 befestigt werden.

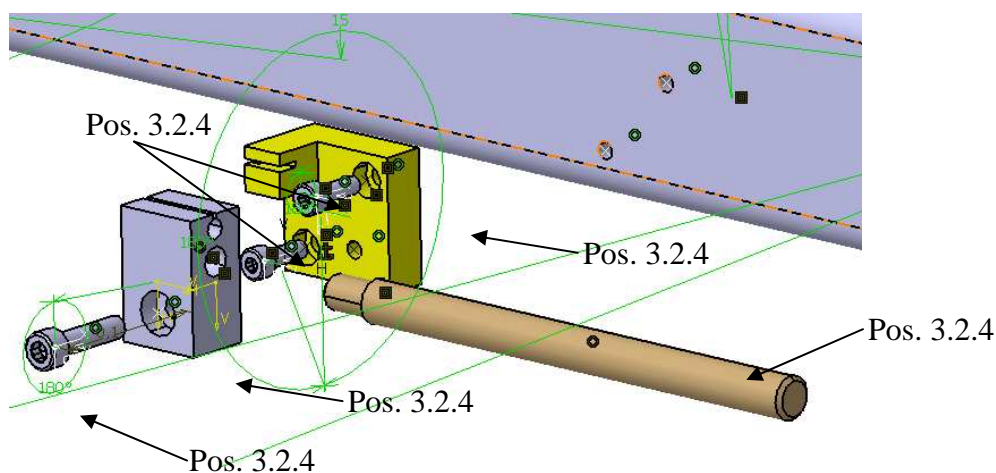




**Abbildung 89: Montage der Bremszange an den Rahmen**

Nun ist die Feder Pos. 3.2.9 zwischen den Bremszangen Pos. 3.2.2 und Pos. 3.2.3 einzusetzen und der Bowdenzug Pos. 3.4 einzuhängen. Dieser ist so einzuhängen, dass das freie Ende nach außen weggeführt wird. Das zweite Ende des Bowdenzuges wird in den Bremshebel eingehängt. Da der Bowdenzug jedoch durch die Rückwand der Schutzabdeckung Pos. 6.1 führt, sollte dies erst nach deren Montage geschehen.

Bei der Montage des Bremshebels Pos. 3.3 ist der Bremsknebel Pos. 3.3.3 in den Bremshebelzapfen Pos. 3.3.2 zu schrauben und der Bremshebelhalter Pos. 3.3.1 ist an der Vorderseite des Rahmens Pos. 1 zu montieren. Zur Montage sind die zwei Zylinderschrauben Pos. 3.3.5 zu verwenden. Mit Hilfe der Zylinderschraube Pos. 3.3.4 ist dann der Bremshebelzapfen an den Bremshebelhalter zu montieren. Hierbei ist auf Leichtgängigkeit zu achten.



**Abbildung 90: Montage des Bremshebels an den Rahmen**

## Anzeigeeinrichtung

Die Montage der Anzeigeeinrichtung wird mit dem Einsetzen der Buchse Pos. 4.1 in den Rahmen Pos. 1 begonnen. Auf diese wird die Skale Pos. 4.2 aufgesetzt und mit den Zylinderschrauben Pos. 4.3 am Rahmen Pos. 1 befestigt. Mit Hilfe der Zeigerbefestigungsschraube Pos. 4.4 wird nun der Schleppzeiger Pos. 4.5 an die Welle Pos. 2 montiert. Dabei ist darauf zu achten, dass dieser bei eingesetzten und freihängenden Pendel exakt senkrecht nach unten zeigt.

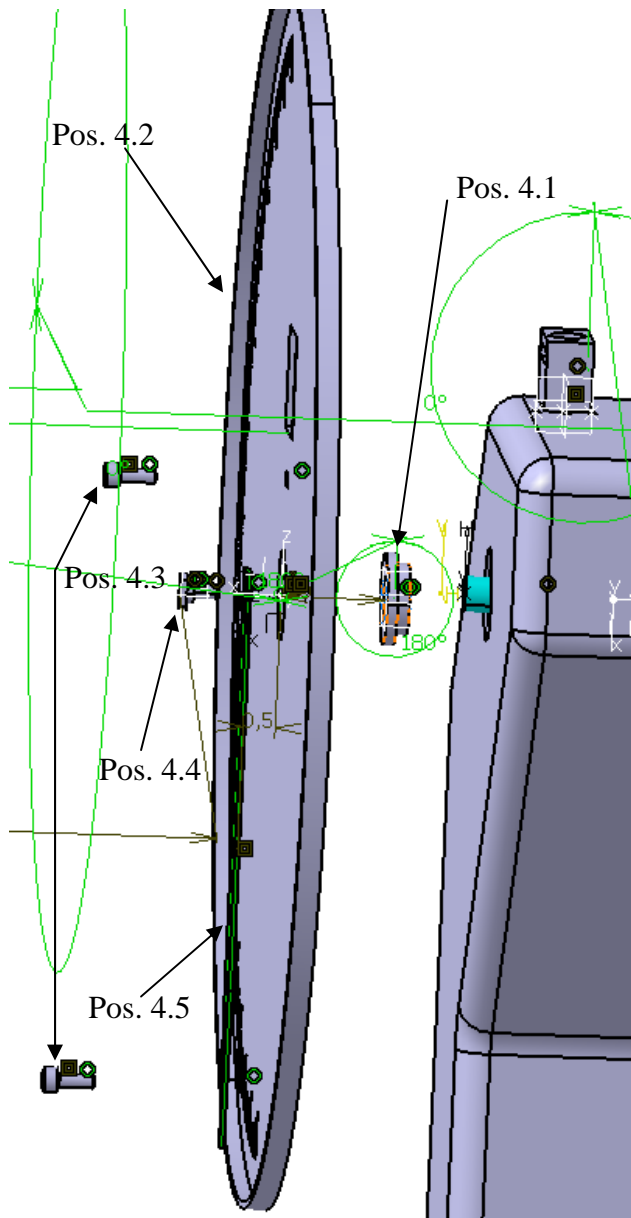
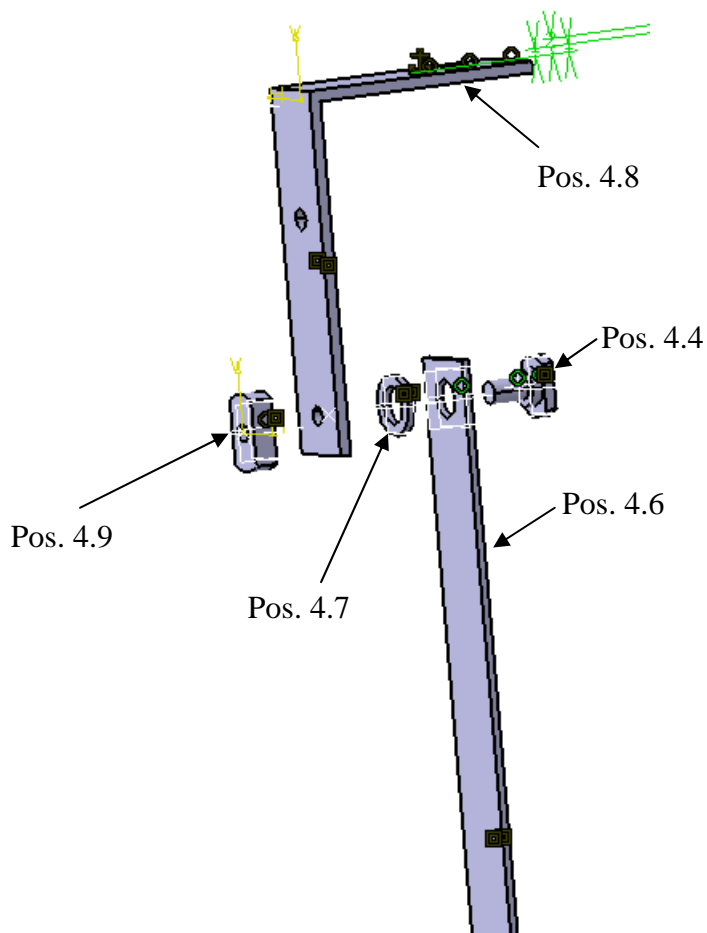


Abbildung 91: Montage der Skale und des Schleppzeigers

Im Anschluss ist der Zeiger Pos. 4.6 auf die zweite Zeigerbefestigungsschraube Pos. 4.4 aufzusetzen. Dabei ist darauf zu achten, dass die Mitnehmerlasche des Zeigers in Richtung des Schraubenkopfes zeigt. Nach dem Aufsetzen der Scheibe Pos. 4.7 ist die Zeigerbefestigungsschraube in den Zeigerhalter Pos. 4.8 einzuschrauben. Die

Verschraubung ist so anzuziehen, dass der Zeiger möglichst leicht bewegt werden kann, jedoch darf dieser nicht von einem eingestellten Winkel eigenständig zurückfallen. Mit Hilfe der Mutter Pos. 4.9 ist diese Einstellung zu fixieren.



**Abbildung 92: Montage des Zeigers an den Zeigerhalter**

Nun ist der Zeigerhalter am Rahmen Pos. 1 zu befestigen. Dazu ist dieser mit Hilfe der Zylinderschraube Pos. 4.11 zu montieren. Hierbei ist darauf zu achten, dass der Schleppzeiger Pos. 4.5 bei Drehung im Uhrzeigersinn den Zeiger Pos. 4.6 mitnehmen kann. Zur Ausrichtung des Halters ist der Zeiger in die horizontale Position zu stellen. Dieser soll dann parallel zur Skale Pos. 4.2 verlaufen. Nun sind die Bohrungen für die Zylinderstifte Pos. 4.10 zu fertigen und die Zylinderstifte in die Bohrungen einzusetzen. Die Zylinderschraube Pos. 4.11 ist nun nochmals herauszudrehen und durch die Auslösegestängeführung Pos. 5.4 zu stecken. Die Schraube kann nun wieder eingeschraubt werden.

### Auslöseeinrichtung

Die Montage der Auslöseeinrichtung Pos. 5 ist mit dem Einsetzen des Zylinderstiftes Pos. 5.2 in die Auslösestiftaufnahme Pos. 5.1 zu beginnen. Im Anschluss ist das Auslösegestänge Pos. 5.3 in die Querbohrung des Zylinderstiftes einzuschrauben und die Leichtgängigkeit der Verbindung zu prüfen.

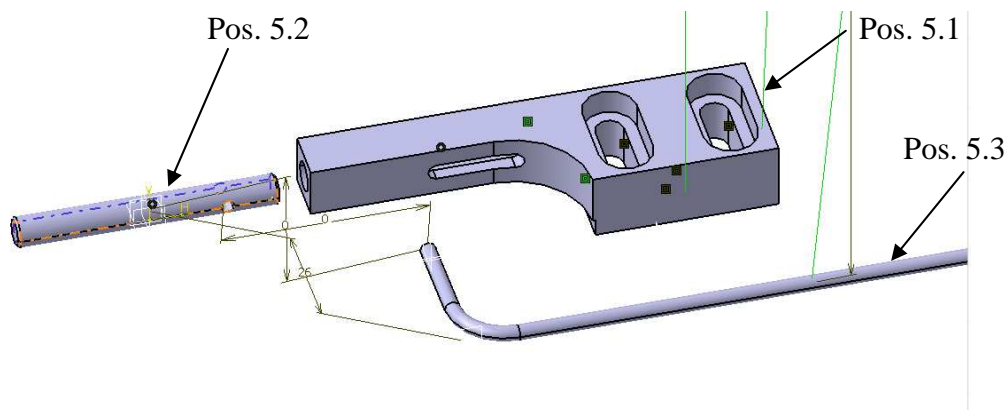


Abbildung 93: Montage des Auslösestiftes in die Aufnahme

Nun kann die Montageplatte Pos. 5.5 auf den Rahmen Pos. 1 mit Hilfe der Senkschraube Pos. 5.6 befestigt werden. Dabei ist vor dem Anziehen der Schraube darauf zu achten, dass der Anschlagabsatz flächig anliegt. Im Anschluss ist die Zylinderschraube Pos. 5.7 einzuschrauben. Die zuvor montierte Einheit kann nun auf der Montageplatte verschraubt werden. Dazu sind die Zylinderschrauben Pos. 5.8 zu verwenden. Auch hierbei ist auf flächiges Anliegen der Führung zu achten. Das Auslösegestänge ist dabei durch die Auslösegestängeführung Pos. 5.4 und die Skale Pos. 4.2 zu führen. Abschließend ist der Kugelknopf Pos. 5.8 auf das Auslösegestänge aufzuschrauben.

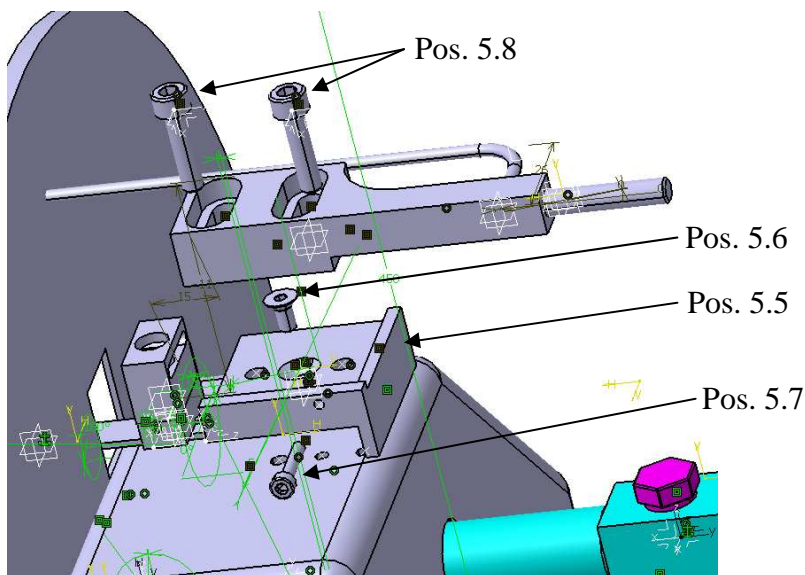


Abbildung 94: Montage der Auslöseeinrichtung an den Rahmen

## Schutzabdeckung

Hier ist mit der Montage der Rückwand Pos. 6.1 an den Rahmen Pos. 1 zu beginnen. Dazu sind die Zylinderschrauben Pos. 6.12 zu verwenden. Im Anschluss kann der Bowdenzug Pos. 3.4 in den Bremshebel Pos. 3.3 eingehängt werden. Folgend sind nun die Seiten Pos. 6.2 und Pos. 6.3 sowie das Vorderteil Pos. 6.4 am Rahmen zu befestigen. Dazu sind identische Schrauben wie für die Montage der Rückwand zu verwenden. Nun ist die Ausrichtung des Rahmens und der Komponenten der Schutzabdeckung zu kontrollieren, sowie ggf. zu korrigieren. Im Anschluss an die Ausrichtung sind die Komponenten mit Hilfe von Blindnieten Pos. 6.13 zu verbinden. Die Positionen der Bohrungen sind dabei anzupassen.

An die Türen Pos. 6.5 und Pos. 6.6 sind die Scharniere Pos. 6.7 anzupassen und mit den Zylinderschrauben Pos. 6.10 und den Sechskantmuttern Pos. 6.11 zu befestigen. Des Weiteren sind die Magnete Pos. 6.8 mit den Senkschrauben Pos. 6.9 an den Türen zu befestigen. Abschließend sind die Türen an die Schutzabdeckung anzupassen.

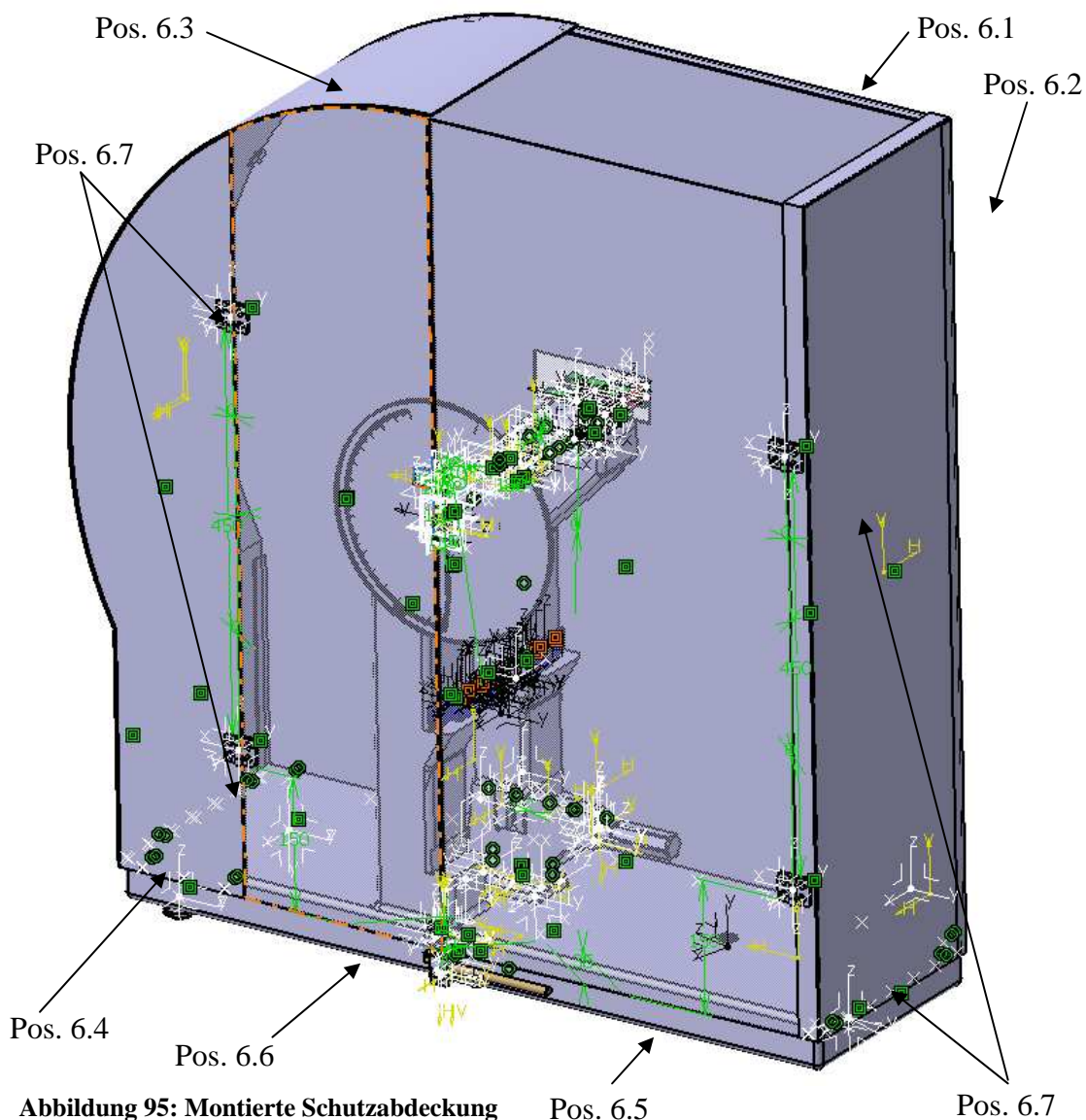


Abbildung 95: Montierte Schutzabdeckung

Pos. 6.5

Pos. 6.7

## Izod-Spannbock

Die Montage des Izod-Spannbocks Pos. 7 wird mit der Montage der Montageplatte Pos. 7.2 an den Izod-Bock Pos. 7.1 begonnen. Dazu sind die Zylinderstifte Pos. 7.4 in den Izod-Bock einzusetzen. Nun kann die Montageplatte aufgesetzt und mit Hilfe der Zylinderschrauben Pos. 7.3 befestigt werden. Im Anschluss ist die Spindelbefestigungsplatte Pos. 7.6 so auf die Spindel Pos. 7.5 aufzusetzen, dass die Senkungen in der Befestigungsplatte in Richtung des sechseckigen Griffs der Spindel zeigen. Durch Aufsetzen des Sicherungsrings Pos. 7.7 auf die Spindel werden die Komponenten fixiert. Nun ist die Spindel in den Izod-Bock einzusetzen und mit Hilfe der Senkschrauben Pos. 7.8 zu befestigen. Im Anschluss ist die bewegliche Backe Pos. 7.9 in den Izod-Bock einzusetzen und durch Drehen der Spindel gegen den Uhrzeigersinn zu fixieren. Nach der Auswahl der Probe ist die entsprechende Izod-Festbacke Pos. 7.10 oder 7.11 in den Izod-Bock einzusetzen und mit Hilfe der Zylinderschraube Pos. 7.12 zu befestigen. Zur Montage an das Pendelschlagwerk sind die Zylinderschrauben Pos. 7.13 zu verwenden.

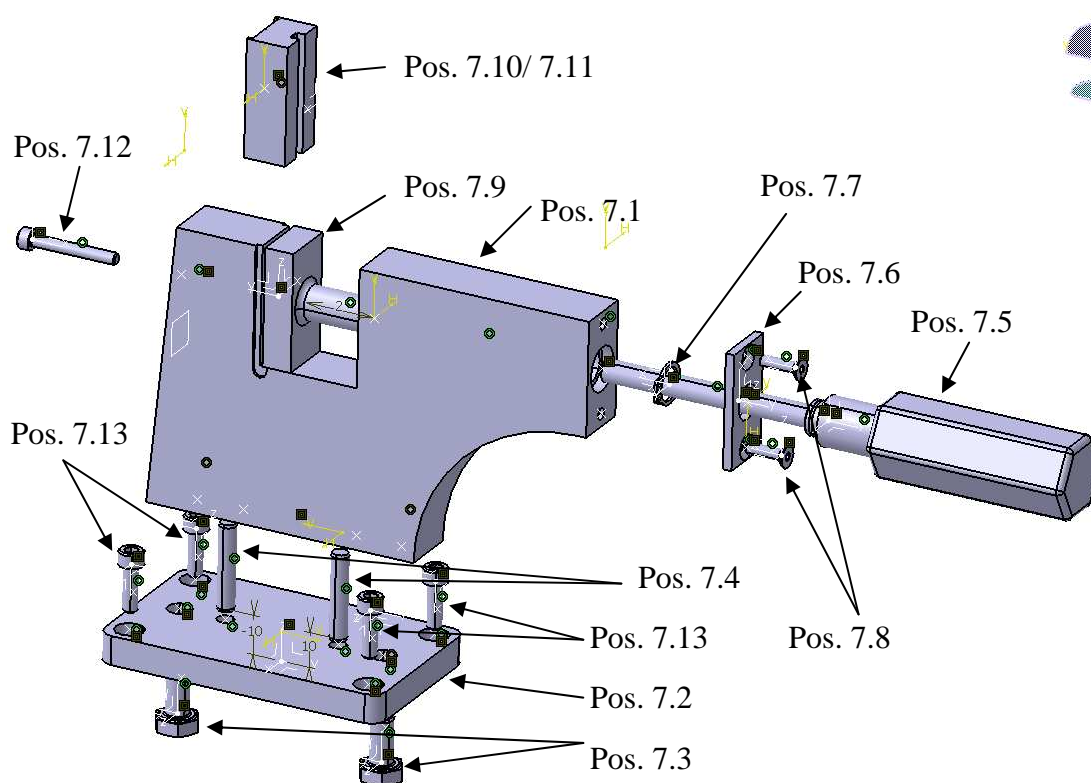


Abbildung 96: Montage des Izod-Spannbocks

## Charpy Auf- und Widerlager

Die Montage der Charpy Auf- und Widerlager beginnt mit der Auswahl der Ausgleichsplatten Pos. 8.6 oder 8.7 und der Auflager bzw. Auflagerposition. Das Auflager Pos. 8.4 ist so gestaltet, dass Proben mit dem Breitenmaß 4 mm und 10 mm geprüft werden können.

Nun sind die Zylinderstifte Pos. 8.3 in die Widerlager Pos. 8.1 und 8.2 einzusetzen und die Auflager Pos. 8.4 aufzusetzen. Mit Hilfe der Zylinderschrauben Pos. 8.5 sind diese dann zu fixieren. Anschließend sind die Widerlager am Rahmen Pos. 1 auf der gewählten Position zu montieren. Dazu sind die Ausgleichsplatten zwischen den Widerlagern und dem Rahmen zu positionieren. Diese haben die Aufgabe unterschiedliche Höhenmaße der Proben auszugleichen. Mit Hilfe der Zylinderschrauben Pos. 8.8 ist dies nun zu montieren. Zum Verstellen der Stützweite sind diese Schrauben leicht zu lösen.

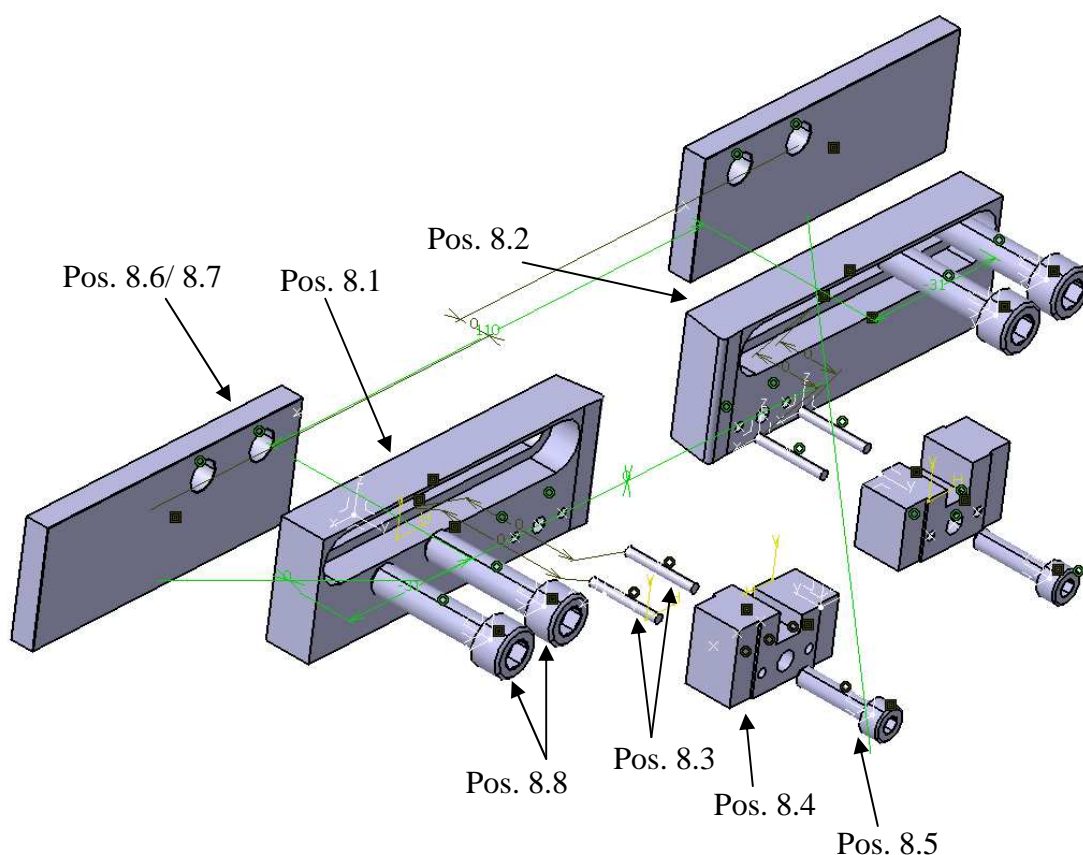


Abbildung 97: Montage der Charpy Auf- und Widerlager

## Pendel

Zur Montage der Pendel an die Welle Pos. 2 ist die Pendelmontageschraube Pos. 2.8 zu verwenden. Nach dem Einsetzen der Schraube in die Welle ist diese in das gewählte Pendel einzuschrauben. Dabei ist darauf zu achten, dass die Führung des Pendels in der Nut der Welle sitzen muss.

## 10.3 Die Inbetriebnahme und Versuchsdurchführung

Nach der Montage kann das Pendelschlagwerk in Betrieb genommen werden. Der gewählte Standort sollte dazu möglichst erschütterungsarm sein und keine starken Temperaturschwankungen aufweisen. Des Weiteren ist darauf zu achten, dass der Unterbau eine ausreichende Tragfähigkeit aufweist und rutschhemmend ist.

Mit Hilfe der Nivellierfüße ist das Pendelschlagwerk nach der Libelle in Waage zu bringen. Der richtige Stand ist von Zeit zu Zeit zu überprüfen und bei Abweichungen zu korrigieren, um die Meßergebnisse nicht negativ zu beeinflussen.

Die Auswahl des jeweiligen Pendels ist von der Prüfnorm und der zu erwartenden Schlagarbeit der Probe abhängig. Dieses ist jedoch so zu wählen, dass der Anzeigewert zwischen 20 % und 80 % des Skalenbereiches liegen. Zum Auswechseln des Pendels ist dieses in vertikale Stellung zu bringen, die Pendelmontageschraube zu lösen und herauszuschrauben. Bei der Montage des neuen Pendels ist auf den richtigen Sitz der Pendelführung in der Nut der Welle zu achten.

Vor der ersten Messung nach jedem Pendelwechsel sind die Messeinrichtung und der Fallwinkel zu justieren. Dazu ist bei frei hängendem Pendel die Anzeigeskale zu nullen. Nach dem Lösen der zwei Zylinderschrauben der Skale kann diese auf die Nullgradmarke gedreht werden. Nach dem Wiederanziehen ist das Pendel nach oben zu schwenken und durch die Auslöseeinrichtung zu fixieren. Steht der Schleppzeiger nun nicht auf der 160°-Marke, sind die zwei Zylinderschrauben der Auslöseeinrichtung zu lösen. Durch Drehen an der Verstellerschraube kann dieser Wert korrigiert werden. Durch Anziehen der Schraubverbindung wird die Einstellung fixiert.

Bei der Arbeit mit diesem Pendelschlagwerk ist darauf zu achten, dass die Bedienung der hier angegebenen entspricht, Prüfungen nur von sachkundigem Personal durchgeführt werden und außer im EinrichtebetrieB, bei welchem das Pendel in der Vertikalen hängt, die Türen der Schutzabdeckung stets geschlossen sind. Des Weiteren sind vor jeder Benutzung die Schraubverbindungen der montierten Komponenten (Pendel und Probenaufnahme) zu prüfen. Beim Verlassen der Prüfmaschine ist das Pendel immer in die vertikale Position zu verbringen.

### 10.3.1 Prüfung nach Charpy

Für die Prüfung nach Charpy sind in Abhängigkeit von den Probekörperabmessungen die Ausgleichsstücke und die Auflager zu wählen. Die Schlaglänge des gewählten Pendels gibt Auskunft, ob die Auf- und Widerlager in der oberen (bis 5,0 J) oder der unteren Prüfposition zu montieren sind. Abschließend ist der Abstand zwischen den Widerlagern einzustellen. Dabei ist darauf zu achten, dass bei Arbeiten im Arbeitsraum das Pendel frei hängend ist, um die Gefährdung durch ein versehentlich ausgelöstes Pendel zu beseitigen.



Nun ist die Probe mittig auf den Auflagern und anliegend an den Widerlagern zu positionieren, sowie der Zeiger auf die Nullposition zu stellen. Im Anschluss ist das Pendel von Hand nach oben zu schwenken und dort mit Hilfe der Auslöseeinrichtung zu fixieren. Nach dem Verschließen der Türen kann das Pendel durch Ziehen am Kugelknopf der Auslöseeinrichtung ausgelöst werden. Das Pendel schwingt nach unten und zerschlägt die Probe. Aus dem Durchschwingwinkel kann der Wert der verbrauchten Schlagarbeit nach ISO 179-1 ermittelt werden. Durch Betätigung der Bremse kann das Pendel angehalten werden.

### **10.3.2 Prüfung nach Izod**

Für die Prüfung nach Izod sind die Charpy Auf- und Widerlager zu entfernen und der Izod Spannbock zu montieren. Nach der Auswahl der Probenabmessungen ist die entsprechende Festbacke einzusetzen und zu fixieren, sowie in Abhängigkeit der zu erwartenden Schlagarbeit das Pendel auszuwählen und zu montieren. Nach dem Verbringen des Pendels in die Schlagposition ist dieses dort zu arretieren. Nun ist die Probe in den Spannbock einzuspannen. Vor dem Auslösen des Pendels ist der Zeiger auf die Nullposition zu stellen und die Türen sind zu schließen. Das nach unten schwingende Pendel schlägt den Probekörper ab. Aus dem Durchwingwinkel kann die verbrauchte Schlagenergie ermittelt werden. Das Probenreststück ist aus dem Spannbock zu entnehmen.

## Quellen- und Literaturverzeichnis

Nr.	Abkürzung	Quelle
[1]	DUBL	Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 22. Auflage, Springer – Verlag
[2]	WskW	Werkstoffkunde, W. Weißbach, 16. Auflage, Vieweg - Verlag
[3]	WstS	Werkstofftechnik, W. Seidel, 7. Auflage, Hanser Verlag
[4]	Wsk/pD	Werkstoffkunde und Werkstoffprüfung, W. Domke, 10. Auflage, Cornelsen – Verlag
[5]	FH-Kö	Kerbschlagbiegeversuch, Prof. Dr. k. Lutterbeck, Prof. Dr. h. Winkel, FH Köln, Labor für Werkstoffe
[6]	TU-II	Praktikum Werkstoffe, Dr. Schmidt, Technische Universität Ilmenau, Fakultät für Maschinenbau
[7]	TU-DD	Praktikum zur Vorlesung Werkstofftechnik, Prof. Dr. M. Schaper, TU Dresden
[8]	RosePL	<a href="http://www.rose-plastic.de">www.rose-plastic.de</a> , Zugriff 16.09.2010
[9]	ChMet	Deutsche Norm DIN EN 10 045, metallische Werkstoffe, Kerbschlagbiegeversuch nach Charpy
[10]	ChKst	Deutsche Norm DIN EN ISO 179-1, Kunststoffe, Bestimmung der Charpy-Schlageigenschaften, Teil 1: Nicht instrumentierte Schlagzähigkeitsprüfung
[11]	ChiKst	Deutsche Norm DIN EN ISO 179-2, Kunststoffe, Bestimmung der Charpy-Schlageigenschaften, Teil 2: Instrumentierte Schlagzähigkeitsprüfung
[12]	IzKst	Deutsche Norm DIN EN ISO 180, Kunststoffe, Bestimmung der Izod-Schlagzähigkeit
[13]	DyKst	Deutsche Norm DIN 53 425, Prüfung von Kunststoffen, Biegeversuch und Schlagbiegeversuch an Dynstat-Probekörpern
[14]	PswOW	Dokumentation Pendelschlagwerk OTTO WOLPERT GmbH
[15]	Zw/Roe	Zwick/Roell - Informationsheft zu den Pendelschlagwerken HIT5.5P, HIT25P und HIT 50P
[16]	Pa/Bei	Konstruktionslehre – Grundlagen, Pahl/ Beitz, 7. Auflage, Springer – Verlag
[17]	ZertiPsw	Deutsche Norm DIN EN ISO 13 802, Kunststoffe, Zertifizierung von Pendelschlagwerken, Charpy-, Izod- und Schlagzugversuch

- 
- [18] Gieck Gieck, Technische Formelsammlung, 78. Auflage, Gieck – Verlag
- [19] TBM Tabellenbuch Metall, 41. Auflage, Europa-Lehrmittel - Verlag
- [20] igus [www.igus.de](http://www.igus.de), Zugriff 02.10.2010
- [21] Ro/Ma-TB Roloff/Matek, Maschinenelemente - Tabellen, 18. Auflage, Vieweg – Verlag
- [22] Ro/Ma-LB Roloff/Matek, Maschinenelemente, 18. Auflage, Vieweg – Verlag
- [23] REX [www.rex-industrie-produkte.de](http://www.rex-industrie-produkte.de), Zugriff 16.10.2010
- [24] Bi-Woe [www.binder-woehrle.com](http://www.binder-woehrle.com), Zugriff 16.10.2010
- [25] hey [www.heyman.de](http://www.heyman.de), Zugriff 17.10.2010
- [26] TM2 Formeln und Aufgaben zur Technischen Mechanik 2, Elastostatik, Hydrostatik, 6.Auflage, Springer - Verlag
- [27] EGMaRL Maschienrichtlinie 2006/ 42, Amtsblatt der Europäischen Union, 17. Mai 2006
- [28] WPMSStFl Deutsche Norm DIN 51 233, Werkstoffprüfmaschinen – Sicherheitstechnische Festlegungen – Allgemeine Festlegungen

## Stichwortverzeichnis

<i>amorphen Thermoplasten</i>	28
<i>Analyse</i>	60
<i>Duroplaste</i>	30
<i>Elaste</i>	29
<i>Gesamtfunktion</i>	65
<i>Glasübergangstemperatur</i>	28
<i>Mischbruch</i>	24
<i>Polyaddition</i>	27
<i>Polykondensation</i>	27
<i>Polymerisation</i>	27
<i>Schwachstellenanalyse</i>	60
<i>Sprödbrechtsicherheit</i>	26
<i>Synthese</i>	60
<i>Teilfunktion</i>	65
<i>teilkristallinen Thermoplasten</i>	28
<i>Thermoplaste</i>	28
<i>Thermoplastischen Elastomere</i>	29
<i>Trennbruch</i>	24
<i>Übergangstemperatur</i>	25
<i>Verformungsbruch</i>	23

## **Anhang A - Gesprächsprotokoll zum Treffen am 15.09.2010**

### **Gesprächsprotokoll**

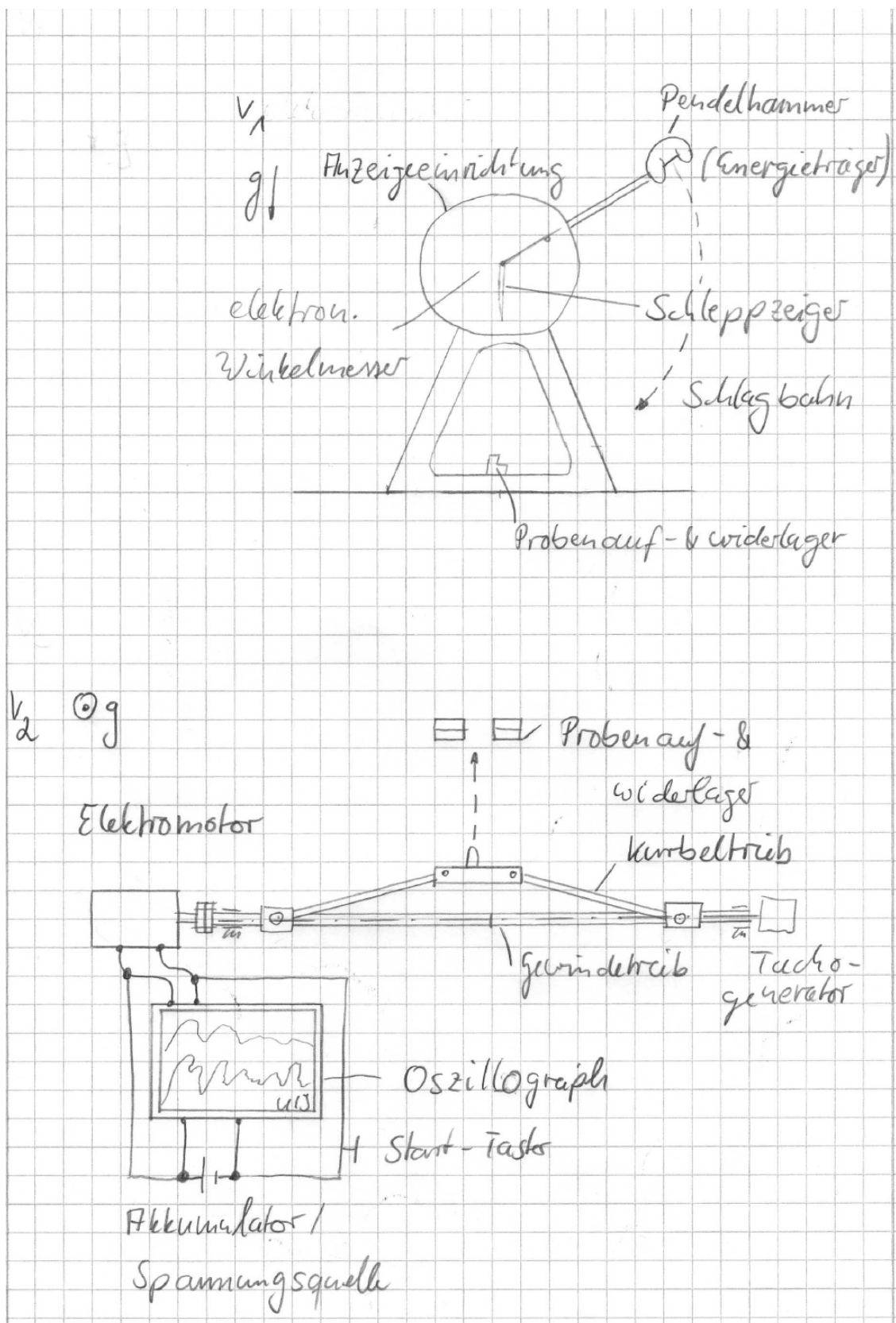
Das Gespräch mit Herrn Prof. Schäfer am 15.09.2010 hatte die Aufgabe, die „Kundenanforderungen und –wünsche“ abzuklären. Dabei wurden die folgenden Anforderungen an die neue Prüfmaschine gestellt.

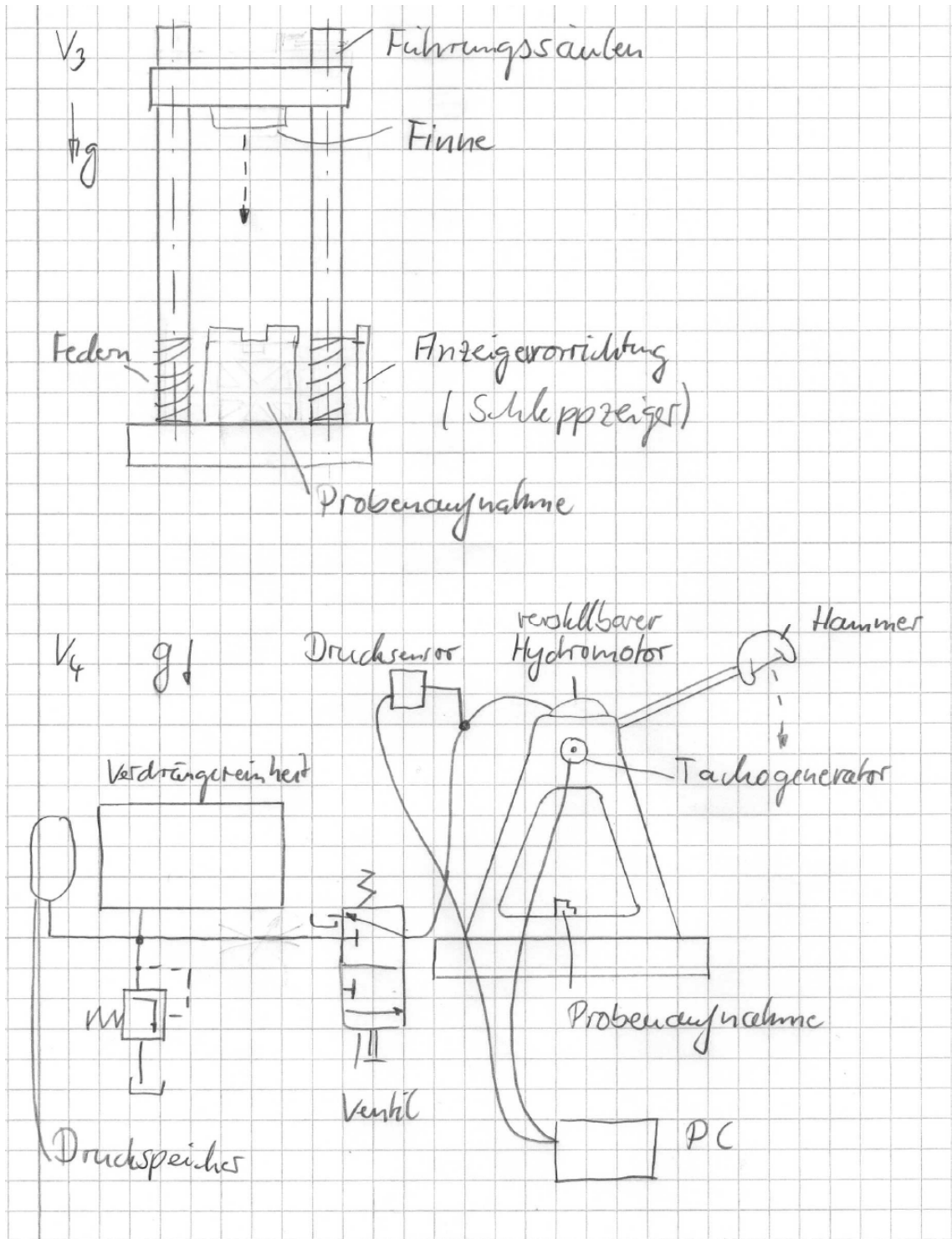
- Einhaltung der gültigen Normen zu Pendelschlagwerken, inkl. zugehörigen Toleranzen
- Möglichkeit zu Prüfung von Kunststoffen und verstärkten Kunststoffen in einem Schlagenergieintervall zwischen 0,5 und 10 J
- Prüfung in den Versuchsanordnungen nach Charpy und Izod
- Einhaltung der gültigen Sicherheitsvorschriften, Integrierung von Schutzabdeckungen vor bewegten Teilen und dem Arbeitsraum
- Optimierung der Pendel- / Energieträgerauslösung
- Als Wunsch → Untersuchung des Energieträgerwechsels auf Optimierungspotential

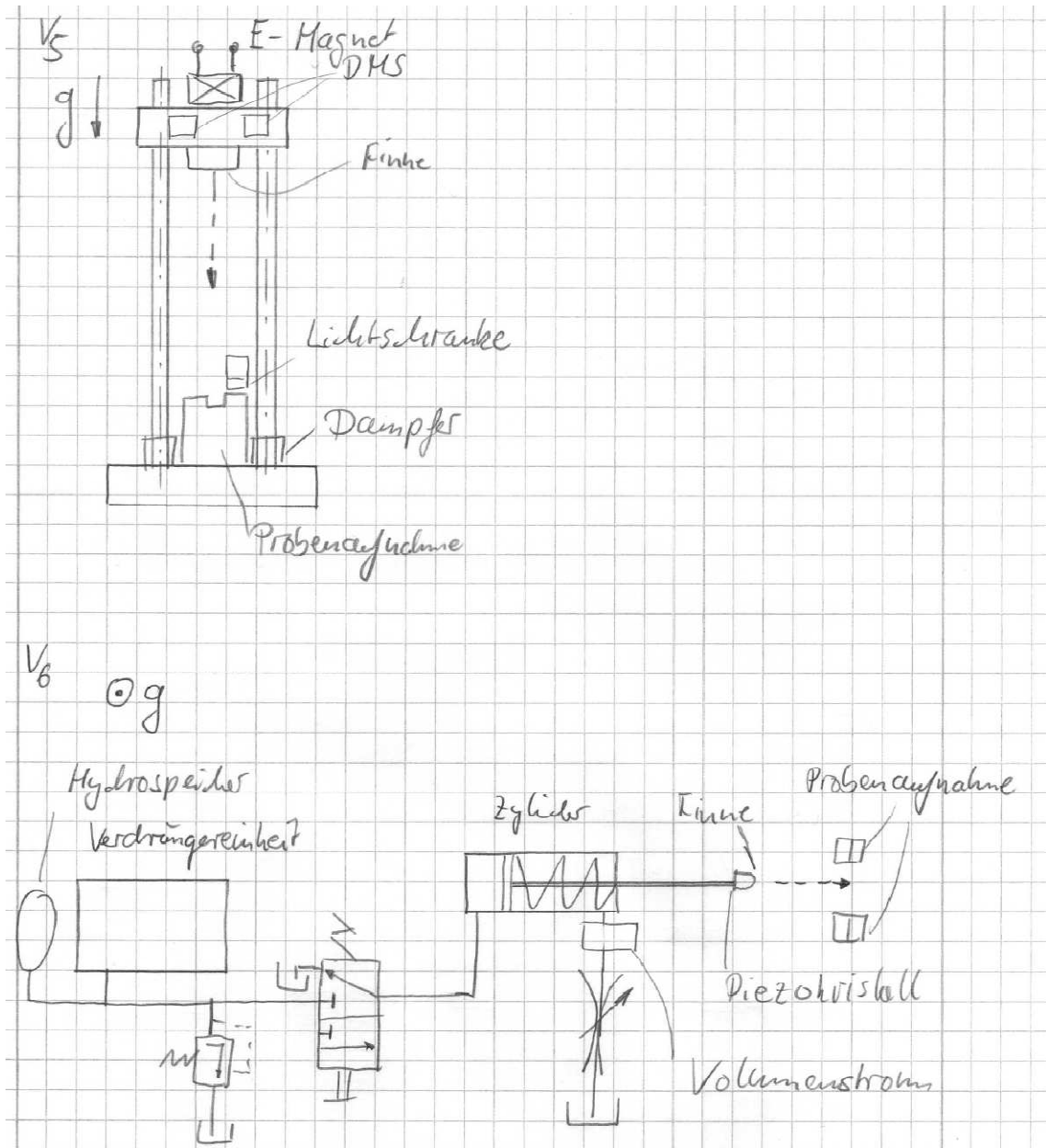
Hamburg, den 15.09.2010

Stefan Meisolle

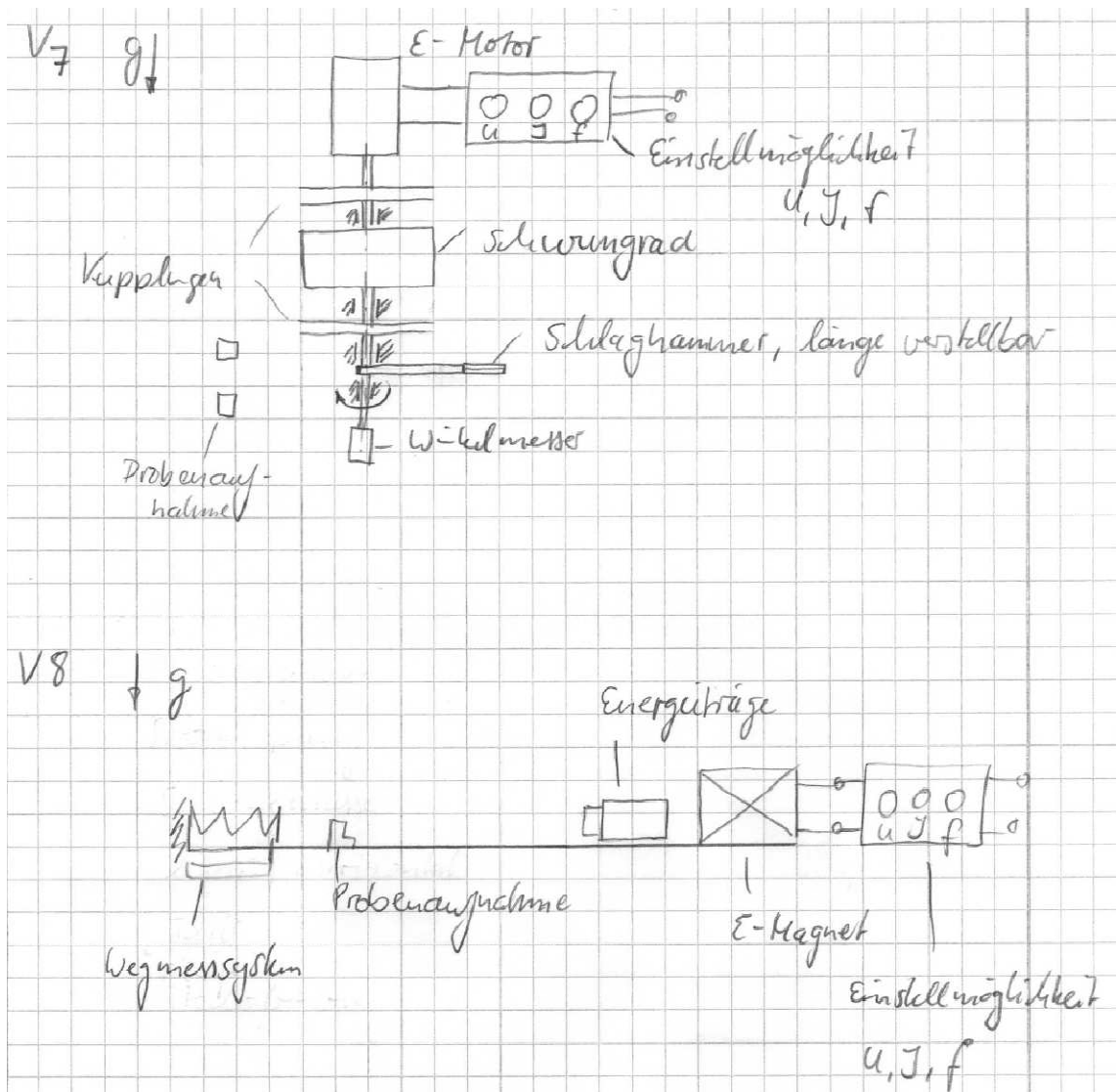
## Anhang B – Skizzen der Varianten

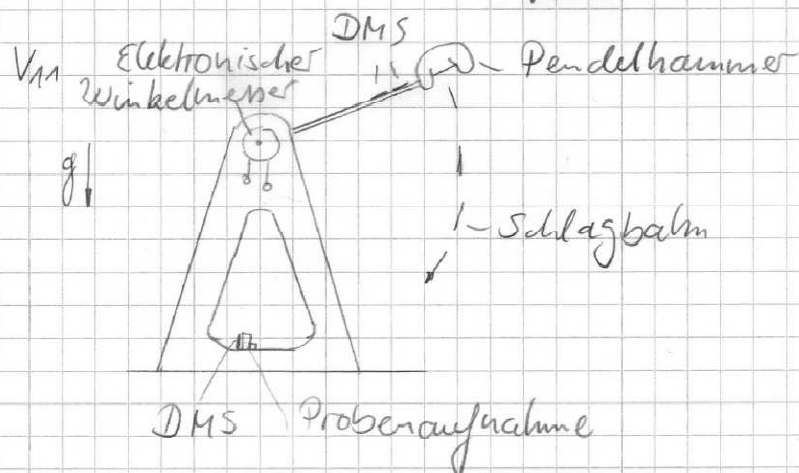
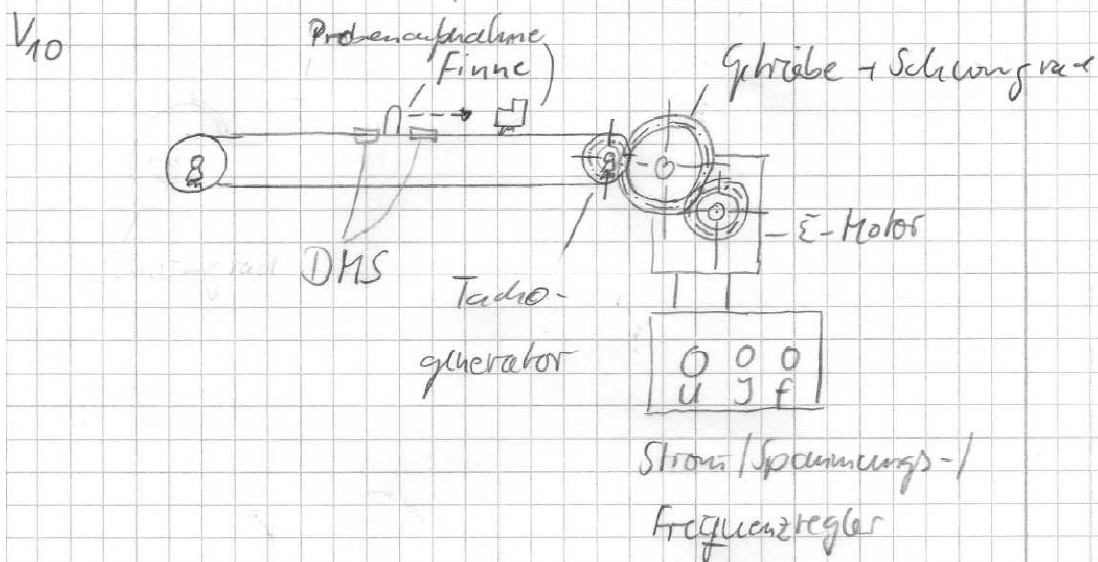
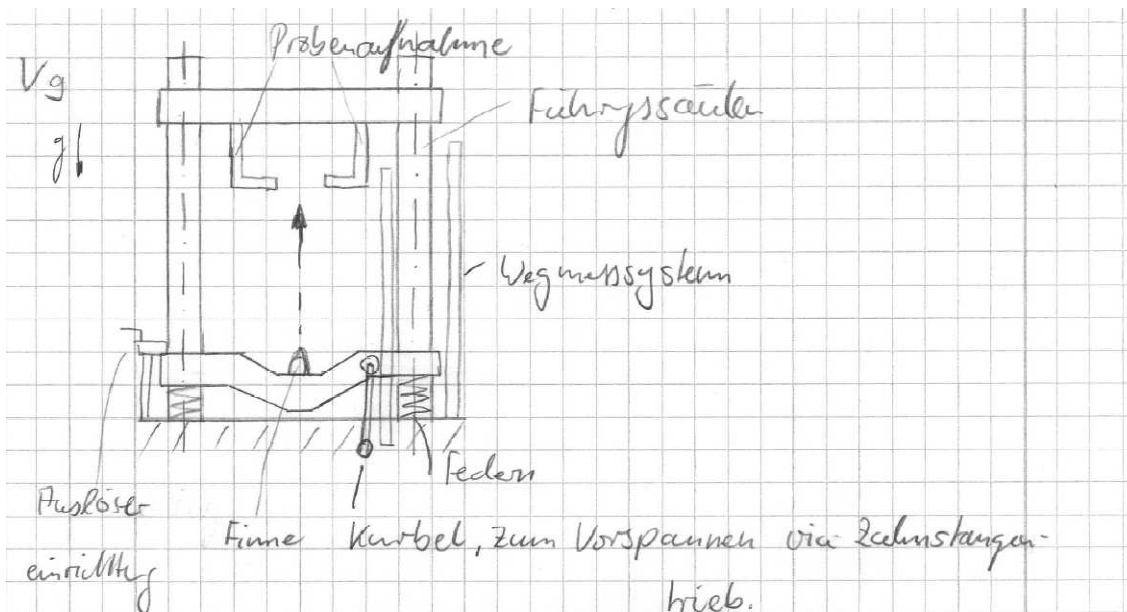












## Anhang C – Datenblätter der Gleitlager



iglus®

iglidur® G

Telefon (0 22 03) 96 49-145  
Telefax (0 22 03) 96 49-334

+

-

i

mm

Inch

2.1

### iglidur® G – der Alleskönner



- wartungsfreier Trockenlauf
- hohe Abriebfestigkeit
- unempfindlich gegen Staub und Schmutz
- über 650 Abmessungen ab Lager lieferbar
- kostengünstig

Quelle: [www.igus.de](http://www.igus.de) , Zugriff 02.10.2010



## iglidur® G | der Alleskönner

Der weiteste Bereich unterschiedlicher Anforderungen wird durch iglidur® G-Gleitlager abgedeckt. Deshalb wird der Werkstoff zu Recht als universell bezeichnet. Empfohlen werden Anwendungen mit mittleren bis hohen Belastungen, mittleren Gleitgeschwindigkeiten und mittleren Temperaturen.

**iglidur® G**

3 Bauformen  
>650 Abmessungen  
Ø 1–150 mm





Telefon (0 22 03) 96 49-145  
Telefax (0 22 03) 96 49-334



**iglus® GmbH**  
51147 Köln

Preisindex



### Der Alleskönner

**+**

**Wann nehme ich iglidur® G-Gleitlager?**

- wenn ich ein wirtschaftliches Allroundlager brauche
- bei hoher Belastung
- bei niedrigen bis mittleren Gleitgeschwindigkeiten
- wenn das Lager für unterschiedliche Wellen geeignet sein soll
- bei Schwenk- und Rotationsanwendungen
- wenn das Lager extrem vielseitig einsetzbar sein soll
- wenn Trockenlauf gefordert ist
- wenn das Lager unempfindlich gegen Schmutz sein soll
- bei starken Schwingungen

**-**

**Wann nehme ich sie nicht?**

- wenn mechanische Nacharbeit der Gleitfläche erforderlich ist  
▶ iglidur® M250 (Kap. 4)
- wenn allerhöchste Verschleißfestigkeit im Dauerbetrieb gefordert ist  
▶ iglidur® W300 (Kap. 5)
- wenn Temperaturen dauernd größer als 130°C vorliegen  
▶ iglidur® H (Kap. 12),  
iglidur® X (Kap. 6),  
iglidur® H370 (Kap. 15)
- bei Unter-Wasser-Einsatz  
▶ iglidur® H (Kap. 12)



**Bild 2.1: Zuverlässig unter hohen Belastungen, verschleißfest bei Rotationen im Dauereinsatz**

2.2 Lebensdauerberechnung, 3-D-CAD-Daten und weitere Informationen ▶ [www.igus.de/de/g](http://www.igus.de/de/g)

Quelle: [www.igus.de](http://www.igus.de) , Zugriff 02.10.2010

## iglidur® G | technische Daten



### Werkstofftabelle

Allgemeine Eigenschaften	Einheit	iglidur® G	Prüfmethode
Dichte	g/cm <sup>3</sup>	1,46	
Farbe		mattgrau	
max. Feuchtigkeitsaufnahme bei 23°C/50% r. F.	Gew.-%	0,7	DIN 53495
max. Wasseraufnahme	Gew.-%	4,0	
Gleitreibwert, dynamisch, gegen Stahl	μ	0,08–0,15	
p x v-Wert, max. (trocken)	MPa x m/s	0,42	

### Mechanische Eigenschaften

Biege-E-Modul	MPa	7.300	DIN 53457
Biegefestigkeit bei 20°C	MPa	210	DIN 53452
Druckfestigkeit	MPa	78	
maximal empfohlene Flächenpressung (20°C)	MPa	80	
Shore-D-Härte		81	DIN 53505

### Physikalische und thermische Eigenschaften

obere langzeitige Anwendungstemperatur	°C	130	
obere kurzzeitige Anwendungstemperatur	°C	220	
untere Anwendungstemperatur	°C	-40	
Wärmeleitfähigkeit	W/m x K	0,24	ASTM C 177
Wärmeausdehnungskoeffizient (bei 23°C)	K <sup>-1</sup> x 10 <sup>-5</sup>	9	DIN 53752

### Elektrische Eigenschaften

spezifischer Durchgangswiderstand	Ωcm	> 10 <sup>13</sup>	DIN IEC 93
Oberflächenwiderstand	Ω	> 10 <sup>11</sup>	DIN 53402

Tabelle 2.1: Werkstoffdaten



Bild 2.2: Im Test bei 18.000 N Belastung 10.000-mal bewegt, kein Verschleiß messbar



Bild 2.3: Der pneumatische Drehantrieb wird in Dampfleitungen bei Dampftemperaturen bis 135°C eingesetzt.

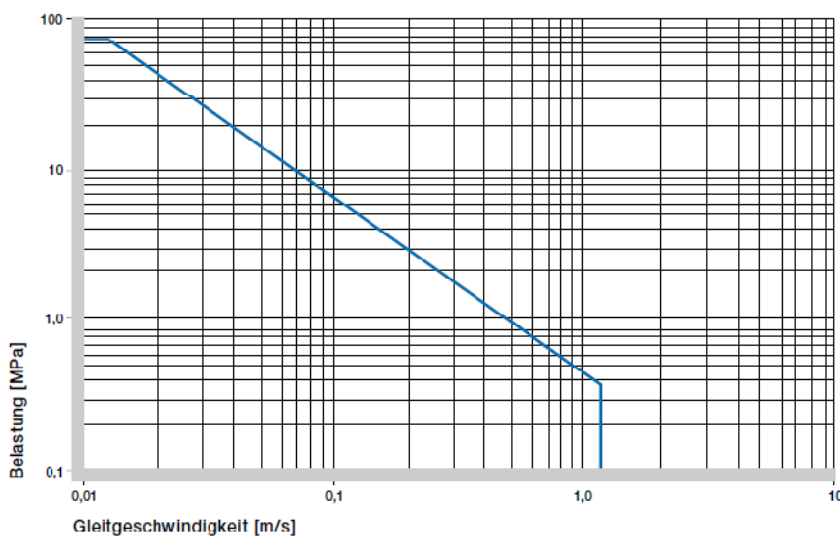


Abb. 2.1: Zulässige p x v-Werte für iglidur® G-Gleitlager mit 1 mm Wandstärke im Trockenlauf gegen eine Stahlwelle, bei 20°C, eingebaut in ein Stahlgehäuse

Lebensdauerberechnung, 3-D-CAD-Daten und weitere Informationen ► [www.igus.de/de/g](http://www.igus.de/de/g)

Quelle: [www.igus.de](http://www.igus.de), Zugriff 02.10.2010

Navigation icons: +, -, i, mm, Inch



# iglus® iglidur® G | technische Daten

iglidur® G

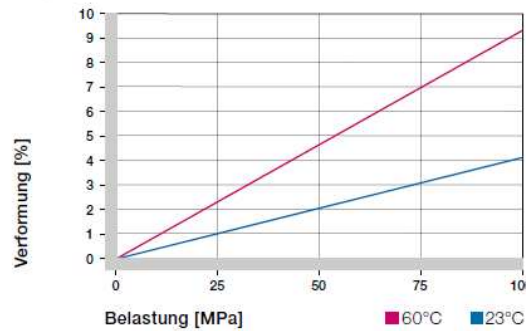


Abb. 2.2: Verformung unter Belastung und Temperaturen

## Flächenpressung

Abb. 2.2 zeigt die elastische Verformung von iglidur® G bei radialen Belastungen. Unter der maximal empfohlenen Flächenpressung von 80 MPa beträgt die Verformung weniger als 5%. Eine plastische Verformung kann bis zu einem Druck von ca. 100 MPa vernachlässigt werden. Sie ist jedoch auch von der Dauer der Einwirkung abhängig.

- Abb. 2.2
- Flächenpressung, S. 1.20



Bild 2.4: Vibrationen, Schmutz und Temperaturen bis 130°C kennzeichnen die Anwendungen im Motorenumfeld.

m/s	rotierend	oszillierend	linear
dauerhaft	1	0,7	4
kurzzeitig	2	1,4	5

Tabelle 2.2: Maximale Gleitgeschwindigkeit

iglidur® G	Anwendungstemperatur
untere	-40 °C
obere, langfristig	+130 °C
obere, kurzzeitig	+220 °C

Tabelle 2.3: Temperaturgrenzen für iglidur® G



Bild 2.5: Förderketten: Durch Kantenbelastungen können kurzzeitig Flächenpressungen von über 50 MPa auftreten.

## Zulässige Gleitgeschwindigkeiten

iglidur® G ist für niedrige bis mittlere Gleitgeschwindigkeiten entwickelt worden. Die in Tabelle 2.2 angegebenen Maximalwerte können nur bei geringen Druckbelastungen erreicht werden. Bei den angegebenen Geschwindigkeiten kann es aufgrund von Reibung zu einem Anstieg bis zur Grenze der dauerhaft zulässigen Temperatur kommen. In der Praxis lassen sich wegen wechselseitiger Wirkung von Einflüssen diese Grenzwerte nicht immer erreichen.

- Gleitgeschwindigkeit, S. 1.22
- p x v-Wert, S. 1.24

## Temperaturen

Die Umgebungstemperaturen beeinflussen in starkem Maß die Eigenschaften von Gleitlagern. Die kurzzeitige zulässige Höchsttemperatur beträgt 220°C und erlaubt damit den Einsatz von iglidur® G-Gleitlagern in Anwendungen, bei denen die Lager ohne weitere Belastung zum Beispiel einem Lackiertrocknungsprozess unterzogen werden. Mit steigenden Temperaturen nimmt die Druckfestigkeit von iglidur® G-Gleitlagern ab. Die Abb. 2.3 verdeutlicht diesen Zusammenhang. Unter der langfristig zulässigen Anwendungstemperatur von 130°C beträgt die zulässige Flächenpressung immerhin noch über 35 MPa. Die im Lagersystem herrschenden Temperaturen haben auch Einfluss auf den Lagerverschleiß. Mit steigenden Temperaturen

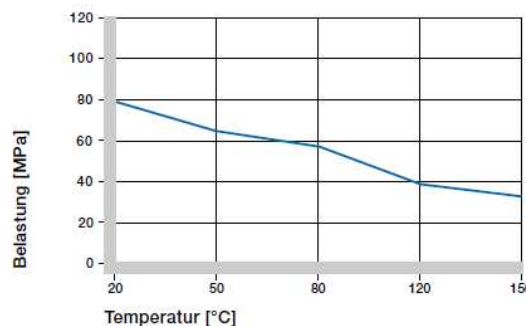


Abb. 2.3: Maximal empfohlene Flächenpressung in Abhängigkeit von der Temperatur

Internet: [www.igus.de](http://www.igus.de)  
E-Mail: [info@igus.de](mailto:info@igus.de)

2.4

## iglidur® G | technische Daten



nimmt der Verschleiß zu, dabei ist ab der Temperatur von 120°C der Einfluss besonders deutlich.

iglidur® G	trocken	Fett	Öl	Wasser
Reibwerte $\mu$	0,08–0,15	0,09	0,04	0,04

Tabelle 2.4: Reibwerte für iglidur® G gegen Stahl (Ra = 1  $\mu\text{m}$ , 50 HRC)

- ☑ Abb. 2.3
- ▶ Anwendungstemperaturen, S. 1.25

### Reibung und Verschleiß

Wie die Verschleißfestigkeit ändert sich mit der Belastung auch der Reibungsbeiwert  $\mu$ , kurz Reibwert genannt. Interessanterweise nimmt der Reibwert mit zunehmender Belastung ab, während eine zunehmende Gleitgeschwindigkeit ein Ansteigen des Reibwertes bewirkt. Dieser Zusammenhang erklärt die hervorragende Eignung von iglidur® G-Gleitlagern bei hohen Belastungen und niedrigen Geschwindigkeiten (s. Abb. 2.4 und 2.5).

Reibung und Verschleiß sind aber auch in hohem Maße vom Gegenlaufpartner abhängig. Zu glatte Wellen erhöhen sowohl den Reibwert als auch den Verschleiß der Lager. Für iglidur® G eignet sich am besten eine geschliffene Oberfläche mit einer Mittenrauigkeit Ra – 0,8  $\mu\text{m}$  (s. Abb. 2.6).

- ☑ Abb. 2.4 bis 2.6
- ▶ Reibwerte und Oberflächen, S. 1.27
- ▶ Verschleißfestigkeit, S. 1.28

### Wellenwerkstoffe

Abb. 2.7 und 2.8 zeigen einen Auszug der Ergebnisse von Tests mit unterschiedlichen Wellenwerkstoffen, die mit Gleitlagern aus iglidur® G durchgeführt worden sind.

In Abb. 2.7 ist zu erkennen, dass iglidur® G mit sehr vielen unterschiedlichen Wellenwerkstoffen kombiniert werden kann. Am besten haben sich bei niedrigen Belastungen die einfachen Wellenwerkstoffe Automatenstahl und St37 bewährt. Das unterstützt den Aufbau kostengünstiger Lager-systeme, denn sowohl iglidur® G als auch die Gleitpartner liegen am unteren Ende des Preisbandes.

In diesem Zusammenhang ist es wichtig, zu beachten, dass mit steigenden Belastungen die empfohlene Härte der Welle zunimmt. Die „weichen“ Wellen neigen eher zum Eigenverschleiß und erhöhen so den Ver-

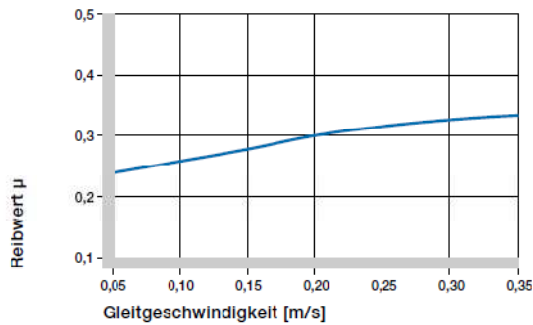


Abb. 2.4: Reibwerte in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit,  $p = 0,75 \text{ MPa}$

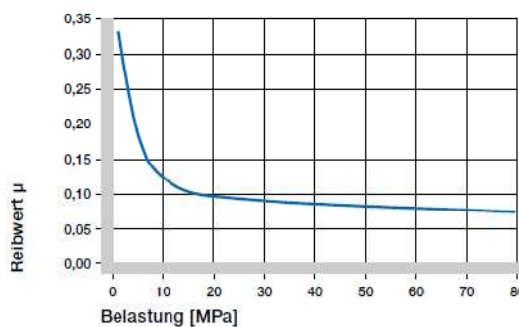


Abb. 2.5: Reibwerte in Abhängigkeit von der Belastung,  $v = 0,01 \text{ m/s}$

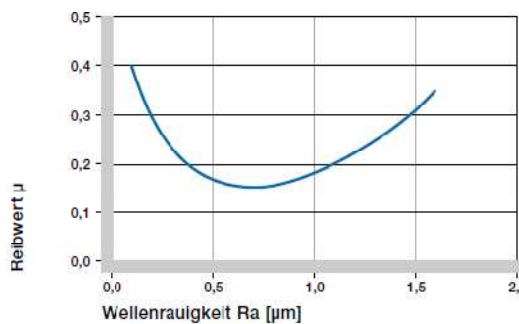


Abb. 2.6: Reibwerte in Abhängigkeit von der Wellenoberfläche (Welle Cf53)

Lebensdauerberechnung, 3-D-CAD-Daten und weitere Informationen ▶ [www.igus.de/de/g](http://www.igus.de/de/g)

Quelle: [www.igus.de](http://www.igus.de) , Zugriff 02.10.2010

G

iglidur® G

Telefon (0 22 03) 96 49-145  
 Telefax (0 22 03) 96 49-334

+  
i

mm  
Inch

2.5

**iglidur® G**

Telefon (0 22 03) 96 49-145  
Telefax (0 22 03) 96 49-334

iglus® GmbH  
51147 Köln

Internet: [www.igus.de](http://www.igus.de)  
E-Mail: [info@igus.de](mailto:info@igus.de)

2.6

**igus® iglidur® G | technische Daten**

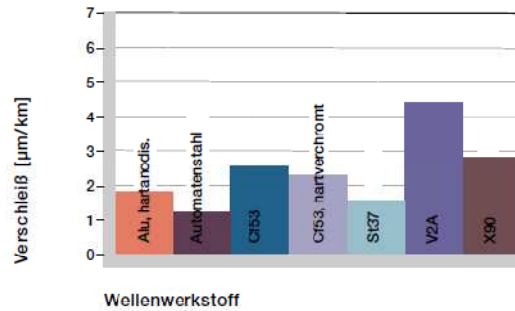


Abb. 2.7: Verschleiß, rotierende Anwendung mit unterschiedlichen Wellenwerkstoffen, Belastung  $p = 0,75 \text{ MPa}$ ,  $v = 0,5 \text{ m/s}$

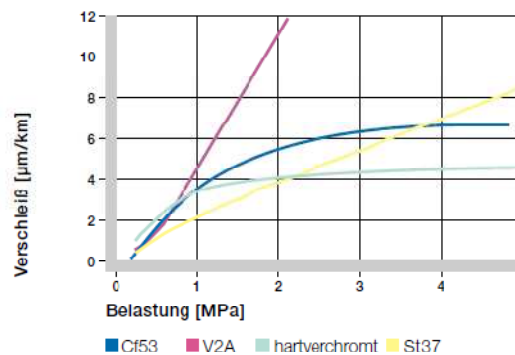


Abb. 2.8: Verschleiß mit verschiedenen Wellenwerkstoffen im Rotationsbetrieb in Abhängigkeit von der Belastung

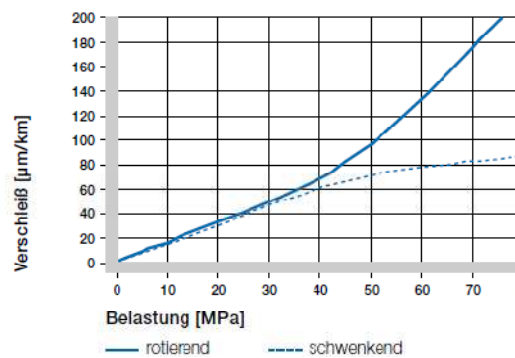


Abb. 2.9: Verschleiß bei schwenkenden und rotierenden Anwendungen mit Wellenwerkstoff Cf53 in Abhängigkeit von der Belastung

schleiß des Gesamtsystems, wenn die Belastungen 2 MPa übersteigen. Gut ist zu erkennen, dass die Verschleißrate (die Steigung der Kurven) mit den harten Gegenlaufpartnern deutlich abnimmt.

Der Vergleich von rotierenden mit schwenkenden Bewegungen zeigt, dass iglidur® G vorteilhaft für Schwenkbewegungen eingesetzt wird. Der Verschleiß der Lager ist bei sonst gleichen Bedingungen geringer. Je höher die Belastung wird, desto größer ist der Unterschied. Das führt sogar so weit, dass iglidur® G-Gleitlager bei Schwenkbewegungen noch weit oberhalb der angegebenen Maximalbelastung von 80 MPa verwendet werden können. Bei diesen Belastungen ist die Verwendung von gehärteten Wellen empfohlen.

Neben den hier vorgestellten Wellenwerkstoffen wurden viele andere untersucht. Falls der von Ihnen vorgesehene Wellenwerkstoff in den hier vorgestellten Versuchsergebnissen nicht enthalten ist, sprechen Sie uns bitte an.

- ☑ Abb. 2.7 bis 2.9
- ▶ Wellenwerkstoffe, S. 1.30

**Einbautoleranzen**

iglidur® G-Gleitlager sind Standardlager für Wellen mit h-Toleranz (empfohlen mindestens h9). Die Lager sind ausgelegt für das Einpressen in eine H7-tolerierte Aufnahme. Nach dem Einbau in eine Aufnahme mit Nennmaß stellt sich der Innendurchmesser der Lager mit E10-Toleranz selbständig ein.

- ▶ Prüfverfahren, S. 1.35

**Chemikalienbeständigkeit**

iglidur® G-Gleitlager haben eine gute Beständigkeit gegen Chemikalien. Sie sind gegen die meisten Schmierstoffe beständig. Von den meisten schwachen organischen und anorganischen Säuren wird iglidur® G nicht angegriffen. Die Feuchtigkeitsaufnahme von iglidur® G-Gleitlagern beträgt im Normalklima etwa 1%. Die Sättigungsgrenze im Wasser liegt bei 5%. Dies muss bei entsprechenden Einsatzbedingungen berücksichtigt werden.

- ☑ Abb. 2.10
- ▶ Chemikallentabelle, S. 70.2

Lebensdauerberechnung, 3-D-CAD-Daten und weitere Informationen ▶ [www.igus.de/de/g](http://www.igus.de/de/g)



## iglidur® G | technische Daten

### Radioaktive Strahlen

Gleitlager aus iglidur® G sind strahlenbeständig bis zu einer Strahlungsintensität von  $3 \times 10^5$  Gy.

### UV-Beständigkeit

iglidur® G-Gleitlager sind gegen UV-Strahlen dauerhaft beständig.

### Vakuum

Im Vakuum gasen iglidur® G-Gleitlager aus. Der Einsatz im Vakuum ist nur für trockene Lager möglich.

### Elektrische Eigenschaften

iglidur® G-Gleitlager sind elektrisch isolierend.

### Anwendungsbeispiele



Bild 2.7: iglidur®-Gleitlager bewähren sich in Bedienhebeln und Pedalen von Acker-schleppern und Baufahrzeugen.



Bild 2.8: Zu hoher Staubbelastung kommt es bei den Absaugklappen an Fräsauto-maten.

Durchmesser d1 [mm]	Weile h9 [mm]	iglidur® G E10 [mm]
bis 3	0-0,025	+0,014 +0,054
> 3 bis 6	0-0,030	+0,020 +0,068
> 6 bis 10	0-0,036	+0,025 +0,083
> 10 bis 18	0-0,043	+0,032 +0,102
> 18 bis 30	0-0,052	+0,040 +0,124
> 30 bis 50	0-0,062	+0,050 +0,150
> 50 bis 80	0-0,074	+0,060 +0,180
> 80 bis 120	0-0,087	+0,072 +0,212
> 120	0-0,100	+0,085 +0,245

Tabelle 2.5: Wichtige Toleranzen für iglidur® G-Gleitlager nach ISO 3547-1 nach dem Einpressen

Medium	Beständigkeit
Alkohole	+ bis 0
Kohlenwasserstoffe	+
Fette, Öle, nicht additiviert	+
Kraftstoffe	+
verdünnte Säuren	0 bis -
starke Säuren	-
verdünnte Basen	+
starke Basen	0

Tabelle 2.6: Chemikalienbeständigkeit von iglidur® G – detaillierte Liste ab Seite 70.2

+ beständig 0 bedingt beständig - unbeständig  
Alle Angaben bei Raumtemperatur [20°C]

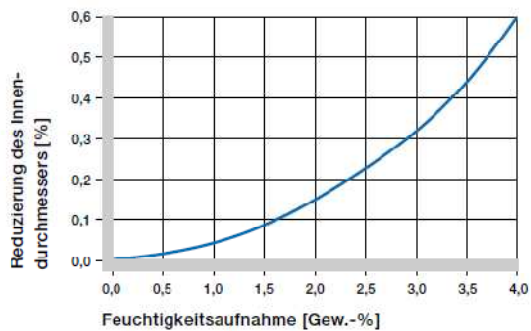


Abb. 2.10: Einfluss der Feuchtigkeitsaufnahme von iglidur® G-Gleitlagern

iglidur® G	
spezifischer Durchgangswiderstand	> $10^{11} \Omega \text{cm}$
Oberflächenwiderstand	> $10^{11} \Omega$

Tabelle 2.7: Elektrische Eigenschaften von iglidur® G

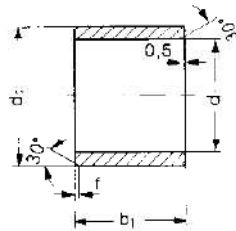


Bild 2.6: Im Test für diese Anwendungen in Pneumatikzylindern mussten Gleitwege bis 3.000 km zurückgelegt werden.

Navigationselemente: +, -, i, mm, Inch

Lebensdauerberechnung, 3-D-CAD-Daten und weitere Informationen ► [www.igus.de/de/g](http://www.igus.de/de/g)

iglidur® G | zylindrische Gleitlager | mm



Angaben in mm

Aufbau der Bestellnr.:  
G S M-0810-16



Fase in Abhängigkeit von d1

d1 [mm]:	Ø 1-6	Ø 6-12	Ø 12-30	Ø > 30
f [mm]:	0,3	0,5	0,8	1,2

Abmessungen nach ISO 3547-1  
und Sonderabmessungen

Bestellnummer	d1	d1-Toleranz*	d2	b1 h13	Bestellnummer	d1	d1-Toleranz*	d2	b1 h13
GSM-0810-16	8,0	+0,025 +0,003	10,0	16,0	GSM-1315-075	13,0	+0,032 +0,102	15,0	7,5
GSM-0810-20	8,0	+0,025 +0,003	10,0	20,0	GSM-1315-10	13,0	+0,032 +0,102	15,0	10,0
GSM-0810-22	8,0	+0,025 +0,003	10,0	22,0	GSM-1315-15	13,0	+0,032 +0,102	15,0	15,0
GSM-0911-06	9,0	+0,025 +0,003	11,0	6,0	GSM-1315-20	13,0	+0,032 +0,102	15,0	20,0
GSM-1011-06	10,0	+0,013 +0,049	11,0	6,0	GSM-1315-25	13,0	+0,032 +0,102	15,0	25,0
GSM-1011-10	10,0	+0,013 +0,049	11,0	10,0	GSM-1416-03	14,0	+0,032 +0,102	16,0	3,0
GSM-1011-25	10,0	+0,013 +0,049	11,0	25,0	GSM-1416-06	14,0	+0,032 +0,102	16,0	6,0
GSM-1011-30	10,0	+0,013 +0,049	11,0	30,0	GSM-1416-08	14,0	+0,032 +0,102	16,0	8,0
GSM-1012-04	10,0	+0,025 +0,003	12,0	4,0	GSM-1416-10	14,0	+0,032 +0,102	16,0	10,0
GSM-1012-045	10,0	+0,025 +0,003	12,0	4,5	GSM-1416-12	14,0	+0,032 +0,102	16,0	12,0
GSM-1012-05	10,0	+0,025 +0,003	12,0	5,0	GSM-1416-15	14,0	+0,032 +0,102	16,0	15,0
GSM-1012-06	10,0	+0,025 +0,003	12,0	6,0	GSM-1416-20	14,0	+0,032 +0,102	16,0	20,0
GSM-1012-07	10,0	+0,025 +0,003	12,0	7,0	GSM-1416-25	14,0	+0,032 +0,102	16,0	25,0
GSM-1012-08	10,0	+0,025 +0,003	12,0	8,0	GSM-1516-15	15,0	+0,016 +0,059	16,0	15,0
GSM-1012-09	10,0	+0,025 +0,003	12,0	9,0	GSM-1517-04	15,0	+0,032 +0,102	17,0	4,0
GSM-1012-10	10,0	+0,025 +0,003	12,0	10,0	GSM-1517-10	15,0	+0,032 +0,102	17,0	10,0
GSM-1012-12	10,0	+0,025 +0,003	12,0	12,0	GSM-1517-12	15,0	+0,032 +0,102	17,0	12,0
GSM-1012-14	10,0	+0,025 +0,003	12,0	14,0	GSM-1517-15	15,0	+0,032 +0,102	17,0	15,0
GSM-1012-16	10,0	+0,025 +0,003	12,0	16,0	GSM-1617-20	16,0	+0,032 +0,102	17,0	20,0
GSM-1012-17	10,0	+0,025 +0,003	12,0	17,0	GSM-1517-25	15,0	+0,032 +0,102	17,0	25,0
GSM-1012-20	10,0	+0,025 +0,003	12,0	20,0	GSM-1618-055	16,0	+0,032 +0,102	18,0	5,5
GSM-1213-12	12,0	+0,016 +0,059	13,0	12,0	GSM-1618-08	16,0	+0,032 +0,102	18,0	8,0
GSM-1213-15	12,0	+0,016 +0,059	13,0	15,0	GSM-1618-10	16,0	+0,032 +0,102	18,0	10,0
GSM-1214-04	12,0	+0,032 +0,102	14,0	4,0	GSM-1618-12	16,0	+0,032 +0,102	18,0	12,0
GSM-1214-05	12,0	+0,032 +0,102	14,0	5,0	GSM-1618-13.5	16,0	+0,032 +0,102	18,0	13,5
GSM-1214-06	12,0	+0,032 +0,102	14,0	6,0	GSM-1618-15	16,0	+0,032 +0,102	18,0	15,0
GSM-1214-08	12,0	+0,032 +0,102	14,0	8,0	GSM-1618-20	16,0	+0,032 +0,102	18,0	20,0
GSM-1214-10	12,0	+0,032 +0,102	14,0	10,0	GSM-1618-25	16,0	+0,032 +0,102	18,0	25,0
GSM-1214-12	12,0	+0,032 +0,102	14,0	12,0	GSM-1618-30	16,0	+0,032 +0,102	18,0	30,0
GSM-1214-14	12,0	+0,032 +0,102	14,0	14,0	GSM-1618-50	16,0	+0,032 +0,102	18,0	50,0
GSM-1214-15	12,0	+0,032 +0,102	14,0	15,0	GSM-1820-10	18,0	+0,032 +0,102	20,0	10,0
GSM-1214-20	12,0	+0,032 +0,102	14,0	20,0	GSM-1820-12	18,0	+0,032 +0,102	20,0	12,0
GSM-1214-25	12,0	+0,032 +0,102	14,0	25,0	GSM-1820-15	18,0	+0,032 +0,102	20,0	15,0
GSM-1215-06	12,0	+0,032 +0,102	15,0	6,0	GSM-1820-20	18,0	+0,032 +0,102	20,0	20,0
GSM-1215-22	12,0	+0,032 +0,102	15,0	22,0	GSM-1820-25	18,0	+0,032 +0,102	20,0	25,0
GSM-1216-10	12,0	+0,050 +0,160	16,0	10,0	GSM-1820-45	18,0	+0,032 +0,102	20,0	45,0
GSM-1216-20	12,0	+0,050 +0,160	16,0	20,0	GSM-1922-06	19,0	+0,040 +0,124	22,0	6,0
GSM-1315-070	13,0	+0,032 +0,102	15,0	7,0	GSM-1922-28	19,0	+0,040 +0,124	22,0	28,0

\* nach dem Einpressen; Messverfahren ▶ Seite 1.34 f.

Lebensdauerberechnung, 3-D-CAD-Daten und weitere Informationen ▶ [www.igus.de/de/g](http://www.igus.de/de/g)

Quelle: [www.igus.de](http://www.igus.de), Zugriff 02.10.2010

iglidur® G – Form S

mm

Telefon (0 22 03) 96 49-145  
Telefax (0 22 03) 96 49-334

+

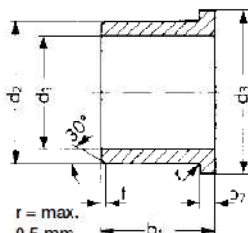
i

mm

Inch

2.9

iglidur® G | Gleitlager mit Bund | mm



Angaben in mm  
 Aufbau der Bestellnr.:  
**G F M-1516-025**

- G b1
- F d2
- M d1
- metrisch
- 0 Form
- 25 Werkstoff

Abmessungen nach ISO 3547-1  
 und Sonderabmessungen

Fase in Abhängigkeit von d1  
 d1 [mm]: Ø 1-6 | Ø 6-12 | Ø 12-30 | Ø > 30  
 f [mm]: 0,0 | 0,5 | 0,0 | 1,2

Bestellnummer	c1	d1-Toleranz*	d2	d3 d13	b1 h13	b2 -0,14
GFM-1516-025	15,0	+0,016 +0,050	16,0	20,0	2,5	0,5
GFM-1516-03	15,0	+0,016 +0,050	16,0	20,0	3,0	0,5
GFM-1516-15	15,0	+0,016 +0,050	16,0	20,0	15,0	0,5
GFM-1517-04	15,0	+0,032 +0,102	17,0	23,0	4,0	1,0
GFM-1517-045	15,0	+0,032 +0,102	17,0	23,0	4,5	1,0
GFM-1517-05	15,0	+0,032 +0,102	17,0	23,0	5,0	1,0
GFM-1517-09	15,0	+0,032 +0,102	17,0	23,0	9,0	1,0
GFM-1517-12	15,0	+0,032 +0,102	17,0	23,0	12,0	1,0
GFM-1517-17	15,0	+0,032 +0,102	17,0	23,0	17,0	1,0
GFM-1517-20	15,0	+0,032 +0,102	17,0	23,0	20,0	1,0
GFM-151824-32	15,0	+0,032 +0,102	18,0	24,0	32,0	1,5
GFM-1618-04	16,0	+0,032 +0,102	18,0	24,0	4,0	1,0
GFM-1618-06	16,0	+0,032 +0,102	18,0	24,0	6,0	1,0
GFM-1618-09	16,0	+0,032 +0,102	18,0	24,0	9,0	1,0
GFM-1618-12	16,0	+0,032 +0,102	18,0	24,0	12,0	1,0
GFM-1618-17	16,0	+0,032 +0,102	18,0	24,0	17,0	1,0
GFM-1618-21	16,0	+0,032 +0,102	18,0	24,0	21,0	1,0
GFM-1719-09	17,0	+0,032 +0,102	19,0	25,0	9,0	1,0
GFM-1719-25	17,0	+0,032 +0,102	19,0	25,0	25,0	1,0
GFM-1820-04	18,0	+0,032 +0,102	20,0	26,0	4,0	1,0
GFM-1820-06	18,0	+0,032 +0,102	20,0	26,0	6,0	1,0
GFM-1820-09	18,0	+0,032 +0,102	20,0	26,0	9,0	1,0
GFM-1820-11	18,0	+0,032 +0,102	20,0	26,0	11,0	1,0
GFM-1820-12	18,0	+0,032 +0,102	20,0	26,0	12,0	1,0
GFM-1820-17	18,0	+0,032 +0,102	20,0	26,0	17,0	1,0
GFM-1820-22	18,0	+0,032 +0,102	20,0	26,0	22,0	1,0
GFM-1820-30	18,0	+0,032 +0,102	20,0	26,0	30,0	1,0
GFM-1820-32	18,0	+0,032 +0,102	20,0	26,0	32,0	1,0
GFM-182022-06	18,0	+0,032 +0,102	20,0	22,0	6,0	1,0
GFM-1822-28	18,0	+0,032 +0,102	22,0	26,0	28,0	2,0
GFM-2021-20	20,0	+0,020 +0,072	21,0	25,0	20,0	0,5
GFM-2023-07	20,0	+0,040 +0,124	23,0	30,0	7,0	1,5
GFM-2023-11	20,0	+0,040 +0,124	23,0	30,0	11,5	1,5
GFM-2023-16	20,0	+0,040 +0,124	23,0	30,0	16,5	1,5
GFM-2023-21	20,0	+0,040 +0,124	23,0	30,0	21,5	1,5
GFM-202326-21	20,0	+0,040 +0,124	23,0	26,0	21,5	1,5
GFM-202328-15	20,0	+0,040 +0,124	23,0	28,0	15,0	1,5
GFM-222535-315	22,0	+0,040 +0,124	25,0	35,0	31,5	1,5

\* nach dem Einpressen; Messverfahren ▶ Seite 1.34 f.

Lebensdauerberechnung, 3-D-CAD-Daten und weitere Informationen ▶ [www.igus.de/de/g](http://www.igus.de/de/g)

Quelle: [www.igus.de](http://www.igus.de) , Zugriff 02.10.2010

G

iglidur® G – Form F

mm


Telefon (0 22 03) 96 49-145  
 Telefax (0 22 03) 96 49-334

+  
 I

I  
 mm

Inch

## Anhang C – Datenblatt der Dosenlibelle

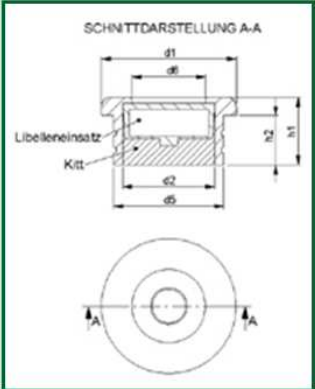


Hinweise zur Artikel-Nr. [siehe hier](#).

Die drei "X" stehen für die Empfindlichkeit (siehe Libelleneinsätze). Weiter werden noch drei weitere Stellen von uns für die gewünschte Ausführung, z.B. die Anzahl an Bohrungen, Farbe/Oberfläche oder sonstige Wünsche, angehängt (siehe Hinweise zur Artikel-Nr.).

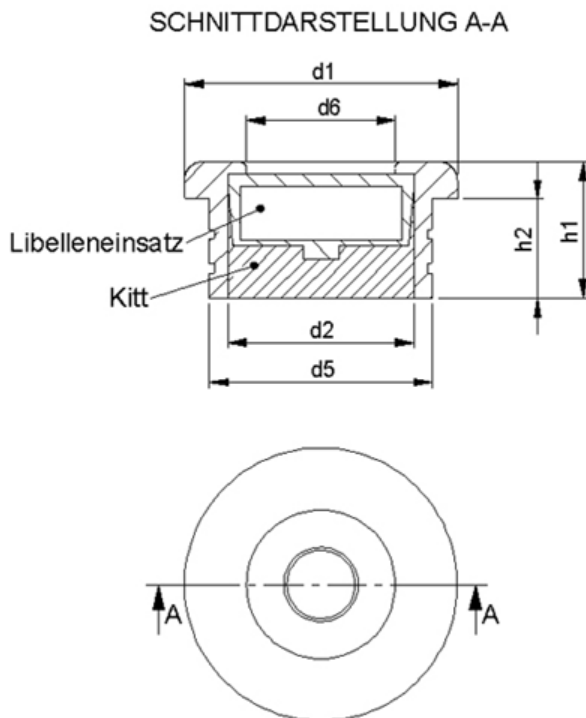
---

Modell 1003 - mit Rillen



Abmessungen in mm					
Artikel-Nr.	Ø	Höhe	Libellen-einsatz	Einlaß Ø	Höhe
1003-030 XXX	d1	h1	d2	d5	h2
1003-025 XXX	30	13	25	28	10
1003-022 XXX	25	12	18	20	9
1003-022 XXX	22	11	15	18	8
1003-020 XXX	20	10	15	18	8

Quelle: Website der Engelbert Hipp GmbH, Zugriff 29.10.2010

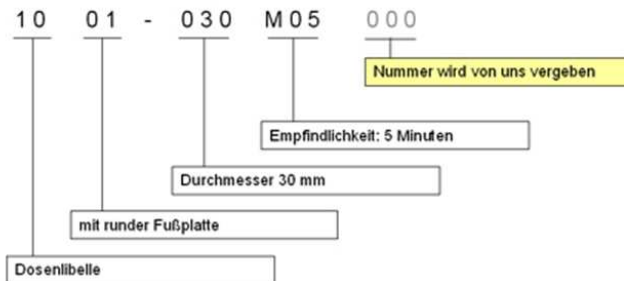


Quelle: Website der Engelbert Hipp GmbH, Zugriff 29.10.2010

### Aufbau der Artikel-Nr.

A	B	-	C	D	E
1 2	3 4	-	5 6 7	8 9 10	11 12 13

z.B.



"A" - Libellentyp

"B" - Libellenform

"C" - Durchmesser oder Länge in mm

"D" - Empfindlichkeit (G01 = 1°; M30 = 30°; S30 = 30°)

"E" - gewünschte Ausführung. Wird von uns vergeben.

Z.B. Farbe/Oberfläche, Bohrungen usw.

Quelle: Website der Engelbert Hipp GmbH, Zugriff 29.10.2010

# Anhang E – Übersichtstabelle Anzugsmomente

## Technische Informationen - Anzugsmomente

Die angegebenen Werte sind Maximalwerte, die Minimalwerte liegen um 7% niedriger.

Reibungskoeffizient:  $\mu = 0,14$

Hinter der Schraubgewindeabmessung steht die Ganghöhe des Gewindes in Klammern, falls es sich um ein normales Schraubgewinde handelt. Handelt es sich um ein feines Schraubgewinde, steht die Angabe nicht in Klammern.

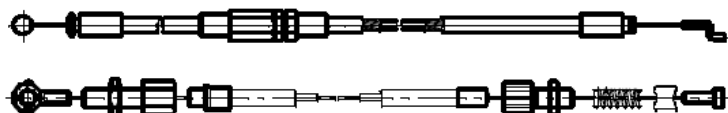
Anzugsmomente									
Schraubgewinde- abmessung		Anzugsmoment bei Materialqualität			Schraubgewinde- abmessung		Anzugsmoment bei Materialqualität		
		6,9	8,8	10,9			6,9	8,8	10,9
M3	(x 0,5)	1,1Nm	1,3Nm	1,8Nm	M17	x 1	240Nm	290Nm	410Nm
M3,5	(x 0,6)	1,6Nm	1,9Nm	2,7Nm	M17	x 1,5	230Nm	270Nm	380Nm
M4	(x 0,7)	2,4Nm	2,9Nm	4,1Nm	M18	(x 2,5)	240Nm	290Nm	400Nm
M4,5	(x 0,75)	3,5Nm	4,1Nm	5,8Nm	M18	x 1	290Nm	340Nm	460Nm
M5	(x 0,8)	4,8Nm	5,7Nm	8,1Nm	M18	x 1,5	270Nm	320Nm	450Nm
M6	(x 1)	8,4Nm	9,9Nm	14Nm	M18	x 2	260Nm	300Nm	430Nm
M7	(x 1)	14Nm	16Nm	23Nm	M20	(x 2,5)	340Nm	400Nm	570Nm
M8	(x 1,25)	21Nm	24Nm	34Nm	M20	x 1	400Nm	470Nm	670Nm
M8	x 1	22Nm	26Nm	37Nm	M20	x 1,5	380Nm	450Nm	630Nm
M10	(x 1,5)	40Nm	48Nm	68Nm	M20	x 2	360Nm	430Nm	600Nm
M10	x 0,75	48Nm	57Nm	80Nm	M22	(x 2,5)	460Nm	550Nm	770Nm
M10	x 1	45Nm	54Nm	75Nm	M22	x 1	530Nm	630Nm	890Nm
M10	x 1,25	43Nm	51Nm	72Nm	M22	x 1,5	510Nm	600Nm	850Nm
M12	(x 1,75)	71Nm	85Nm	120Nm	M22	x 2	490Nm	570Nm	810Nm
M12	x 1	82Nm	97Nm	135Nm	M24	(x 3)	590Nm	700Nm	980Nm
M12	x 1,25	79Nm	93Nm	130Nm	M24	x 1	700Nm	830Nm	1170Nm
M12	x 1,5	75Nm	89Nm	125Nm	M24	x 1,5	670Nm	800Nm	1120Nm
M14	(x 2)	115Nm	135Nm	190Nm	M24	x 2	650Nm	770Nm	1080Nm
M14	x 1	135Nm	160Nm	220Nm	M25	x 1	800Nm	950Nm	1330Nm
M14	x 1,25	130Nm	165Nm	216Nm	M26	x 1,6	770Nm	910Nm	1280Nm
M14	x 1,5	125Nm	150Nm	205Nm	M25	x 2	740Nm	870Nm	1230Nm
M15	x 1	160Nm	190Nm	270Nm	M27	(x 3)	880Nm	1040Nm	1460Nm
M15	x 1,5	150Nm	180Nm	260Nm	M27	x 1	1020Nm	1210Nm	1700Nm
M16	(x 2)	170Nm	210Nm	290Nm	M27	x 1,5	990Nm	1170Nm	1640Nm
M16	x 1	200Nm	240Nm	330Nm	M27	x 2	950Nm	1120Nm	1580Nm
M16	x 1,5	190Nm	220Nm	310Nm	M28	x 1	1150Nm	1360Nm	1910Nm

Quelle: [www.heyman.de](http://www.heyman.de), Zugriff 17.10.2010

## Anhang F – Katalogauszug für die Zusammenstellung des Bremsseiles



### Technischer Katalog



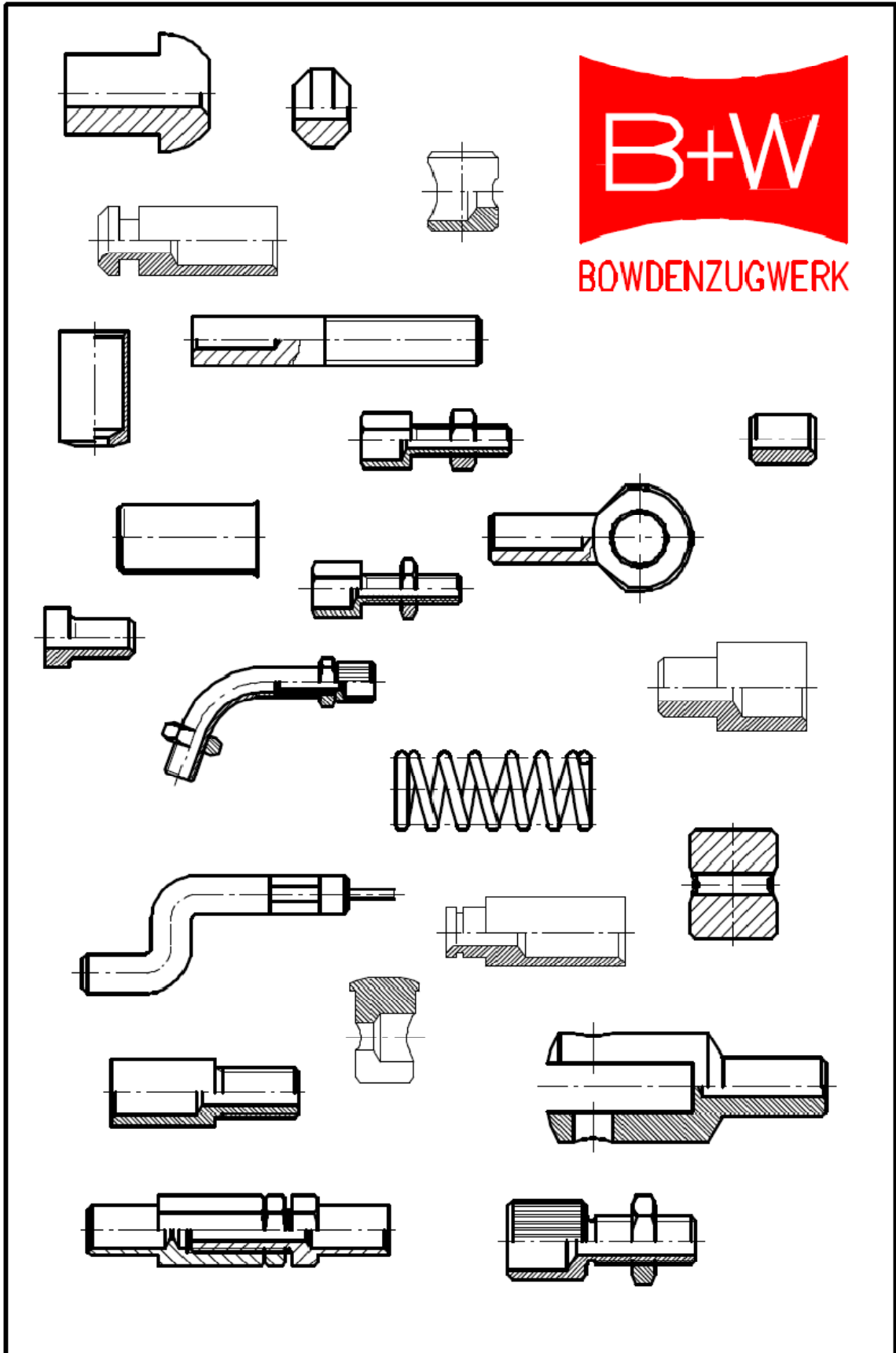
**BINDER + WÖHRLE** GmbH + Co. KG

Postfach 1146

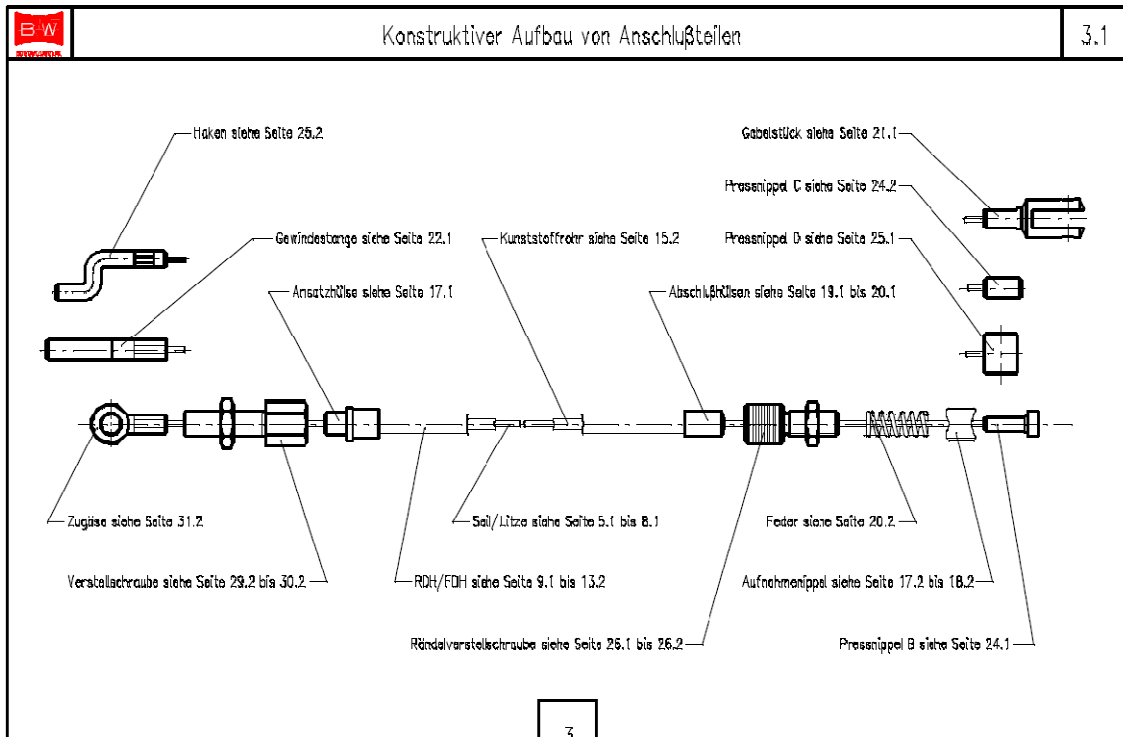
77750 Hausach

Telefon 07831/809-0

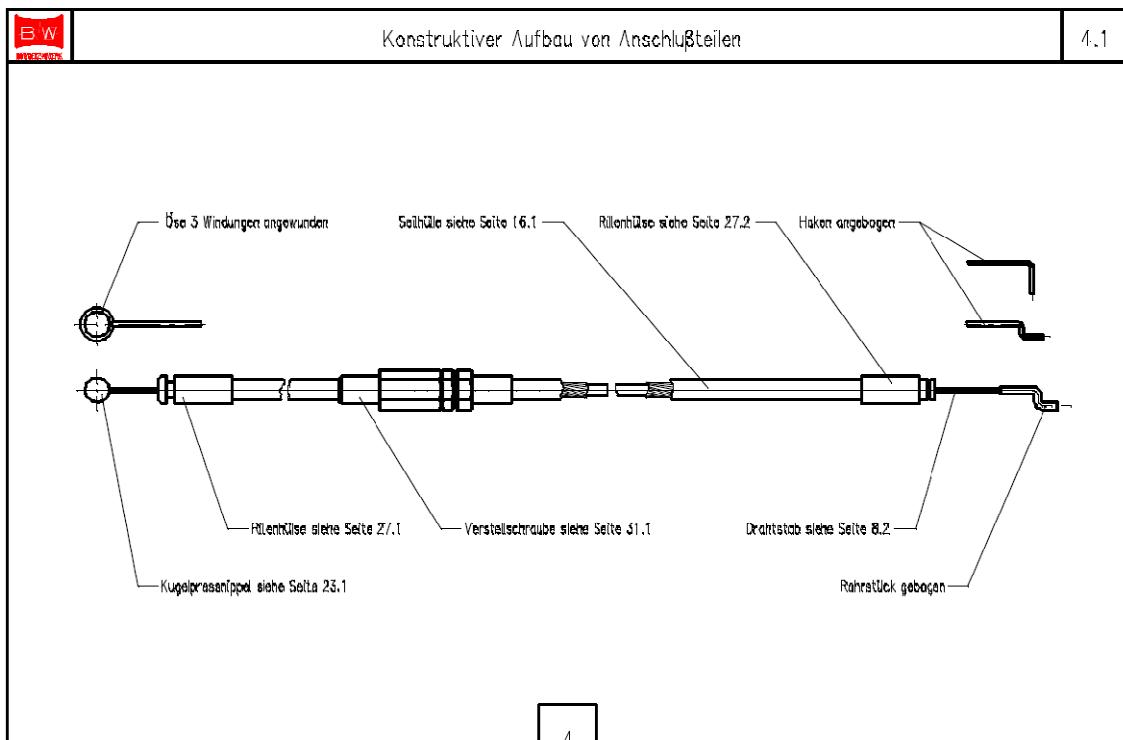
Telefax 07831/809-99










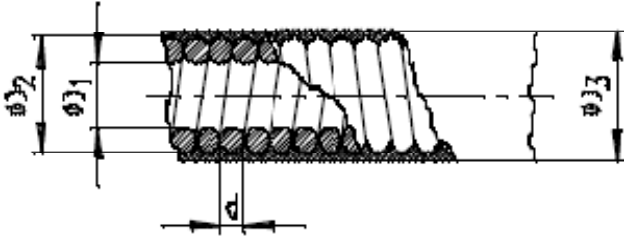
Quelle: [www.binder-woehrle.com](http://www.binder-woehrle.com), Zugriff 16.10.2010




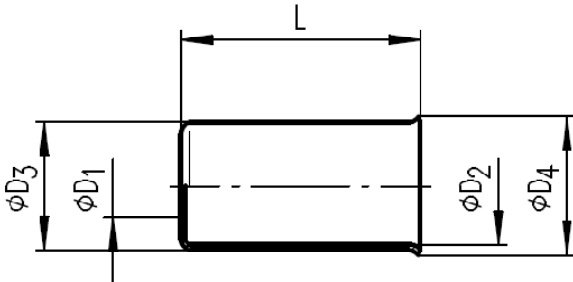
Quelle: [www.binder-woehrle.com](http://www.binder-woehrle.com), Zugriff 16.10.2010

		<b>Rundlitze 1x19 znk</b>				<b>5.1</b>	
<p><b>Ausführung:</b> Nach DIN 3051 Teil 4 dreh- und spannungsarm / DIN 71984 Teil 2</p> <p><b>Werkstoff:</b> Stahldrähte für Drahtseile nach DIN 2078 znk 1570 N/mm<sup>2</sup></p>							
		<p>Bestellbeispiel Litze <math>\phi 1,5-19</math>dr. Nr. 4.01.0000.006</p>					
<p>Sonderabmessungen auf Anfrage</p>							
Bestell.-Nr.	Nenn- $\phi$ $D_1$	Konstruktion	Rechnerische Bruchkraft in N	Mindest- bruchkraft in N	Gewicht kg/100m ca.	Bemerkung	
4.01.0000.002	1,00	19 x $\phi 0,20$	937	824	0,510		


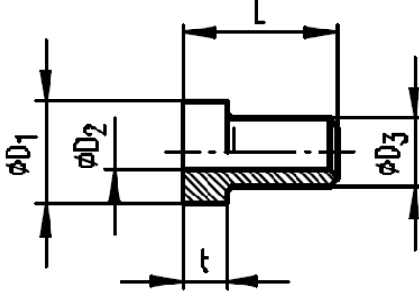
Quelle: www.binder-woehrle.com, Zugriff 16.10.2010

		<b>Runddrahthülle blank, ummantelt</b>				<b>10.2</b>	
<p><b>Ausführung:</b> Nach DIN 71984 Teil 3</p> <p><b>Werkstoff:</b> Stahldrähte für Drahtseile nach DIN 2078 bk 1860/2260 N/mm<sup>2</sup> Ummantlung PVC (andere Kunststoffstoffe auf Anfrage)</p>							
		<p>Bestellbeispiel RDH <math>\phi 4,0 \times \phi 3,5 \times \phi 1,5</math>-bk-PVC Nr. 5.01.0000.140</p>					
<p>Sonderabmessungen auf Anfrage</p>							
Bestell.-Nr.	Nenn- $\phi$ $D_3$	Nenn- $\phi$ $D_2$	Nenn- $\phi$ $D_1$	c	Gewicht kg/100m ca.	Fabrikations- länge max./m	Bem.
5.01.0000.140	4,00	3,50	1,50	1,00	5,454	50	

Quelle: www.binder-woehrle.com, Zugriff 16.10.2010

		Blechhülse				19.1	
<p>Werkstoff: Stahl</p>  <p>Bestellbeispiel            Blechhülse <math>\phi 2,0</math> Nr. 2.07.0000.002            Sonderabmessungen auf Anfrage</p>							
Bestell.-Nr.	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>4</sub>	L	Gewicht kg/100St. ca.	Bemerkung
2.07.0000.002	2,0	4,1	4,8	5,2	11	0,037	

Quelle: [www.binder-woehrle.com](http://www.binder-woehrle.com), Zugriff 16.10.2010

		Pressnippel B					24.1	
<p>Ausführung: Nach DIN 71985 Teil 4 Form J</p> <p>Werkstoff: Stahl, Messing oder Zamak</p> <div style="text-align: center;">  </div> <p>Bestellbeispiel PB <math>\phi 6 \times 7 \times \text{Bohr.} \phi 1,4</math> Nr. 2.49.0000.003</p> <p>Sonderabmessungen auf Anfrage</p>								
Bestell.-Nr.	$D_1$	L	$D_2$	$D_3$	t	Gewicht kg/100St. ca.	Pressmaß $\phi D_1 \times \phi D_3 \times L$	Bemerkung
2.49.0000.003	6,0	7	1,4	4,0	2,5	0,089	$\phi 6 \times \phi 3,5 \times 8$	

Quelle: [www.binder-woehrle.com](http://www.binder-woehrle.com), Zugriff 16.10.2010

## Anhang G – Datenblatt der NivellierfüÙe

### 27702 Niveau-Ausgleichselemente

 drucken  PDF erzeugen  Technische Zeichnung

**Werkstoff:**  
Normalausführung 1.7225, Edelstahlausführung 1.4305.

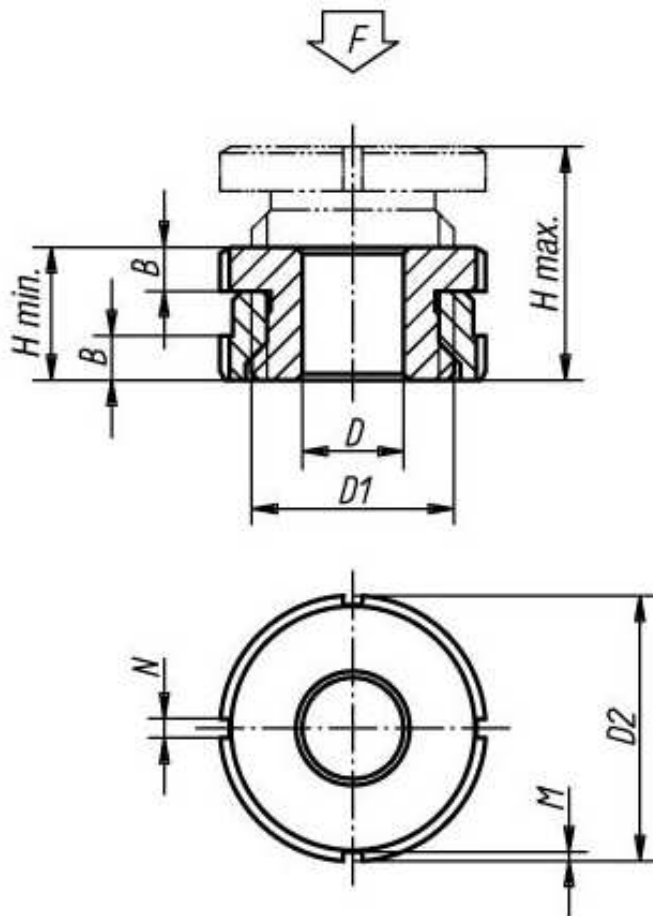
**Ausführung:**  
Normalausführung galvanisch verzinkt, blau chromatiert. Edelstahlausführung blank.

**Hinweis:**  
Das Niveau-Ausgleichselement findet dort Verwendung, wo es um die Aufstellung und das Ausrichten von Motoren, Aggregaten, Antriebselementen und FertigungsstraÙen geht. Der Vorteil eines Niveau-Ausgleichselementes ist seine geringe Bauhöhe. Mit dem Niveau-Ausgleichselement läÙt sich eine Ausrichtung auch bei mehreren Lagerstellen einfach und exakt vornehmen. Dadurch ist eine spannungsfreie Montage gewährleistet.



Bestelldaten														
Bestellnummer	Material	D	für Schraube	D1	D2	H min.	H max.	B	N	M	F kN	CAD	Preis	Bestellen
27702-0404	Stahl	4,5	M4	M15x1	25	15	19	5	4	2	40		21,64 €	
27702-0405	Stahl	5,5	M5	M15x1	25	15	19	5	4	2	40		21,64 €	
27702-0406	Stahl	6,6	M6	M15x1	25	15	19	5	4	2	40		21,64 €	
27702-0506	Stahl	6,6	M6	M20x1	32	18	23	6	4	2	65		22,94 €	
27702-0508	Stahl	9	M8	M20x1	32	18	23	6	4	2	65		22,94 €	
27702-0510	Stahl	11	M10	M20x1	32	18	23	6	4	2	65		22,94 €	
27702-0710	Stahl	11	M10	M30x1,5	45	22	29	7	5	2	120		23,48 €	

### Konstruktionsdaten



Quelle: [www.norelem.de](http://www.norelem.de), Zugriff 15.10.2010

# Anhang H – Datenblatt der Scharniere

**27852**  
**Scharniere**  
**aus Kunststoff**

drucken PDF erzeugen Technische Zeichnung

**Werkstoff:**  
 Thermoplast glasfaserverstärkt. Achse Edelstahl.

**Ausführung:**  
 Scharnier schwarz. Achse blank.

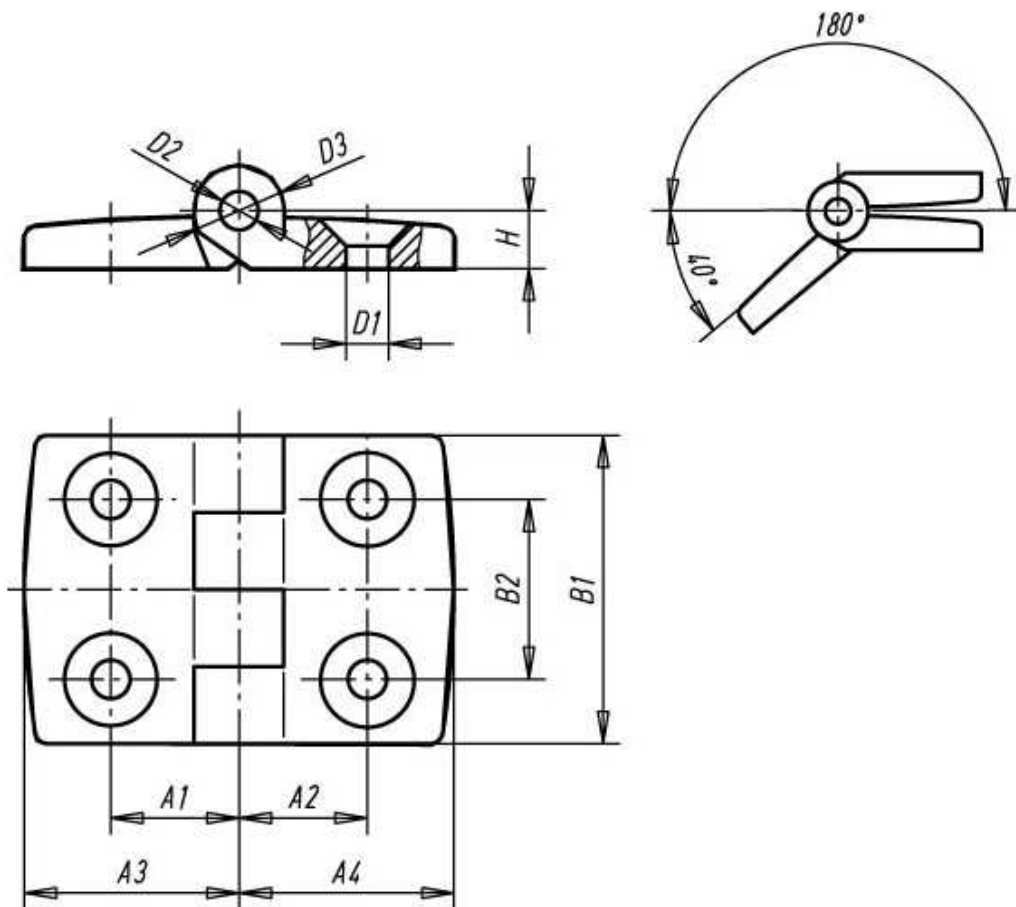
**Hinweis:**  
 Scharniere mit unterschiedlichen Flügellängen können rechts oder links eingesetzt werden.  
 Alle Scharniere können auf Anfrage auch mit Führungsnasen für die Nuten von Aluminiumprofilen (Nut 6, 8 und 10) geliefert werden. Sie erleichtern die Montage, sichern das Scharnier gegen Verdrehen und machen es belastbarer.

**Technische Hinweise:**  
[Download Seite 1](#)



Bestelldaten															
Bestellnummer	A1	A2	A3	A4	B1	B2	D1	D2	D3	H	Tragkraft N	Gewicht ca. kg	CAD	Preis	Bestellen
27852-201212	11,5	11,5	19,5	19,5	30	14	4,2	3	8	5,5	400	0,008		1,33 €	

**Konstruktionsdaten**



Quelle: [www.norelem.de](http://www.norelem.de), Zugriff 15.10.2010

## Anhang I – Datenblatt der Magnete für die Türen der Schutzabdeckung











### 09071 Flachgreifer mit Senkbohrung aus Oxit

 drucken  PDF erzeugen  Technische Zeichnung

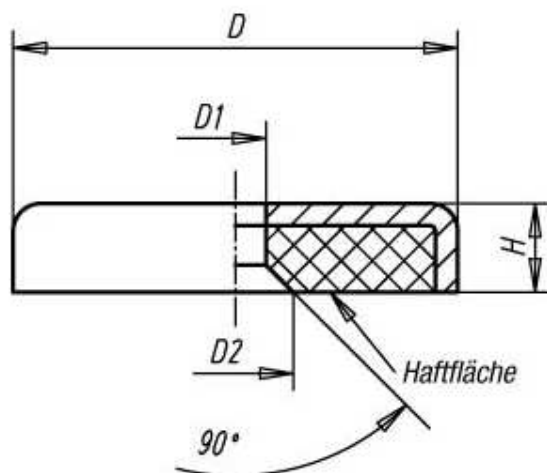
Ausführung:  
Geschirmtes System, Oberfläche verzinkt. Einsatztemperatur bis 200 °C.

Technische Hinweise:  
[Download Seite 1](#)



Bestelldaten									
Bestellnummer	D	D1	D2	H	Haftkraft N	Gewicht ca. g	CAD	Preis	Bestellen
09071-01	16 ±0,15	3,5	6,5	4,5	14	4		4,35 €	
09071-02	20 ±0,15	4,2	8,6	6	27	9		4,90 €	
09071-03	25 ±0,15	5,5	10,4	7	36	16		5,68 €	
09071-04	32 ±0,20	5,5	10,4	7	72	27		6,44 €	
09071-05	40 ±0,20	5,5	10,4	8	90	53		7,32 €	

### Konstruktionsdaten



Quelle: [www.norelem.de](http://www.norelem.de), Zugriff 15.10.2010

---

## **Anhang J – CD mit den Konstruktionsdaten**