

**Berechnung eines
Bremsatteladapters
für eine
Suzuki GSX 750/1100 SD Katana
(Baujahr 1983)**

Stand: Januar 2016

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	4
1.1	Suzuki GSX 750/1100 Katana (Baujahr 1983)	4
2	Statische und dynamische Lastverteilung	5
3	Kraft- und Momentengleichungen	6
4	Theoretisch maximale Bremsbeschleunigung	7
5	Technisch maximale Beschleunigung	8
5.1	Definition Kraftschlussbeiwert	8
5.2	Kraftschlussbeiwerte	9
5.3	Grenzfall der theoretisch und technisch möglichen Bremsbeschleunigung a_{\max} ...	9
6	Maximal mögliche vordere Bremskraft	10
7	Schwerpunktverteilung	11
8	Maximale Bremskraft an der Bremsscheibe	15
9	Minimale Dicke eines theoretischen Bremssatteladapters	17
9.1	Dicke einer rechteckigen Platte (Prinzip)	17
10	Vergleichsspannung nach Mises	19
10.1	Ebener Spannungszustand	19
10.2	Spannungen im Bremssattel-Adapter	20
11	Berechnung des Adapters für Suzuki GSX 750/1100 Katana	21
12	Material Werte für Aluminium	27
12.1	Aufstellung der Bremskomponenten	27
13	Fotos der Bremskomponenten (Vorderrad)	28
14	Anhang – Verbindungstechnik	31
14.1	Kraftschluss (Reibschluss)	31
14.2	Berechnung der Schraubenverbindungen	31
14.3	Schraubenwerte, Abmessungen, Sicherheitswerte zur Berechnung	32
14.4	Ergebnisse der Schraubenberechnung	33
15	Schraubenverbindungen	34
15.1	Gewinde-Nennwerte	34
15.2	Nachgiebigkeit der verspannten Teile	35
15.3	Klemmkraft	36
15.4	Gewindedurchmesser	36
15.5	Vorspannkraft	37
15.6	Kräfte in der Schraubenverbindung	38
15.7	Betriebskraftanteil	39
15.8	Spannungen	40
15.9	Anziehdrehmoment	41
15.10	Pressung	41
15.11	Sicherheitswerte für die Auslegung einer Schraubenverbindung	42

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Suzuki GSX 750/1100 SD Katana (Baujahr 1983).....	4
Abbildung 2: Kräfte und Abmessungen.....	5
Abbildung 3: Haftreibung, μ = Kraftschlussbeiwert.....	8
Abbildung 4: Darstellung der Schwerpunkte.....	11
Abbildung 5: Bremskraft in Abhängigkeit des Kraftschlussbeiwertes μ	11
Abbildung 6: Bremskraft in Abhängigkeit der Lage des Schwerpunktes (horizontal).....	12
Abbildung 7: Bremskraft in Abhängigkeit der vertikalen Lage des Schwerpunktes.....	12
Abbildung 8: Bremskraft an der Bremsscheibe.....	15
Abbildung 9: Effektiver Bremsscheibendurchmesser.....	15
Abbildung 10: Festigkeitsberechnung.....	17
Abbildung 11: 4-Kolben Brembo Bremssattel einer Ducati 916 Biposto.....	21
Abbildung 12: Entwurf der Distanzringe für die Bremsscheiben (rechts und links) Kennzeichnung der Distanzringe: R2DS.....	22
Abbildung 13: Entwurf des Bremssattel-Adapters für GSX 750/1100 Katana (rechte Seite) Kennzeichnung der Adapter: R2BA.....	23
Abbildung 14: Entwurf des Bremssattel-Adapters für GSX 750/1100 Katana (linke Seite)...	24
Abbildung 15: Angreifende Kräfte am Adapter für GSX 750/1100 Katana.....	25
Abbildung 16: Distanzring rechts.....	28
Abbildung 17: Distanzring (R2DS).....	28
Abbildung 18: Distanzring links.....	28
Abbildung 19: Distanzring (R2DS).....	28
Abbildung 20: Adapter R2BA.....	28
Abbildung 21: Bremssatteladapter (Rückseite).....	28
Abbildung 22: Bremssatteladapter links und rechts (R2BA).....	29
Abbildung 23: Bremsscheiben, Distanzringe, Bremssatteladapter, Schrauben links/rechts....	29
Abbildung 24: Bremsscheibe am Rad inkl. Distanzscheibe und Tachoschnecke.....	30
Abbildung 25: Bremsscheibe, Bremssattel-Adapter und Brembo-Bremssattel.....	30
Abbildung 26: Gewindeabmessungen.....	34
Abbildung 27: Druckkegel.....	36
Abbildung 28: Querkraft.....	36
Abbildung 29: Abmessungen metrisches ISO Gewinde.....	42

1 Einleitung

An dem im folgenden Kapitel vorgestellten Motorrad (Suzuki GSX 750/1100 Katana) sollen für die Vorderradbremse vom Original abweichende Bremssättel montiert werden. Das Motorrad stammt aus dem Jahr 1983 und es stehen keine modernen Bremssättel zur Verfügung, die an die Original-Haltepunkte der Gabel direkt angebracht werden können. Für viele Motorräder werden von unterschiedlichen Herstellern Adapter angeboten, mit deren Verwendung entsprechende Bremssättel an die jeweiligen Gabel-Haltepunkte der Motorräder angeschraubt werden können. Für das zu betrachtende Motorrad werden jedoch keinerlei Adapter angeboten.

Daher soll in diesem Dokument ein entsprechender Adapter entworfen und berechnet werden.

Bremssatteladapter bestehen in der Regel aufgrund ihres Gewichtes aus Aluminium (AW-6082 oder AW-7075). Im Folgenden sollen auf Basis der Materialkennzahlen (EN Norm) die notwendigen Stärken der Bremssatteladapter berechnet und gemäß der Berechnungen auch angefertigt werden.

1.1 Suzuki GSX 750/1100 Katana (Baujahr 1983)



Abbildung 1: Suzuki GSX 750/1100 SD Katana (Baujahr 1983)

Technische Daten der Suzuki GSX 750/1100 SD Katana

Eigenschaften	Technische Daten	Eigenschaften	Technische Daten
Typbezeichnung	GSX 750 / 1100 SD	Anzahl der Zylinder	4
Höchstgeschwindigkeit	220 km/h	Starteinrichtung	Elektrikstarter
Länge, Gesamt-	2250 / 2260 mm	Kühlung	Fahrtwind, Luft
Breite, Gesamt-	715 mm	Hubraum	747 / 1075 cm ³
Lenkerbreite	700 mm	Motorleistung	59 KW (79 PS) bei 9200 1/min 74 KW (100 PS) bei 8700 1/min
Höhe, Gesamt-	1195 / 1205 mm	Drehmoment	63 Nm bei 8400 1/min 85 Nm bei 6500 1/min
Sitzhöhe	775 mm	Verdichtungsverhältnis	9,8 : 1 / 9,5 : 1
Radstand	1520 mm	Bremse, vorn	Doppel-Scheibenbremse, hydraulisch
Bodenfreiheit	175 mm	Scheibendurchmesser	270 mm
Nachlauf des Vorderrades	120 mm	Bremsscheibendicke	5,0 mm
Lenkkopfwinkel	62 Grad	Bremsszylinder	Einkolben-Schwimmsattel
Leergewicht, trocken	228 / 232 kg	Bremse, hinten	Einzel-Scheibenbremse, hydraulisch
Leergewicht, fahrbereit	248 / 252 kg	Scheibendurchmesser	270 mm
Gesamtgewicht, zulässig	445 kg	Bremsscheibendicke	6 mm

2 Statische und dynamische Lastverteilung

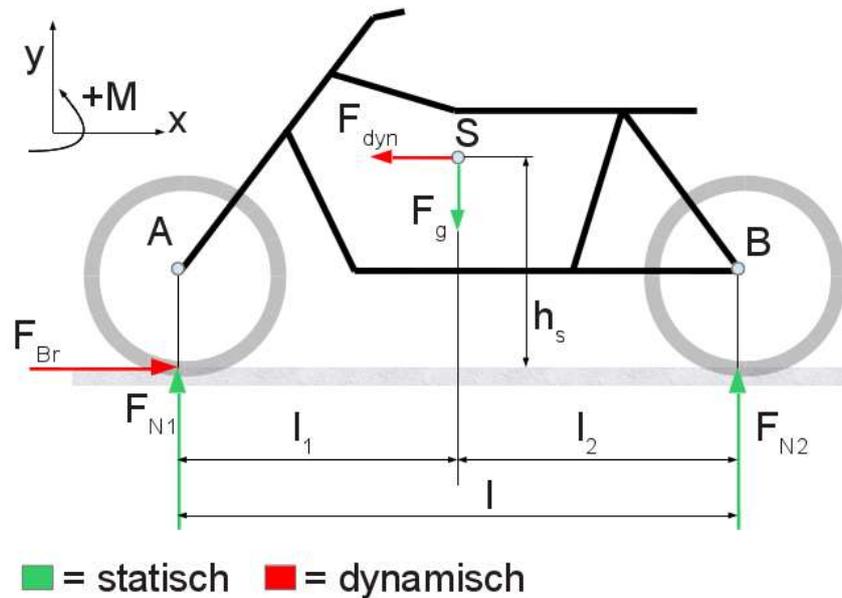


Abbildung 2: Kräfte und Abmessungen

S	=	Schwerpunkt
l	=	Achsabstand
m	=	Fahrzeugmasse
g	=	Erdbeschleunigung = $9,81 \text{ m/s}^2$
a	=	Bremsbeschleunigung
F_g	=	$m \cdot g$
F_{N1}	=	Normalkraft vorn
F_{N2}	=	Normalkraft hinten
F_{dyn}	=	$m \cdot a$

Die statische Belastung ist die Last auf einem Bauteil im Ruhezustand. Die dynamische Belastung dagegen ergibt sich aus den Beschleunigungen während der Bewegungsdynamik.

3 Kraft- und Momentengleichungen

Kräftegruppen befinden sich im (statischen) Gleichgewicht, wenn es keine resultierende Kraft und kein resultierendes Moment gibt.

$$F_{Gesamt} = 0 = \sum_{(i)} F_i \quad \text{und}$$

$$M_0 = 0 = \sum_{(i)} M_{0i} = \sum_{(i)} l_{0i} * F_i$$

Nach Vittore Cossalter^{1,2} gilt:

$$0 = F_{Br} - F_{dyn} \tag{1}$$

$$0 = F_{N1} + F_{N2} - F_g = F_{N1} + F_{N2} - m * g \tag{2}$$

$$0 = -l * F_{N1} + l_2 * F_g + h_s * F_{dyn} \quad , \text{ Momente um } B \tag{3}$$

$$\Rightarrow F_{N1} = F_g * \frac{l_2}{l} + F_{dyn} * \frac{h_s}{l}$$

$$F_{N1} = \underbrace{m * g * \frac{l_2}{l}}_{\text{statischer Anteil}} + \underbrace{m * a * \frac{h_s}{l}}_{\text{dynamischer Anteil}} \quad , \text{ Achskraft Front} \tag{4}$$

Gleichung (4) in Gleichung (1) einsetzen

$$0 = \frac{(F_g * l_2 + F_{dyn} * h_s)}{l} + F_{N2} - F_g$$

$$\Rightarrow F_{N2} = F_g - \frac{(F_g * l_2 + F_{dyn} * h_s)}{l}$$

$$= F_g * \left(1 - \frac{l_2}{l}\right) - \frac{h_s}{l} * F_{dyn}$$

$$= F_g * \frac{l_1}{l} - F_{dyn} * \frac{h_s}{l}$$

$$F_{N2} = \underbrace{m * g * \frac{l_1}{l}}_{\text{statischer Anteil}} - \underbrace{m * a * \frac{h_s}{l}}_{\text{dynamischer Anteil}} \quad , \text{ Achskraft Heck} \tag{5}$$

Beim Bremsen wird damit die Vorderachse um den dynamischen Anteil $m * a * \frac{h_s}{l}$ belastet während die Hinterachse um denselben Anteil entlastet wird.

¹ Vittore Cossalter, Motorcycle Dynamics, 2006 ISBN-10: 1430308613, ISBN-13: 978-1430308614

² Vittore Cossalter, Roberto Lot, About the motorcycle braking, <http://www.dinamoto.it/index.html>

4 Theoretisch maximale Bremsbeschleunigung

Bei der Bremsbeschleunigung handelt es sich um eine Beschleunigung, die entgegen der momentanen Bewegung eines Körpers – in diesem Fall einem Motorrad – entsteht.

Wird die hintere Achskraft $F_{N2} \leq 0$ (beginnender Überschlag), so wird die Achskraft F_{N1} und die Bremsbeschleunigung maximal.

$$F_{N2} = 0 = m * g * \frac{l_1}{l} - m * a * \frac{h_s}{l}$$

$$a = a_{\max Theor} = g * \frac{l_1}{h_s} \quad (6)$$

Setzt man Gleichung (6) in Gleichung (4) ein, so ergibt sich

$$F_{N1} = m * g * \frac{l_2}{l} + m * a * \frac{h_s}{l}$$

$$= m * g * \frac{l_2}{l} + m * g * \frac{h_s}{l} * \frac{l_1}{h_s}$$

$$F_{N1} = m * g \quad (7)$$

Die gesamte Fahrzeugmasse lastet bei $a_{\max Theor}$ auf dem Vorderrad.

5 Technisch maximale Beschleunigung

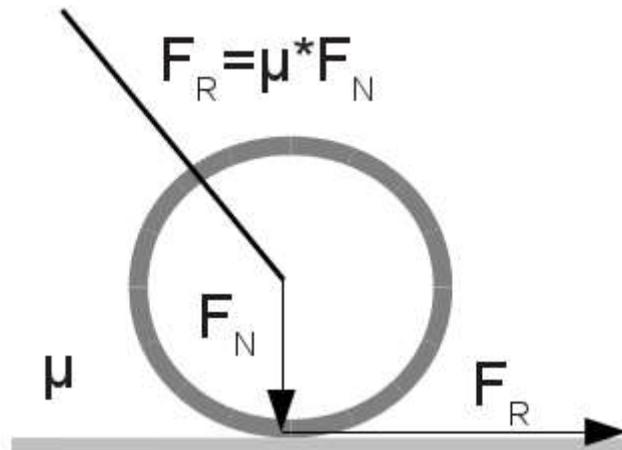


Abbildung 3: Haftreibung, μ = Kraftschlussbeiwert

5.1 Definition Kraftschlussbeiwert

Ein angetriebener oder gebremster Reifen hat gegenüber der Oberfläche, auf der er rollt, immer einen Schlupf. Dieser Schlupf ist bei kleinen übertragenen tangentialen Kräften so gering, dass er für viele Anwendungen vernachlässigt werden kann. Bei höherer Tangentialkraft nimmt der Schlupf zunächst schwach, dann immer stärker zu. Dies bedeutet, dass bei gegebenem Andruck eine maximale Tangentialkraft übertragen werden kann. Dies ähnelt dem Übergang von der Haftreibung zur Gleitreibung. Der Koeffizient zwischen der Tangentialkraft und der Normalkraft wird Kraftschlussbeiwert genannt. Sein Maximum gibt an, welche Kraft ein Reifen bei gegebener Normalkraft maximal als Antrieb, oder Bremskraft übertragen kann.

Mit $F_{N2} = 0$ und Gleichung (7) ergibt sich die Bremsbeschleunigung zu:

$$F_{Br} = \mu * (F_{N1} + F_{N2})$$

$$m * a = \mu * m * g$$

$$a = \mu * g$$

$$a = a_{\max Tech} = \mu * g \tag{8}$$

Die Bremsbeschleunigung wird durch den Kraftschlussbeiwert der Fahrbahn bestimmt.

5.2 Kraftschlussbeiwerte

Tabelle 1: Kraftschlussbeiwerte μ für trockene Fahrbahnen

Art	Wert	Quelle
griffige Landstraße	0,8	{1}
Rennstrecke	1,0 bis 1,4	{1}
Beton, Granitpflaster	0,7	{2}
Asphalt	0,6	{2}
Blaubasalt	0,55	{2}
Beton	0,6 bis 0,9	{3}
Asphalt	0,6 bis 0,8	{3}
Beton	bis 1,0	{4}

Quellen:

- {1} Institut für Zweiradsicherheit e.V., Essen - Dr.-Ing. Achim Kuschefski
(<http://www.ifz.de/tipps%20und%20Tricks/Grip.pdf>)
- {2} WABCO GmbH, (10% Schlupf)
(<http://inform.wabco-auto.com/intl/pdf/815/01/94/8150201943.pdf>)
- {3} Schulz, H. (10% Schlupf) - Landwirtschaftliche Fahrzeuge und Krane
(<http://www.kfztech.de/gast/zeuschner/kraftschluss.htm>)
- {4} Kirnich, G. (20% Schlupf) – (<http://www.kfztech.de/gast/zeuschner/kraftschluss.htm>)

5.3 Grenzfall der theoretisch und technisch möglichen

Bremsbeschleunigung a_{\max}

$$\begin{aligned}
 a_{\max \text{ Tech}} &= a_{\max \text{ Theor}} \\
 g * \mu &= g * \frac{l_1}{h_s} \\
 \mu &= \frac{l_1}{h_s} \tag{9}
 \end{aligned}$$

D.h. für $\mu = \frac{l_1}{h_s}$ wird der maximal nutzbare Kraftschlussbeiwert durch die Geometrie des Motorrades begrenzt. Um bsp. eine trockene Rennstrecke mit $\mu = 1,3$ ausnutzen zu können, müsste $h_s \leq \frac{l_1}{1,3}$ sein.

6 Maximal mögliche vordere Bremskraft

Mit Gleichung (9) lassen sich zwei Fälle für die maximal mögliche vordere Bremskraft ableiten:

$$F_{Brv} = \text{Bremskraft vorne}$$

Begrenzung durch die Geometrie des Motorrades (Überschlag)

$$F_{Brv\max} = \mu_{\max} * F_{N1\max} = m * g * \frac{l_1}{h_s} \quad (10)$$

Begrenzung durch den Kraftschlussbeiwert (Wegrutschen des Vorderrades)

$$F_{Brv} = \mu * F_{N1} = \mu * \left(m * g * \frac{l_2}{l} + m * a * \frac{h_s}{l} \right)$$

mit Gleichung (4) und Gleichung (8) folgt daraus

$$F_{Brv} = m * g * \left(\frac{\mu * l_2}{l} + \frac{\mu^2 * h_s}{l} \right) \quad (11)$$

Technische Daten der Suzuki GSX 750/1100 Katana:

Motorrad	Gesamtlänge	Gesamtbreite	Gesamthöhe	Radstand	Sitzhöhe	Leergewicht
GSX 750/1100	226 cm	71,5 cm	120,5 cm	152 cm	77,5 cm	232 kg

7 Schwerpunktverteilung



Abbildung 4: Darstellung der Schwerpunkte

Das Zentrum aller Fahrzeugmassen wird in der Höhe, der Position zwischen Vorder- und Hinterrad und der Lage zur Längsachse definiert. Für eine bessere Handlichkeit wird versucht, alle schweren Anbauteile um den Maschinenschwerpunkt zu platzieren. Der Schwerpunkt des Fahrers muss dabei in die Konstruktion einbezogen werden, da diesem Faktor bei Motorrädern eine entscheidende Rolle zukommt. Fahrer und Maschine bilden nämlich einen Gesamtschwerpunkt.

Das zulässige Gesamtgewicht des Motorrads beträgt $m = 445 \text{ kg}$, dennoch soll im Folgenden mit $m = 460 \text{ kg}$ gerechnet werden.

Motorrad	m	l	l_1	l_2	h_s	Nutzbares μ_{\max}
GSX 750/1100	460 kg	152 cm	76 cm	76 cm	78 cm	0,5 - 1,3

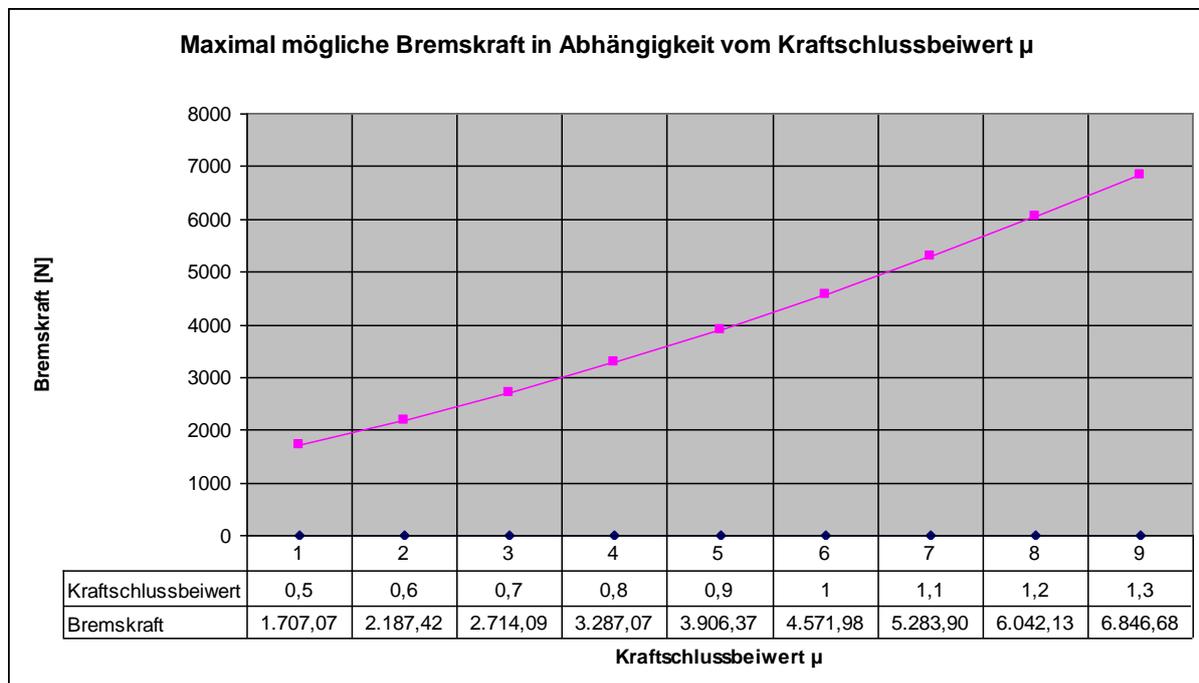


Abbildung 5: Bremskraft in Abhängigkeit des Kraftschlussbeiwertes μ

Motorrad	m	l	l_1 (variabel)	l_2 (variabel)	h_s	μ
GSX 750/1100	460 kg	152 cm	73 - 80 cm	79 - 72 cm	78 cm	0,8

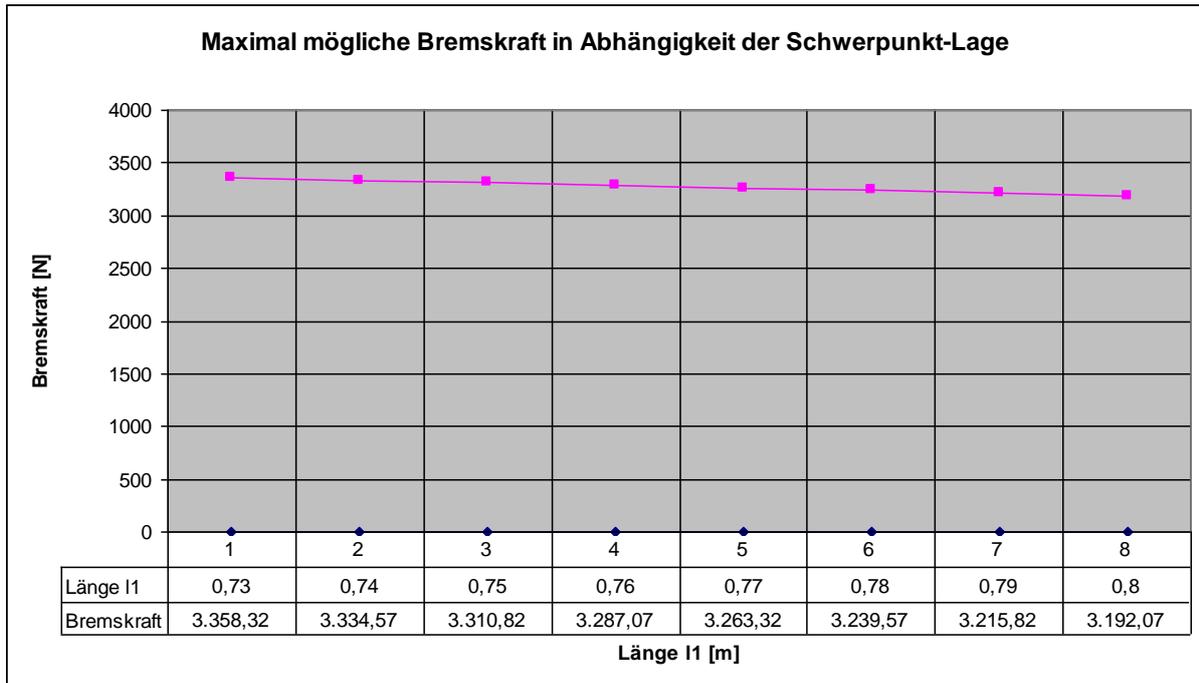


Abbildung 6: Bremskraft in Abhängigkeit der Lage des Schwerpunktes (horizontal)

Motorrad	m	l	l_1	l_2	h_s (variabel)	μ
GSX 750/1100	460 kg	152 cm	76 cm	76 cm	72 - 80 cm	0,8

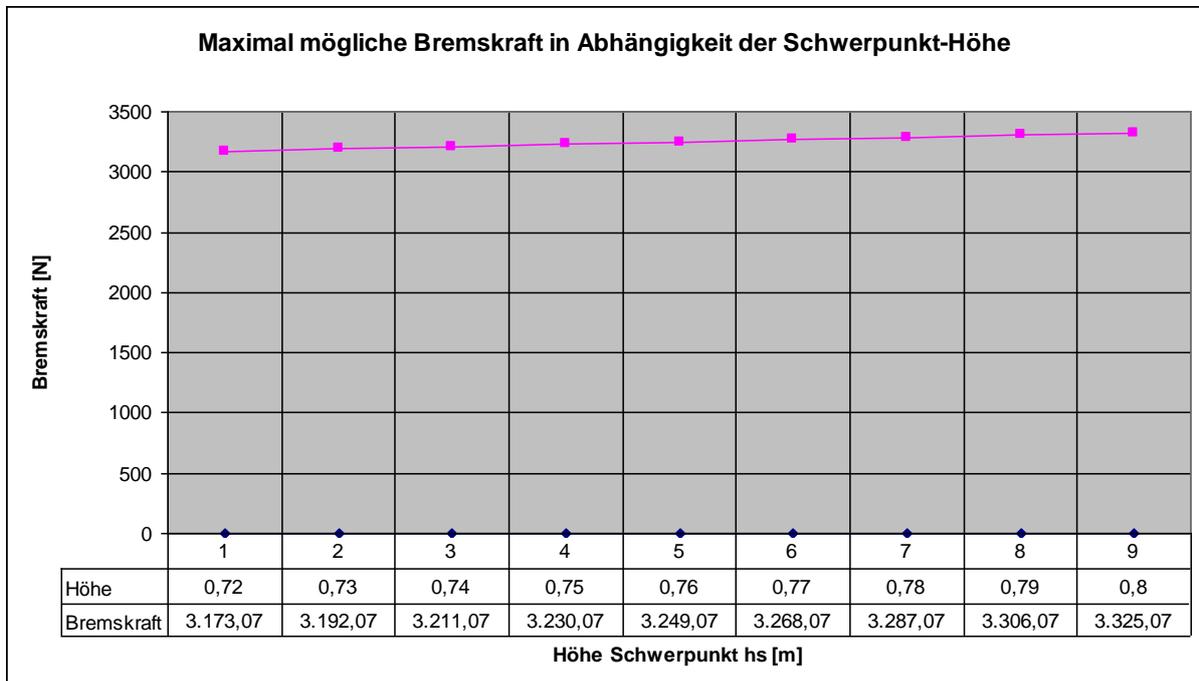


Abbildung 7: Bremskraft in Abhängigkeit der vertikalen Lage des Schwerpunktes

Voraussetzung: Beim Gewicht wurde von einem voll beladenen Motorrad ausgegangen (Fahrer, Beifahrer inkl. Gepäck).

Folgende Ergebnisse lassen sich damit aus den Diagrammen herleiten:

1. Mit steigendem Kraftschlussbeiwert μ steigt die maximal mögliche Bremskraft.
2. Mit Verschiebung des Schwerpunktes nach hinten sinkt die maximal mögliche Bremskraft bzw. mit Verschiebung nach vorn steigt die maximal mögliche Bremskraft.
Mit der Verschiebung des Schwerpunktes nach hinten wird die Last vom Vorderrad genommen. Die „Gefahr“ eines Abhebens des Hinterrades sinkt, jedoch steigt durch die Entlastung des Vorderrades die Möglichkeit eines Blockierens (des Vorderrades).
Im Gegenzug steigt durch die Verschiebung des Schwerpunktes nach vorn die maximal mögliche Bremskraft, jedoch auch die Gefahr des Abhebens des Hinterrades.
3. Mit der Vergrößerung der Schwerpunkt-Höhe steigt gleichzeitig die maximal mögliche Bremskraft. Auch hier spielt wieder die Möglichkeit einer höheren Belastung des Vorderrades die ausschlaggebende Komponente.

Im Folgenden soll daher gemäß einer „worst-case“ Annahme mit den aufgeführten Werten aus den Ergebnissen der Schwerpunktverteilung gerechnet werden:

Motorrad	m	l	l_1	l_2	h_s	μ
GSX 750/1100	460 kg	152 cm	72 cm	80 cm	80 cm	0,9

8 Maximale Bremskraft an der Bremsscheibe

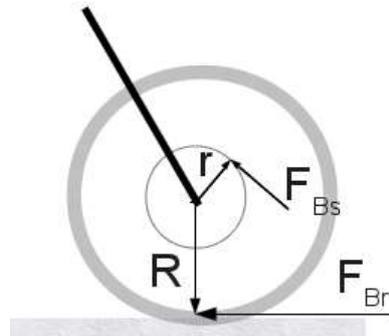


Abbildung 8: Bremskraft an der Bremsscheibe

$$M_0 = 0 = \sum_{(i)} M_{0i} = \sum_{(i)} l_{0i} * F_i$$

$$\Rightarrow F_{Br} * R = F_{Bs} * r$$

R = Radius Rad, r = Radius Bremsscheibe

Bremskräfte vorn:

$$F_{Brsv \max} = m * g * \frac{l_1}{h_s} * \frac{R_v}{r_v} \quad , \text{ für } \left[\mu \geq \frac{l_1}{h_s} \right] \text{ mit (10)} \quad (12)$$

$$F_{Brsv} = m * g * \left(\frac{\mu * l_2}{l} + \frac{\mu^2 * h_s}{l} \right) * \frac{R_v}{r_v} \quad , \text{ für } \left[\mu \leq \frac{l_1}{h_s} \right] \text{ mit (11)} \quad (13)$$

R_v = Rad vorn, r_v = Bremsscheibe vorn

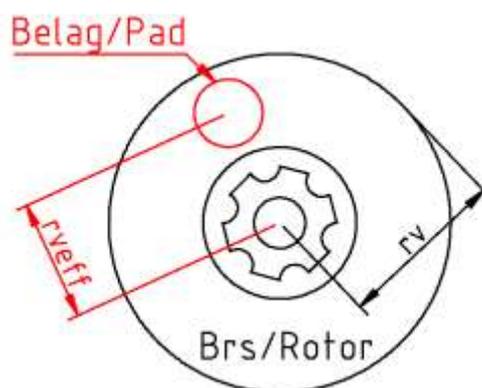


Abbildung 9: Effektiver Bremsscheibendurchmesser

Der effektiv wirksame Durchmesser r_{veff} der Bremsscheibe geht vom Achsmittelpunkt bis ungefähr zur Mitte des Bremsbelages. Dieser Wert wird für r_v in (12) und (13) benutzt. Zur Ermittlung der Kraft pro Bremsscheibe ist F_{Brsv} durch die Anzahl der Bremsscheiben zu teilen.

Motorrad	m	l	l_1	l_2	h_s	μ	R_v	r_{veff}
GSX 750/1100	460 kg	152 cm	72 cm	80 cm	80 cm	0,9	32 cm	11,3 cm

$$F_{Brsvmax} = m * g * \frac{l_1}{h_s} * \frac{R_v}{r_v}, \text{ für } \left[\mu \geq \frac{l_1}{h_s} \right]$$

$$F_{Brsvmax} = 460kg * 9,81 \frac{m}{s^2} * \frac{0,72m}{0,8m} * \frac{0,32m}{0,113m}$$

$$F_{Brsvmax} = 11.501,14 \frac{kgm}{s^2}$$

$$F_{Brsvmax} = 11.501,14N$$

9 Minimale Dicke eines theoretischen Bremssatteladapters

Herleitung und überschlägige Berechnung der Dicke des Bremssatteladapters und Biegespannung im Adapter unter Vernachlässigung des I_z Widerstandsmomentes (Widerstandsmoment in z-Richtung):

9.1 Dicke einer rechteckigen Platte (Prinzip)

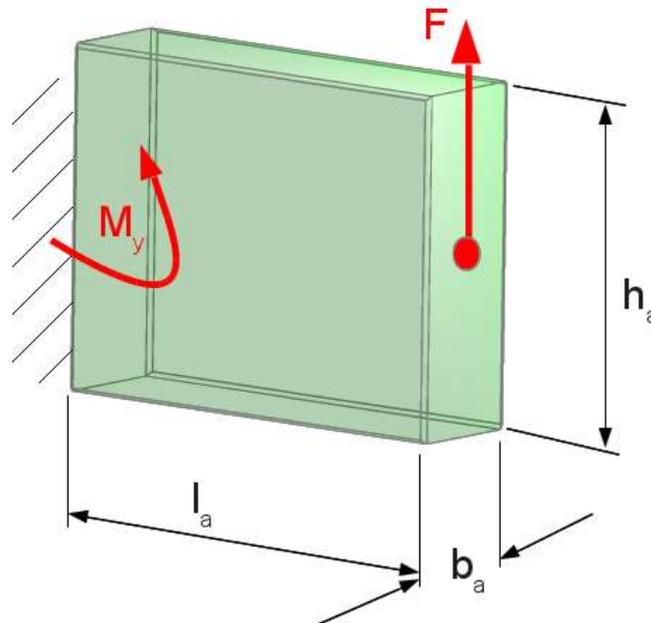


Abbildung 10: Festigkeitsberechnung

Als **Widerstandsmoment** W wird in der technischen Mechanik eine allein aus der Geometrie (Form und Maße) eines Balkenquerschnitts abgeleitete Größe bezeichnet. Sie ist ein Maß dafür, welchen Widerstand ein Balken bei Belastung der Entstehung innerer Spannungen entgegensetzt.

Bei der Belastung Biegen wird vom axialen oder Biege­widerstandsmoment W_{ax} gesprochen, beim Verwinden (Torsion) vom polaren oder Torsions­widerstandsmoment W_p .

Das Widerstandsmoment eines Querschnitts steht in einfachem geometrischen Zusammenhang mit dem Flächenträgheitsmoment, mit dessen Hilfe bei der Querschnitts-Bemessung die Verformung eines Balkens bei Belastung berechnet wird (Steifigkeit).

Widerstandsmoment und Flächenträgheitsmoment sind, in Abhängigkeit von den typischen Abmessungen geometrisch einfacher Flächen und standardisierter Materialprofile (z. B. Stahlprofile), in allgemeinen technischen Handbüchern enthalten, oft in gemeinsamen Tabellen.

Das Widerstandsmoment W ist definiert als:

$$W = \frac{I}{a_{\max}}$$

- I = Flächenträgheitsmoment
- a_{\max} = maximaler senkrechter Abstand der Randfaser (Querschnittsrand) zur neutralen (spannungsfreien) Faser. In der Randfaser treten die gesuchten maximalen Bauteilbeanspruchungen auf.
- Einheit des Widerstandsmoments ist m^3

Für symmetrische Querschnitte sind die Widerstandsmomente in den Randfasern parallel zur Symmetrieachse gleich. Deshalb sind auch die Spannungen in diesen Fasern gleich, wenn die Biegekräfte senkrecht zu dieser Symmetrieachse wirken.

Die in den Randfasern auftretenden maximalen Spannungen ermittelt man durch:

$$\sigma_{b\max} = \frac{M_y}{W_{ax}} = \frac{M_y}{I_{ax}} * a_{\max}$$

$\sigma_{b\max}$ = maximale Biegespannung,

M_y = Biegemoment,

I_{ax} = axiales Flächenträgheitsmoment.

Widerstandsmoment einer rechteckigen Platte

Für ein Rechteck mit der Breite b parallel zur y -Achse und der Höhe h ist das Widerstandsmoment bezüglich der Horizontalachse:

$$W_y = \frac{b * h^2}{6} \quad \text{und mit dem Schwerpunkt in der Mitte wird } a = \frac{h}{2}$$

$$\Rightarrow \sigma_b = \frac{M_y}{W_y} = \frac{6 * M_y}{b * h^2} \quad \text{mit } M_y = F_{Brsv} * l_a$$

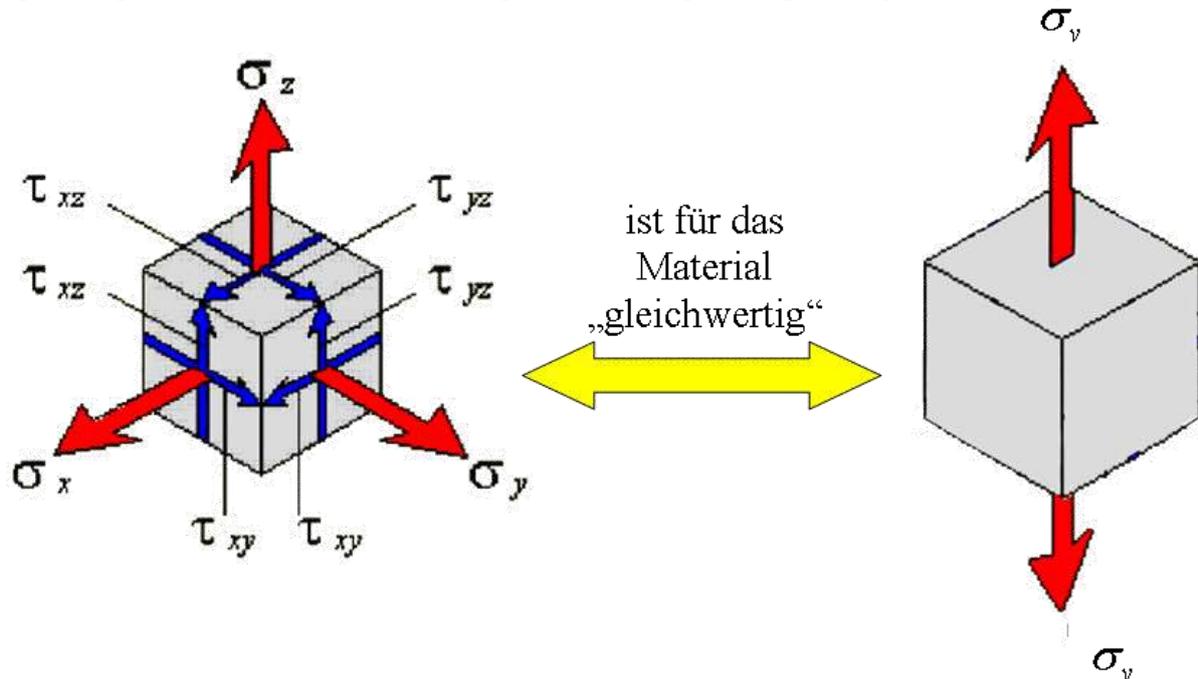
$$\Rightarrow \sigma_b = \frac{6 * F_{Brsv} * l_a}{b * h^2}$$

$$\Rightarrow b_a = \frac{6 * F_{Brsv} * l_a}{\sigma_{(zul)} * h_a^2} \tag{14}$$

10 Vergleichsspannung nach Mises

Nach der **Gestaltänderungshypothese**, auch **Gestaltänderungsenergiehypothese** (kurz: **GEH**) oder **Mises-Vergleichsspannung** genannt, tritt Versagen eines Bauteils dann auf, wenn die Gestaltänderungsenergie einen Grenzwert überschreitet (Verzerrungen bzw. Deformation). Verwendet wird diese Hypothese für zähe Werkstoffe (z.B. Stahl) unter ruhender und wechselnder Beanspruchung. Die Mises-Vergleichsspannung³ wird im Maschinenbau und im Bauwesen am häufigsten eingesetzt.

Die GEH ist so konstruiert, dass sich bei hydrostatischen Spannungszuständen (gleich große Spannungen in allen drei Raumrichtungen), eine Vergleichsspannung von Null ergibt.



10.1 Ebener Spannungszustand

Ein ebener Spannungszustand (zweiachsiger Spannungszustand) liegt dann vor, wenn in einem räumlichen Bauteil Spannungen nur in zwei Raumrichtungen auftreten.

Solch ein Spannungszustand wird z. B. bei Platten-Beanspruchung angenommen. Die Beanspruchung erfolgt nur senkrecht zur Flächenebene. Wenn die Plattenebene durch die x- und y-Koordinaten definiert ist, dann treten nur die Normalspannungen σ_x und σ_y auf, nicht aber die Normalspannung σ_z .

Andere ebene Spannungszustände sind Scheibenbeanspruchungen, bei denen die Beanspruchung in der Flächenebene erfolgt und Schalen, bei denen Platten- und Scheibenbeanspruchungen gemeinsam auftreten. Der ebene Spannungszustand ist immer eine Näherung. Bei einer Platte beispielsweise treten durch die Lasteinleitung senkrecht zur Ebene sehr wohl auch σ_z -Spannungen auf. Diese sind aber gegenüber den Biegespannungen so klein, dass sie vernachlässigt werden können.

³ <http://de.wikipedia.org/wiki/Vergleichsspannung>

Beschreibungen im ebenen Spannungszustand:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

σ_x, σ_y = Normalspannungen

τ_{xy} = Schubspannung

10.2 Spannungen im Bremssattel-Adapter

Nun greift die Bremskraft aber nicht direkt am Adapter, sondern an der Bremszange an. Für die zulässige Spannung in der Adapterplatte gilt daher.

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_l^2 + 3\tau_b^2} \quad (15)$$

σ_l = Längsspannung (in x-Richtung senkrecht zur Querschnittsfläche)

τ_b = Torsions- bzw. Biegespannung

y-Komponente = 0

Eine Bremsanlage wird in der Regel impulsförmig belastet. Die in einer Metallstruktur natürlich vorkommenden mikroskopischen Risse dürfen sich durch die auftretende Belastung nicht vergrößern. Die Vergleichsspannung muss daher immer kleiner gleich der Wechselbiegefestigkeit σ_{bW} des Materials sein. Eine impulsförmige Belastung bedeutet zusätzlich, dass das gewählte Material nicht zu spröde (Bruchdehnung) sein darf.

Zum Nachweis der Haltbarkeit einer Konstruktion muss daher immer gelten:

$$\sigma_{(v)} \leq \sigma_{bW} \quad , \quad \sigma_{bW} = \text{Wechselbiegefestigkeit des Materials in N/mm}^2$$

11 Berechnung des Adapters für Suzuki GSX 750/1100 Katana

Aufgrund der schmalen Felge der Suzuki Katana sowie des geringen Abstandes der Bremsscheiben zur Felge sollen entsprechend schmale 4-Kolben Brembo Bremszangen die originalen 1-Kolben Bremssättel der GSX 750/1100 Katana ersetzen. Im Original kommen diese Bremssättel an der Ducati 916 Biposto oder auch Ducati 900 Monster zum Einsatz.



Abbildung 11: 4-Kolben Brembo Bremssattel einer Ducati 916 Biposto

Gleichzeitig sollen Distanzringe einen entsprechenden Abstand zwischen Felge und Bremssattel sicherstellen. An der linken Seite des Vorderrades befindet sich die Tachoschnecke, die durch einen - auf der Aufnahme der Bremsscheibe - verschraubten „Steg“ vor Verschmutzungen und Beschädigungen geschützt wird. Aufgrund der Distanzringe kann der Original-Steg nicht benutzt werden. Der Steg wird daher direkt in den linken Distanzring integriert.

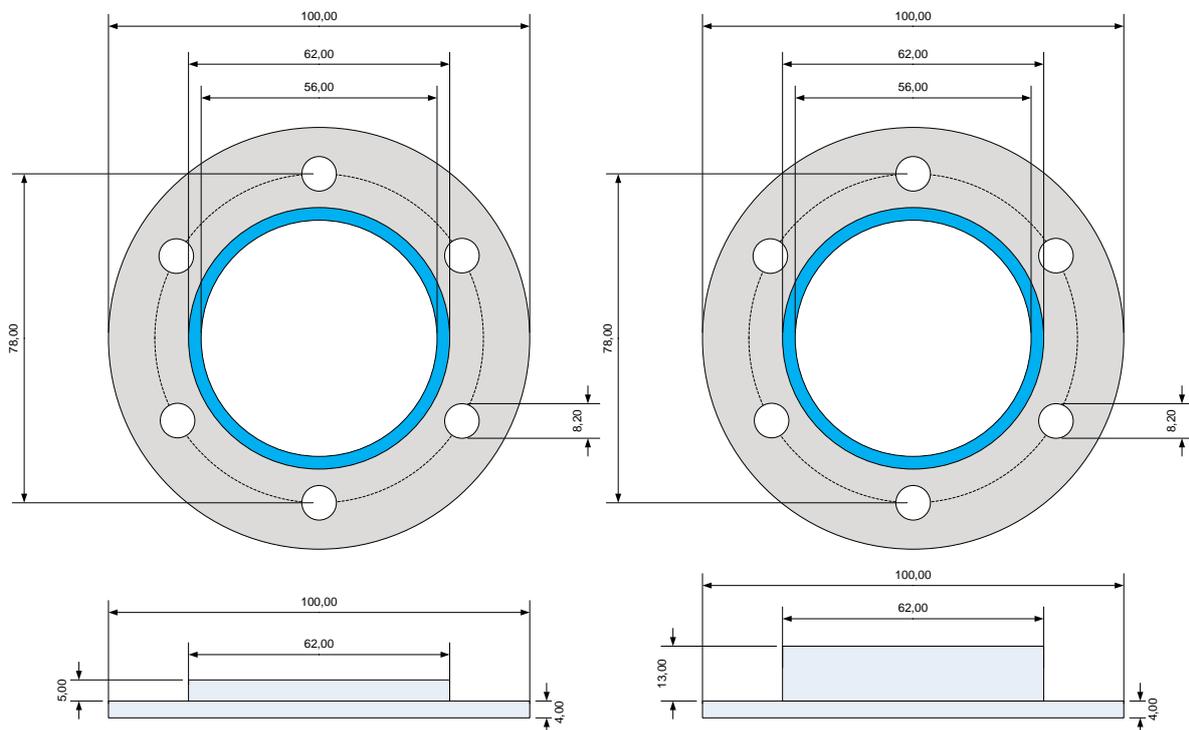


Abbildung 12: Entwurf der Distanzringe für die Bremsscheiben (rechts und links)
Kennzeichnung der Distanzringe: R2DS

Passend zu den Bremssätteln sollen aufgrund ihrer Vorteile neuartige „schwimmende“ Bremsscheiben (mit Floater) zum Einsatz kommen. Es gibt von verschiedenen Motorrädern Bremsscheiben mit identischen Schrauben-Maßen, die an die Felge der Suzuki GSX 1100 Katana angebaut werden können. Zu den Bremssätteln sollen entsprechende Bremsscheiben mit passendem Durchmesser verwendet werden.

Technische Eigenschaften der neuen Bremsscheibe im Vergleich mit den Daten der Suzuki GSX1100 Katana Bremsscheiben (Original):

Motorrad-Bremsscheibe	Lochung	Lochkreis	Versatz	Innenring	Durchmesser
GSX 750/1100 (Original)	6-Loch	78 mm	21 mm	58 mm	270 mm
Bremsscheibe mit Floater (Honda CBR 900 RR Fireblade)	6-Loch	78 mm	21 mm	58 mm	310 mm

Weitere Vorteile der Bremssättel als auch der neueren, größeren Bremsscheiben sind:

1. Die Bremssättel haben schmalere Bremsbacken jedoch mit einer längeren und somit großflächigeren Bremsfläche.
2. Der größere Durchmesser der Bremsscheibe bewirkt ein wandern des Mittelpunktes der Bremsfläche nach außen und vergrößert somit r_{veff} .

Fazit: Die an der Bremsscheibe angreifende (notwendige) maximale Bremskraft wird auf diese Weise reduziert.

Motorrad	m	l	l_1	l_2	h_s	μ	R_v	$r_{veff-Neu}$
GSX 750/1100	460 kg	152 cm	72 cm	80 cm	80 cm	0,9	32 cm	13,8 cm

$$F_{Brsv \max} = 460kg * 9,81 \frac{m}{s^2} * \frac{0,72m}{0,8m} * \frac{0,32m}{0,138m}$$

$$F_{Brsv \max} = 9.417,60N$$

Allein durch die Verwendung einer Bremsscheibe mit einem Durchmesser von 310 mm wird die an der Bremsscheibe angreifende und maximal notwendige Bremskraft für dasselbe Motorrad bereits um 18 % (ca. 2.000 N) verringert. Abbildung 14 stellt den Entwurf des Adapters dar. Auf der der Gabel zugewandten Seite befinden sich 2 x M10 Gewinde zur Befestigung des Adapters an der Vorderradgabel. Am Bremssattel selbst befinden sich M10 Gewinde, so dass am Adapter lediglich Bohrungen angebracht werden.

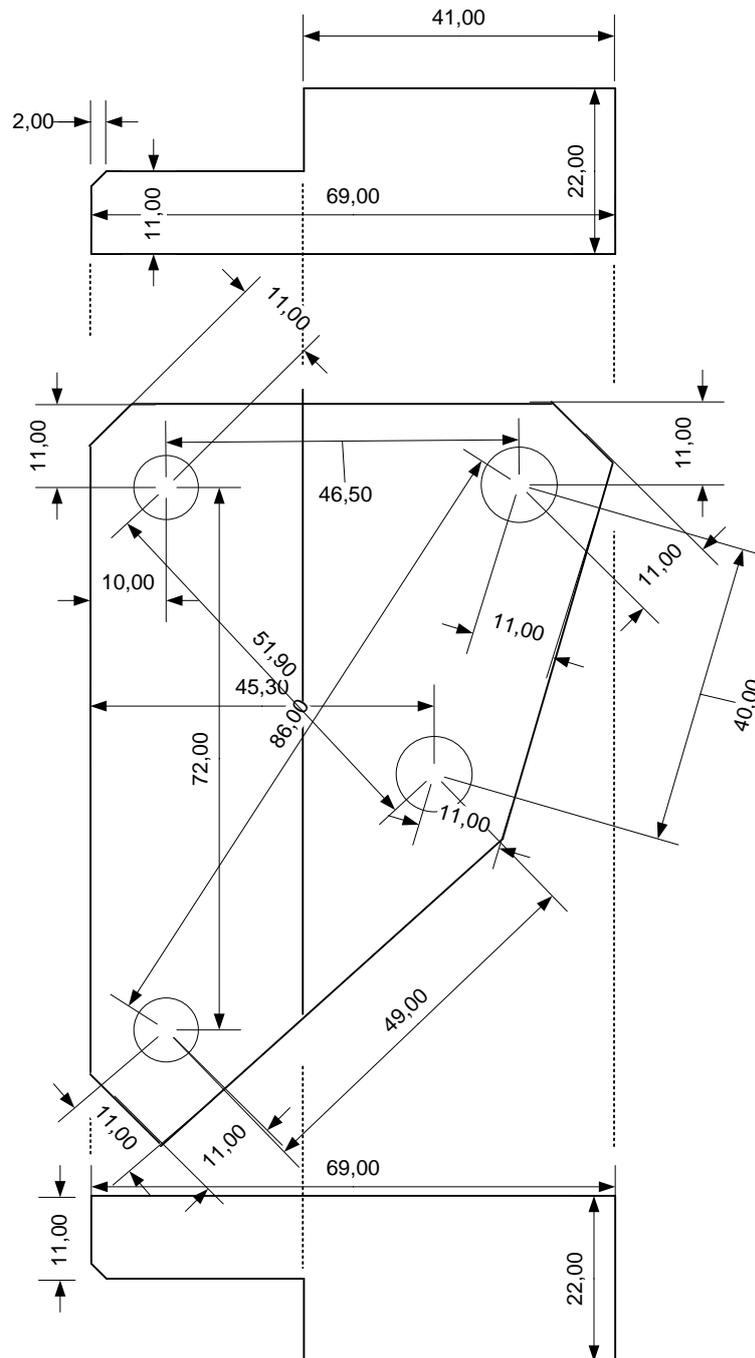


Abbildung 14: Entwurf des Bremssattel-Adapters für GSX 750/1100 Katana (linke Seite)
Kennzeichnung der Adapter: R2BA

Die folgende Tabelle gibt die Daten für die Berechnung des Adapters wieder (siehe auch Abbildung 13). Aufgrund der Materialeigenschaften soll sowohl für die Distanzringe der Bremscheiben als auch für die Bremssattel-Adapter Aluminium AW-7075 (siehe Kapitel 12 und Anhang mit Materialdaten) zum Einsatz kommen.

Motorrad	l_a	h_a	l_{Zange}	β	α	F_{Brsv}	$\sigma_{d(Al7075)}$
GSX 750/1100	46,5 mm	72 mm	62 mm	48°	21,2°	9.418 N	150 N/mm ²

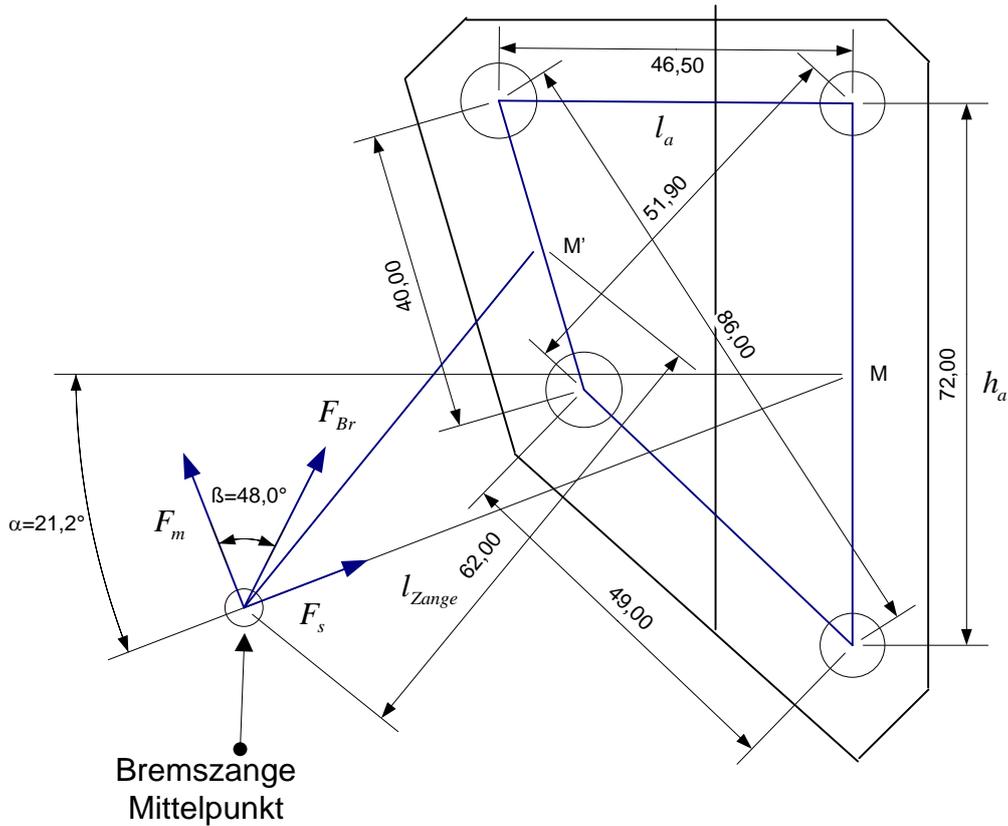


Abbildung 15: Angreifende Kräfte am Adapter für GSX 750/1100 Katana

Aus (14) und (15) ergibt sich mit:

$$F_s = F_{Brsv} * \sin(\beta)$$

Längskraft

$$F_m = F_{Brsv} * \cos(\beta)$$

Torsions- / Biegekraft

$$b_{as} = \frac{F_s}{h_a * \sigma_{bW}} = \frac{F_{Brsv} * \sin(\beta)}{h_a * \sigma_{bW}}$$

Notwendige Stärke durch F_s

$$b_{am} = \frac{6 * F_m * (l_a + l_z)}{\sigma_{bW} * h_a^2}$$

Notwendige Stärke durch F_m

$$= \frac{6 * F_{Brsv} * \cos(\beta) * (l_a + l_{Zange} * \cos(\alpha))}{\sigma_{bW} * h_a^2}$$

$$b_{atot} = \sqrt{b_{as}^2 + 3b_{am}^2} \quad (16)$$

$$b_{atot} = \sqrt{\left(\frac{F_{Brsv} * \sin(\beta)}{h_a * \sigma_{bW}} \right)^2 + 3 * \left(\frac{6 * F_{Brsv} * \cos(\beta) * (l_a + l_{Zange} * \cos(\alpha))}{\sigma_{bW} * h_a^2} \right)^2} \quad (17)$$

b_{atot} ist in diesem Fall die notwendige minimale Materialstärke, die die gesamten Bremskräfte - unterhalb von σ_{bW} des Materials - aufnehmen kann. Bei n Bremsscheiben (Adaptoren) wird

die Stärke pro Adapter durch $b_{aAdapter} = \frac{b_{atot}}{n}$ bestimmt.

Die in diesem Fall angreifende Kraft (für die GSX 750/1100 Katana) verteilt sich auf $n = 2$ vordere Bremsscheiben zu $9418 \text{ N}/2 = 4709 \text{ N}$ und mit (17) wird die minimale Stärke des Adapters für das genannte Material (Aluminium AW-7075):

$$b_{a(\text{Al7075})_{\text{tot}}} = \sqrt{\left(\frac{F_{\text{Brsv}} * \sin(\beta)}{h_a * \sigma_{bW}}\right)^2 + 3 * \left(\frac{6 * F_{\text{Brsv}} * \cos(\beta) * (l_a + l_{\text{Zange}} * \cos(\alpha))}{\sigma_{bW} * h_a^2}\right)^2}$$

$$b_{a(\text{Al7075})_{\text{tot}}} = \sqrt{\left(\frac{4709 \text{ N} * \sin(48^\circ)}{150 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 72 \text{ mm}}\right)^2 + 3 * \left(\frac{6 * 4709 \text{ N} * \cos(48^\circ) * (46,5 \text{ mm} + 62 \text{ mm} * \cos(21,2^\circ))}{150 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 72^2 \text{ mm}^2}\right)^2}$$

$$b_{a(\text{Al7075})_{\text{tot}}} = \sqrt{0,11 \text{ mm}^2 + 19,29 \text{ mm}^2}$$

$$b_{a(\text{Al7075})_{\text{tot}}} = \sqrt{19,40 \text{ mm}^2}$$

$$b_{a(\text{Al7075})_{\text{tot}}} = 4,40 \text{ mm}$$

Damit liegt die minimal notwendige Stärke des jeweiligen Adapters (links und rechts) aus Aluminium AW-7075 bei $b_{a(\text{Al7075})} = 4,40 \text{ mm}$.

Fazit:

Gewählt werden soll aufgrund der Positionen der Bremssättel und der Adapter sowie einer ausreichenden Reserve eine Materialstärke von mindestens 10 mm für die Adapter (siehe Maße in Abbildung 13 und Abbildung 14).

12 Material Werte für Aluminium

Auswahl an Aluminiumwerkstoffen (mechanische Materialeigenschaften):

Material	$R_{p0,2}$	σ_{bW}	Br	Z	S	E	Be
EN AW-2014 T6	380	100	7	1	5	4	4
EN AW-2017 T3	240		8	2	5	5	4
EN AW-5083 H111	120	110	10	2	2	4	4
EN AW-6012 T6	260	80	8	2	5	5	2
EN AW-6082 T6	255	95	10	2	2	3	2
EN AW-7022 T6	370	110	6	1	5	5	3
EN AW-7075 T6	485	150	7	2	5	5	3

$R_{p0,2}$ = Dehngrenze [N/mm²], σ_{bW} = Wechselbiegefestigkeit [N/mm²]

Br = Bruchdehnung [%]

Z = Zerspanung, S = Schweißen, E = Eloxieren, Be = Beschichten

1 sehr gut, 2 gut, 3 befriedigend, 4 ausreichend, 5 nicht geeignet

Der Korrosionsschutz ist bei den hochfesten Aluminiumwerkstoffen zu beachten.

Verwendung von EN AW-7075: **Luftfahrt, Speziallegierung für Werkzeugbau**

(Die Angaben beziehen sich auf die aktuell gültige Fassung der Europäischen Normen.)

12.1 Aufstellung der Bremskomponenten

Die folgende Auflistung beschreibt die Komponenten, die als Ersatz der Originalteile zum Einsatz kommen.

Komponente	Bezeichnung
Bremsscheibe	Lucas / TRW MSW-227 Außendurchmesser: 310 mm Innendurchmesser: 62 mm Anzahl Bohrungen: 6 Lochkreis: 78 mm Stärke der Scheibe: 5 mm Versatz: 21,5 mm Ausführung: schwimmend Verwendung: Honda CBR 900 RR Fireblade (SC33A)
Bremssattel	Brembo-Bremssattel, 4-Kolben, starr Ducati 916 Biposto, Ducati 900 Monster
Distanzscheibe	Distanzscheibe links und rechts Material: Aluminium AW-7075 Kennzeichnung: R2DS
Bremssatteladapter	Bremssatteladapter links und rechts Material: Aluminium AW-7075 Kennzeichnung: R2BA
Bremspumpe/ Bremszylinder (Vorderrad)	Radialpumpe, Suzuki GSX-R 750 / GSX-R 1000

13 Fotos der Bremskomponenten (Vorderrad)



Abbildung 16: Distanzring rechts



Abbildung 17: Distanzring (R2DS)



Abbildung 18: Distanzring links



Abbildung 19: Distanzring (R2DS)



Abbildung 20: Adapter R2BA



Abbildung 21: Bremssatteladapter (Rückseite)



Abbildung 22: Bremssatteladapter links und rechts (R2BA)



Abbildung 23: Bremsscheiben, Distanzringe, Bremssatteladapter, Schrauben links/rechts



Abbildung 24: Bremsscheibe am Rad inkl. Distanzscheibe und Tachoschnecke

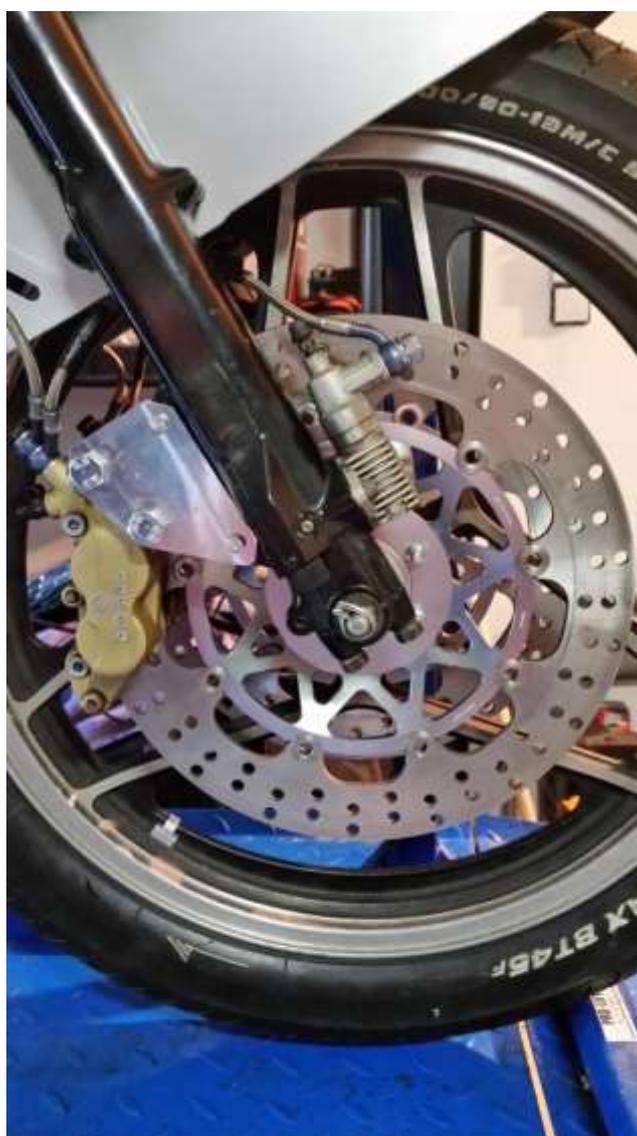


Abbildung 25: Bremsscheibe, Bremssattel-Adapter und Brembo-Bremssattel

14 Anhang – Verbindungstechnik

Die Verbindungstechnik beschreibt die Methoden des Zusammensetzens von technischen Gebilden (Maschinen, Anlagen, Apparate, Geräte und moderne Bauwerke) aus ihren Einzelteilen. Die Verbindungen können lösbar (zum Beispiel Schraubverbindung) oder nicht lösbar (zum Beispiel Nietverbindung, Schweißung oder Klebung) sein. Lösbare Verbindungen lassen sich durch Umkehr des Verbindungsvorganges wieder trennen. Nicht lösbare Verbindungen sind nur durch Zerstören trennbar. Die Einteilung nach physikalischen Wirkprinzipien lautet: formschlüssig, kraftschlüssig und stoffschlüssig.

14.1 Kraftschluss (Reibschluss)

Kraftschlüssige Verbindungen setzen eine Normal-Kraft auf die miteinander zu verbindenden Flächen voraus. Ihre gegenseitige Verschiebung ist verhindert, solange die durch die Haftreibung bewirkte Gegen-Kraft nicht überschritten wird. Der Kraft- beziehungsweise Reibschluss ist verloren und die Flächen rutschen aufeinander, wenn die tangential wirkende Last-Kraft größer als die Haftreibungs-Kraft ist.

Kraftschluss ist die Ursache für das Selbsthemmen von belasteten Keilen oder Schrauben. Die Haftreibung zwischen den Wirkflächen verhindert, dass der Keil herausrutscht oder sich die Schraube zu drehen beginnt. Schrauben werden deshalb fest angezogen, auch wenn ihre Vorspannung nicht zur Erzeugung eines Kraftschlusses zwischen den von ihnen verbundenen Teilen (zum Beispiel in einer Blechverbindung) benötigt wird.

Auch Schraubverbindungen zählen zu den kraftschlüssigen Verbindungen.

14.2 Berechnung der Schraubenverbindungen

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Berechnungen der Schraubenverbindungen vorgestellt. Grundlagen der Berechnungen bilden die in Kapitel 15 Schraubenverbindungen aufgeführten Formel und Sicherheitswerte. Mittels der Berechnungen sollen die bestehenden Schraubenverbindungen hinsichtlich der auf sie wirkenden Kräfte und Spannungen überprüft sowie die verfügbaren Sicherheiten ermittelt werden.

Fazit:

Die Berechnungen ergeben, dass mit den eingesetzten M10 x 1,5 – Schrauben eine kraftschlüssige Verbindung zwischen Bremssatteladapter und Bremssattel als auch Gabelholm mit genügend Sicherheitsreserven (Faktor 4,7 – 7,3) erzielt werden.

14.3 Schraubenwerte, Abmessungen, Sicherheitswerte zur Berechnung

Schraubenwerte	
Gewindeabmessung	
Nenndurchmesser - d (mm)	M10
Steigung - P (mm)	1,5
Schraubenabmessung	
Anzahl Schraubenabschnitte - iS (-)	1
Kopfdurchmesser - dK (mm)	16
1. Länge Schraubenschaft - lS,i (mm)	1
1. Schaftdurchmesser - dS,i (mm)	9
Freie Gewindelänge - lG (mm)	22
E-Modul Schraube - ES (N/mm ²)	21000
Flanschabmessung	
Anzahl Flanschabschnitte - iF (-)	1
1. Länge Flanschabschnitt - lf,i (mm)	23
1. E-Modul Flansch - EF,i (N/mm ²)	21000
Bohrungsdurchmesser - dB (mm)	10,2
Durchmesser Druckkegel - da (mm)	30
Setzbetrag - fS (mm)	0,00437
Festigkeitswerte	
Schraubengüte - Rp0,2 (N/mm ²)	8,8
Ausnutzung Streckgrenze für FV - x (-) zul.	0,9
Pressung - p _{zul} (N/mm ²) zul.	370
Wechselfestigkeit - sw _{zul} (N/mm ²)	50
Reibwerte	
Reibwert Gewinde - μG (-) Reibwert	0,14
Schraubenkopf - μK (-)	0,14
Querkraftbelastung	
Querkraft - FQ (N)	4709
Reibwert Trennfuge - μT (-)	0,7
Anzahl Schrauben - nS (-)	2
Anzahl wirksamer Trennfugen - nT (-)	1
Krafteinleitungs-Faktor - n (-)	0
Anziehungsfaktor - aA (-)	1,5

14.4 Ergebnisse der Schraubenberechnung

Gewinde		
Nenn Durchmesser d (mm)	M10	
Flankendurchmesser d_2 (mm)	9.03	
Kerndurchmesser d_3 (mm)	8.16	
Spannungsquerschnitt A_s (mm ²)	58.0	
Steigungswinkel - ϕ (Grad)	3.03	
Reibungswinkel - ρ' (Grad)	9.18	
Flansch		
Klemmlänge L_k (mm)	23	
Nachgiebigkeit δ_p (mm/N)	0.000000367	
Platten Ersatzquerschnitt A_{ers} (mm ²)	298	
Schraube		
Nachgiebigkeit δ_s (mm/N)	0.00000282	
Streckgrenze Schraube $R_{sp0,2}$ (N/mm ²)	640	
Belastung		
Querkraft F_Q (N)	4709	
Reibwert Trennfuge μ_T (-)	0.7	
Schraubenanzahl n_s (-)	2	
erforderliche Klemmkraft F_K (N)	3364	
Kraft je Schraube	Max. Vorspannkraft	Min. Vorspannkraft
Vorspannkraft F_v (N)	26242	17495
Anziehungsfaktor α_a (-)	1.5	1.0
Setzkraft F_z (-)	1370	
Kräfteverhältnis Φ (-)	0.115	
Schraubenkraft F_s (N)	26242	17495
Klemmkraft F_K (N)	24872	16125
Sicherheit Klemmkraft - $S_{Fk} - (F_{k,min}/F_{k,ert})$	7.39	4.79
Spannungen		
Zugspannung σ_z (N/mm ²)	452.5	301.7
Torsionsspannung τ_T (N/mm ²)	205.7	137.2
Vergleichsspannung σ_v (N/mm ²)	576.0	384.0
Sicherheit Vergleichsspannung S_v (-)	1.11	1.67
Anzieldrehmoment M_A (Nm) für $F_{v,max}$	51	
Pressung Kopfauflage		
Fläche Kopfauflage A_K (mm ²)	119	
zul. Pressung der Kopfauflage p_{zul} (mm ²)	370	
Pressung Kopfauflage p_K (N/mm ²)	220	147
Sicherheit Pressung Kopfauflage S_p (-)	1.68	2.52

15 Schraubenverbindungen

Um Schraubenverbindungen rechnerisch und konstruktiv sicher auslegen zu können, müssen die Kräfte und Verformungen an Schrauben und verspannten Teilen sorgfältig untersucht werden. Man unterscheidet Axialkraft und Querkraft belastete Schraubenverbindungen (exzentrisch belastete Schraubenverbindungen werden hier nicht behandelt).

15.1 Gewinde-Nennwerte

Gewindeabmessungen

Gewindeabmessungen in Abhängigkeit vom Gewinde-Nenndurchmesser und der Steigung für metrische ISO Gewinde.

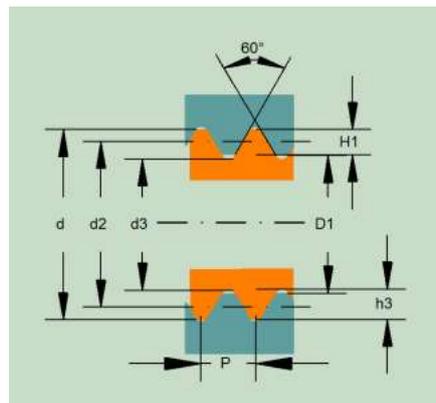


Abbildung 26: Gewindeabmessungen

Nenndurchmesser (mm)	d
Steigung (mm)	P
Gewindetiefe des Bolzens (mm)	$h_3 = 0,6134 * P$
Gewindetiefe des Muttergewindes (mm)	$H_1 = 0,5413 * P$
Rundung (mm)	$R = 0,1443 * P$
Flankendurchmesser (mm)	$d_2 = D_2 = d - 0,6495 * P$
Kerndurchmesser des Bolzens (mm)	$d_3 = d - 1,2269 * P$
Kerndurchmesser des Muttergewindes (mm)	$D_1 = d - 1,0825 * P$
Flankenwinkel (mm)	60°
Spannungsquerschnitt (mm)	$A_s = \pi/4 * [(d_3 + d_2)/2]^2$

Steigungswinkel

$$\tan \varphi = \frac{P}{d_2 * \pi}$$

$$\varphi = \arctan\left(\frac{P}{d_2 * \pi}\right)$$

φ = Steigungswinkel (Grad)

P = Gewindesteigung (mm)

d_2 = Flankendurchmesser (mm)

Gewindereibwinkel

Beim Gewindereibwinkel ist bei Spitzgewinden der Flankenwinkel zu berücksichtigen.

$$\rho' = \arctan \left(\frac{\mu_G}{\cos \left(\frac{\beta}{2} \right)} \right)$$

$\rho' = \text{Gewindereibwinkel (Grad)}$
 $\beta = \text{Flankenwinkel (Grad)}$

Bei einem Flankenwinkel von $\beta = 60^\circ$

$$\rho' = \arctan(\mu_G * 1,155)$$

15.2 Nachgiebigkeit der verspannten Teile

Gesamtnachgiebigkeit verspannter Teile

Bei den verspannten Teilen breitet sich über die Klemmlänge eine tonnenförmige Druckspannung aus. Die Schwierigkeit liegt in der Ermittlung eines Ersatzquerschnitts, da die auf Druck beanspruchten Zonen keinen Zylinder bilden. In den folgenden Formeln wird der Ersatzquerschnitt für einen Zylinder ermittelt, der die Abhängigkeit der seitlichen Ränder berücksichtigt.

$$\delta_p = \frac{l_L}{E_p * A_{ers}}$$

$\delta_p = \text{elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile (mm / N)}$
 $l_L = \text{Klemmlänge (mm)}$
 $E_p = E - \text{Modul verspannte Teile (N / mm}^2\text{)}$
 $A_{ers} = \text{Ersatzquerschnitt (mm}^2\text{)}$

Ersatzquerschnitt

$$d_a \leq d_k$$

$$A_{ers} = \frac{\pi * (d_a^2 - d_i^2)}{4}$$

$$d_k < d_a < (d_k + l_k)$$

$$A_{ers} = \frac{\pi * (d_k^2 - d_i^2)}{4} + \frac{\pi}{8} * d_k * (d_a - d_k) * [(x_1 + 1)^2 - 1]$$

$$x_1 = \sqrt[3]{\frac{l_k * d_k}{d_a^2}}$$

$$d_a > (d_k + l_k)$$

$$A_{ers} = \frac{\pi * (d_k^2 - d_i^2)}{4} + \frac{\pi}{8} * d_k * l_k * [(x_2 + 1)^2 - 1]$$

$$x_2 = \sqrt[3]{\frac{l_k * d_k}{(l_k + d_k)^2}}$$

$d_a = \text{Durchmesser Druckkegel (mm)}$

$d_k = \text{Außendurchmesser}$

$\text{Schraubenkopf (mm)}$

$A_{ers} = \text{Ersatzquerschnitt (mm}^2\text{)}$

$d_i = \text{Bohrungsdurchmesser (mm)}$

$l_k = \text{Klemmlänge (mm)}$

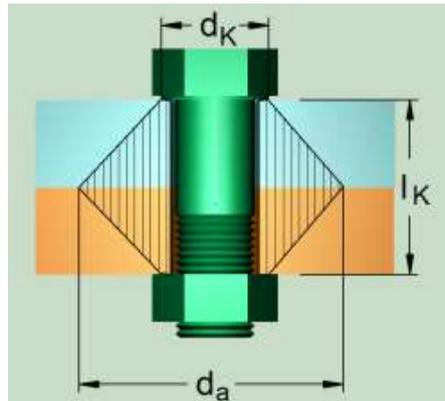


Abbildung 27: Druckkegel

15.3 Klemmkraft

Klemmkraft zur Übertragung einer Querkraft durch Reibschluss

$$F_{KQ} = \frac{F_Q * S_R}{\mu_T * i * n}$$

F_{KQ} = erf. Klemmkraft bei Querkraftbelastung (N)

F_Q = Querkraft (N)

S_R = Rutschsicherheit (siehe unten)

μ_T = Haftreibwert Trennfuge

i = Anzahl der Trennfugen

n = Anzahl der Schrauben

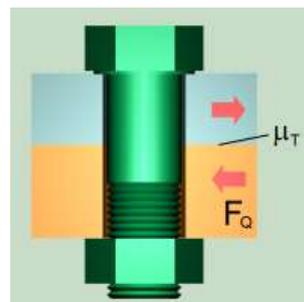


Abbildung 28: Querkraft

15.4 Gewindedurchmesser

Vorspannkraft

Nach Berechnung der Vorspannkraft über die Klemm- und Betriebskraft und den Anziehfaktor, kann aus Tabellen in denen die Vorspannkraft in Abhängigkeit vom Schraubendurchmesser und der Festigkeitsklasse aufgeführt ist, der entsprechende Schraubendurchmesser festgelegt werden. In diesem Fall ist der Schraubendurchmesser bereits festgelegt, da es sich bei den Gewinden in den Gabelholmen sowie in den Bremssätteln um M10 x 1,5 Gewinde handelt.

Forderung: $F_{V-Tabelle} > F_{V-Rechnung}$

zul. Spannung und Spannungsquerschnitt

Beim Anziehen wird die Schraube durch die Vorspannkraft auf Zug, durch das Gewindereibmoment auf Torsion beansprucht. Beide Größen können erst später berechnet werden. Aus diesem Grund wird zunächst reine Zugspannung angenommen, hervorgerufen durch die Schraubenkraft $F_S = (F_K + F_A)$.

Auf Grund der nicht berücksichtigten Torsionsspannung wird die zul. Spannung nur ca. $0,6...0,8 * R_{p0,2}$ angesetzt. Unter Berücksichtigung des Anziehungsfaktors α_A wird der erforderliche Spannungsquerschnitt wie folgt berechnet:

$$A_{S,erf} = \frac{\alpha_A * (F_K + F_A)}{\nu * R_{p0,2}}$$

$$A_S = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{d_3 + d_2}{2} \right)^2$$

$A_S =$ Spannungsquerschnitt (mm^2)
 $\alpha_A =$ Anziehungsfaktor (-)
 $F_K =$ Klemmkraft (N)
 $F_A =$ Betriebskraft (N)
 $\nu =$ Ausnutzung Streckgrenze (-) ca. 0,6...0,8
 $R_{p0,2} =$ Streckgrenze (N / mm^2)

15.5 Vorspannkraft Mindest-Vorspannkraft

$$F_{V,min} = F_z + F_K + (1 - n * \phi_K) * F_A$$

$F_{V,min} =$ Mindest - Vorspannkraft (N)
 $F_z =$ Setzkraft (N)
 $F_K =$ Klemmkraft (N)
 $n =$ Krafteinleitungsfaktor (-)
 $\phi_K =$ Kraftverhältnis (-)
 $F_A =$ Axialkraft (N)

Maximale Vorspannkraft

Die maximale Vorspannkraft ist gegenüber der min. Vorspannkraft um den Anziehungsfaktor α_A größer. Der Anziehungsfaktor berücksichtigt die unterschiedlichen Ungenauigkeiten der verschiedenen Anziehverfahren. Um die gewünschte Vorspannkraft tatsächlich zu erreichen, wird die Vorspannkraft um den Anziehungsfaktor erhöht.

$$F_v = \alpha_A * F_{V,min}$$

$F_v =$ Maximale Vorspannkraft (N)
 $\alpha_A =$ Anziehungsfaktor (-) siehe Tabelle unten
 $F_{V,min} =$ Mindest - Vorspannkraft (N)

Vorspannkraft bei zul. Spannung

$$F_V = \frac{\sigma_{zul}}{\sqrt{\frac{1}{A_x^2} + 3 * \frac{d_2^2 * \tan(\varphi^0 + \rho')^2}{2^2 * W_p^2}}}$$

$F_V =$ Vorspannkraft (N)
 $\sigma_{zul} =$ zul. Spannung (N / mm²)
 $A_S =$ Spannungsquerschnitt (mm²)
 $d_2 =$ Flankendurchmesser (mm)
 $\varphi^0 =$ Steigungswinkel (Grad)
 $\rho^0 =$ Gewindereibwert (Grad)
 $W_p =$ pol. Widerstandsmoment (mm³)
 $d_S =$ Spannungsdurchmesser aus A_S (mm)
 $A_S =$ Spannungsquerschnitt (mm²)

Anziehungsfaktoren

Anziehverfahren	Anziehungsfaktor αA	Streuung der Vorspannkraft
Streckgrenzen- oder Drehwinkelgesteuertes Anziehen motorisch oder manuell	1,0	-
Mechanische Längenmessung	1,1 ... 1,5	± 5 ... 20%
Streckgrenzengesteuertes Anziehen	1,2 ... 1,4	± 9 ... 17%
Drehwinkelgesteuertes Anziehen	1,2 ... 1,4	± 9 ... 17%
Hydraulische Anziehen	1,2 ... 1,6	± 9 ... 23%
Drehmomentschlüssel	1,4 ... 1,6	± 17 ... 23%
Drehschrauber	1,7 ... 2,5	± 26 ... 43%
Impulsgesteuertes Anziehen mit Schlagschrauber	2,5 ... 4,0	± 43 ... 60%

15.6 Kräfte in der Schraubenverbindung

Kräfteverhältnis

Das Kräfteverhältnis F_K ist der Quotient aus der Schraubenzusatzkraft F_{SA} und der axialen Betriebskraftkomponente F_A

$$\phi_K = \frac{\delta_P}{(\delta_P + \delta_S)}$$

$$\phi_K = \frac{F_{S,A}}{F_A}$$

$\phi_K =$ Kraftverhältnis (-)
 $\delta_P =$ elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile (mm / N)
 $\delta_S =$ elastische Nachgiebigkeit der Schraube (mm / N)
 $F_{SA} =$ Schraubenzusatzkraft (N)
 $F_A =$ axiale Betriebskraft (N)

Vorspannungsänderung durch Setzung

Durch die Rauigkeit der Oberflächen treten Setzungen auf. Um diesen Setzbetrag wird die Vorspannkraft vermindert.

$$f_Z = 3,29 * \left(\frac{l_K}{d} \right)^{0,34} * 10^{-3}$$

$$F_Z = \frac{f_Z * \phi_K}{\delta_p}$$

f_Z = Setzbetrag (N)

l_K = Klemmlänge (mm)

d = Nenndurchmesser (mm)

F_Z = Vorspannkraftverlust durch Setzen (N)

ϕ_K = Kraftverhältnis (-)

δ_p = Nachgiebigkeit verspannte Teile (mm / N)

15.7 Betriebskraftanteil

Betriebskraftanteil auf die verspannten Teile

$$F_{PA} = (1 - n * \phi_K) * F_A$$

F_{PA} = Betriebskraftanteil auf die verspannten Teile (N)

n = Krafteinleitungsfaktor (-)

ϕ_K = Kraftverhältnis (-)

F_A = axiale Betriebskraft (N)

Betriebskraftanteil auf die Schraube

$$F_{SA} = n * \phi_K * F_A$$

F_{SA} = Betriebskraftanteil auf die Schraube (N)

n = Krafteinleitungsfaktor (-)

ϕ_K = Kraftverhältnis (-)

F_A = axiale Betriebskraft (N)

15.8 Spannungen

Zugspannung

$$\sigma_Z = \frac{F_S}{A_S}$$

$\sigma_Z =$ Zugspannung (N)

$F_S =$ Schraubenkraft (N)

$A_S =$ Spannungsquerschnitt (mm²)

Torsionsspannung

$$\tau = \frac{F_V * d_2 * \tan(\varphi^0 + \rho^0)}{2 * W_P}$$

$\tau =$ Torsionsspannung (N / mm²)

$F_V =$ Vorspannkraft (N)

$d_2 =$ Flankendurchmesser (mm)

$\varphi^0 =$ Steigungswinkel (Grad)

$\rho^0 =$ Gewindereibwert (Grad)

$W_P =$ pol. Widerstandsmoment (mm³)

$d_s =$ Spannungsdurchmesser aus A (mm)

$A_S =$ Spannungsquerschnitt (mm²)

$$W_P = \frac{\pi * d_s^3}{16}$$

$$d_s = \sqrt{\frac{A_S * 4}{\pi}}$$

Vergleichsspannung

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_Z^2 + 3 * \tau^2}$$

$\sigma_V =$ Vergleichsspannung (N / mm²)

$\sigma_Z =$ Zugspannung (N / mm²)

$\tau =$ Torsionsspannung (N / mm²)

Ausschlagsspannung bei dynamischer Betriebskraft

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{Z,\max} - \sigma_{Z,\min}}{2}$$

$\sigma_a =$ Ausschlagsspannung (N / mm²)

$$\sigma_{Z,\max} = \max . \text{Zugspannung (N / mm}^2)$$

$\sigma_{Z,\min} = \min . \text{Zugspannung (N / mm}^2)$

$$\sigma_{Z,\max} = \frac{F_V + F_{SA,\max}}{A_S}$$

$F_V =$ Vorspannkraft (N)

$F_{SA,\max} =$ Axialkraftanteil auf die Schraube bei max. Betriebskraft (N)

$$\sigma_{Z,\min} = \frac{F_V + F_{SA,\min}}{A_S}$$

$F_{SA,\min} =$ Axialkraftanteil auf die Schraube bei min. Betriebskraft (N)

$A_S =$ Spannungsquerschnitt (mm²)

15.9 Anziehdrehmoment

Anziehdrehmoment

$$M_A = F_V \left[\frac{d_2}{2} * \tan(\varphi^0 + \rho') + \mu_K * \frac{d_{K,R}}{2} \right]$$

$$d_{K,R} = \frac{d_K + d_i}{2}$$

$$\varphi^0 = \arctan\left(\frac{P}{d_2 * \pi}\right)$$

$$\rho' = \arctan\left(\frac{\mu_K}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}\right)$$

$M_A =$ Anziehdrehmoment (Nmm)
 $F_V =$ Vorspannkraft (N)
 $d_2 =$ Flankendurchmesser (mm)
 $\rho' =$ Gewindereibwert (Grad)
 $\varphi^0 =$ Steigungswinkel (Grad)
 $P =$ Gewindesteigung (mm)
 $\mu_G =$ Reibwert Gewinde (-)
 $\mu_K =$ Reibwert Kopfauflage (-)
 $\beta =$ Flankenwinkel (Grad)
 $d_{K,R} =$ Reibdurchmesser Kopfauflage (mm)
 $d_K =$ Außendurchmesser Kopfauflage (mm)
 $d_i =$ Bohrungsdurchmesser (mm)

15.10 Pressung

Flächenpressung Kopfauflage

$$p_K = \frac{F_V + F_{S,A}}{A_p}$$

$$A_p = \frac{(d_K^2 - d_i^2) * \pi}{4}$$

$p_K =$ Flächenpressung Kopfauflage (N / mm²)
 $F_V =$ Vorspannkraft (N)
 $F_{S,A} =$ Axialkraftanteil auf die Schraube (N)
 $A_p =$ Pressungsfläche (mm²)
 $d_K =$ Außendurchmesser Kopfauflage (mm)
 $d_i =$ Bohrungsdurchmesser (mm)

Flächenpressung im Gewinde

$$p_G = \frac{F_S * P}{l * d_2 * \pi * H_1 * xl}$$

$$P = \frac{l}{n}$$

$p_G =$ Flächenpressung im Gewinde (N / mm²)
 $F_S =$ Schraubkraft (N)
 $P =$ Gewindesteigung (mm)
 $l =$ Gewindelänge (mm)
 $d_2 =$ Flankendurchmesser (mm)
 $H_1 =$ Gewindetiefe (mm)
 $xl =$ Anteil der tragenden Gewindegänge (-) Annahme ca.0,7
 $n =$ Anzahl der Gewindegänge auf der Längel (-)

15.11 Sicherheitswerte für die Auslegung einer Schraubenverbindung

Bei der Auslegung einer Schraubenverbindung ist darauf zu achten, dass die verspannten Teile nicht Klaffen. Um diese Forderungen zu erfüllen, muss eine ausreichende Restklemmkraft vorhanden sein. Für die Bestimmung der min. Restklemmkraft können folgende Faktoren angenommen werden, die das Verhältnis zwischen der Restklemmkraft und der maximalen Betriebskraft angibt.

Axiale Betriebskraft

	Faktor F_k / F_B
Statische Belastung	0,5 ... 1,5
Dynamische Belastung	1 ... 2

F_k = Klemmkraft

F_B = Betriebskraft

Querkraft Belastung

Zur Erfüllung der Querkraftübertragung sollte theoretisch eine Sicherheit von 1 genügen. Auf Grund möglicher Ungenauigkeiten beim theoretischen Festlegen der Reibungskoeffizienten wird empfohlen, folgende Sicherheitsfaktor zu wählen.

	Sicherheitsfaktor für Querkraft
Querkraftbelastung	1,5 ... 3

Die oberen Werte sind bei dynamischer Belastung anzusetzen.

Abmessungen metrisches ISO Gewinde

Gewindesteigung - Durchgangsbohrung – Kopfauflagendurchmesser

Gewinde Nenndurchmesser d (mm)	Gewindesteigung P (mm)	Durchgangsbohrung mittel d_i (mm) (1)	Außendurchmesser- Kopfauflage d_k (mm) (2)
M 10	1,5	11,0	16

(¹ DIN EN 20273

(² d_k = Schlüsselweite S)

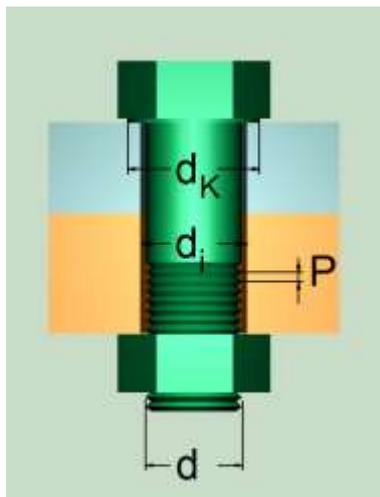


Abbildung 29: Abmessungen metrisches ISO Gewinde

Zulässige Wechsellastspannung für Schrauben $\pm \sigma_a$

Festigkeitsklasse	Gewinde d (mm)			
	< M 8	M 8 ... M 12	M 14 ... M 20	> M 20
4.6 .. 5.6	50	40	35	35
8.8 .. 12.9	60	50	40	35
10.9 .. 12.9 schlussgerollt	100	90	70	60

Zulässige Pressung unter der Kopfauflage p_{zul}

Bauteilwerkstoff		Zugfestigkeit R m (N/mm ²)	p_{zul} (N/mm ²)
Stahl	St37	370	260
	St50	500	420
	C45	800	700
	42CrMo4	1000	850
	30CrNiMo8	1200	750
	X5CrNiMo1810	500-700	210
	X10CrNiMo 189	500-750	220
	Titan ungegärt	390-540	300
Gusseisen	GG 15	150	600
	GG 25	250	800
	GG 35	350	900
	GG 40	400	1100
	GGG 35.3	350	480
	GTS 45	440	500
Leichtmetall	GD MgAl9	300	220
	GK MgAl9	200	140
	GK AlSi5Cu4	-	200
	AlZnMgCu0,5	450	370
	Al99	160	140
	GFK Verbundwerkstoff	-	120
	CFK Verbundwerkstoff	-	140

Reibwerte für Gewinde μ_G

Oberfläche	Schmierung		
	trocken	geschmiert	MoS2-Paste
phosphatiert	0,18	0,14	-
galvanisch verzinkt	0,14	0,13	0,1
galvanisch verkadmert	0,1	0,09	-