1.1 Gleichförmige Bewegung auf gerader Bahn

1.1.1 Geschwindigkeit

Eine Bewegung kann langsam oder schnell erfolgen. Ein Maß dafür, wie schnell eine Bewegung erfolgt, ist der pro Zeiteinheit Δt zurückgelegte Weg Δs. Den Quotienten aus Weg und Zeit bezeichnet man als **Geschwindigkeit** $v = \Delta s/\Delta t$. Bei **gleichförmiger Bewegung** ist die **Geschwindigkeit**:

1

$$\boxed{v = \frac{s}{t}}$$

v Geschwindigkeit in m/s
s Weg in m
t Zeit in s

Aus der Gleichung $v = s/t$ kann nur die Größe (der Betrag) der Geschwindigkeit ermittelt werden, wichtig ist aber auch, in welcher Richtung die Bewegung erfolgt. So kann sich z. B. ein Maschinentisch in 3 Koordinatenrichtungen, längs, quer und senkrecht, bewegen. Führt der Maschinentisch eine Längsbewegung aus, so kann diese nach rechts oder links erfolgen. Außer der Richtung muss man also auch den Richtungssinn der Bewegung kennen. Zur vollständigen Kennzeichnung einer Geschwindigkeit sind demnach außer dem **Betrag** noch Angaben über **Richtung** und **Richtungssinn** erforderlich[1]. Eine solche physikalische Größe bezeichnet man als **Vektor** (gerichtete Größe).

Ein Vektor wird durch einen Pfeil dargestellt (▶ Bild 1).

Die Länge des Pfeils ist ein Maß für den Betrag der Geschwindigkeit. Der Zusammenhang zwischen Pfeillänge und Betrag (Größe) der Geschwindigkeit wird durch einen Geschwindigkeitsmaßstab ausgedrückt. Die Pfeilachse gibt die Richtung, die Pfeilspitze den Richtungssinn der Geschwindigkeit an.

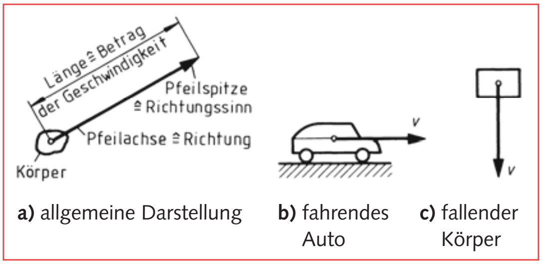


Bild 1 Beispiele für die Vektordarstellung von Geschwindigkeiten unterschiedlicher Größe und Richtung

■ Lehrbeispiel 1

Ein Lkw durchfährt eine 700 m lange Steigung mit der konstanten Geschwindigkeit $v = 40$ km/h. Am Beginn der Steigung überholt ihn ein Pkw, welcher die Steigung in der Zeit $t = 40$ s gleichförmig durchfährt.

a) Wie groß ist die Geschwindigkeit des Pkw in km/h?

b) Wie viel Minuten benötigt der Lkw zum Durchfahren der Steigung?

c) Wie groß ist der Abstand s_a zwischen Lkw und Pkw, wenn der Pkw die Steigung durchfahren hat?

Lösung:

a) Die Geschwindigkeit des Pkw beträgt:

$$v = \frac{s}{t} = \frac{700\ \text{m}}{40\ \text{s}} = 17{,}5\ \frac{\text{m}}{\text{s}} = 17{,}5\ \frac{\frac{1}{1000}\ \text{km}}{\frac{1}{3600}\ \text{h}} = 17{,}5\ \frac{3600}{1000}\ \frac{\text{km}}{\text{h}} = 17{,}5 \cdot 3{,}6\ \frac{\text{km}}{\text{h}} = \underline{63\ \frac{\text{km}}{\text{h}}}$$

b) Aus $v = s/t$ folgt für die Fahrzeit des Lkw:

$$t = \frac{s}{v} = \frac{700\ \text{m}}{40\ \text{km/h}} = \frac{700\ \text{m}}{\frac{40000\ \text{m}}{60\ \text{min}}} = \frac{700 \cdot 60}{40000}\ \text{min} = \underline{1{,}05\ \text{min}}$$

c) In der Zeit $t = 40$ s, die der Pkw zum Durchfahren der 700 m langen Steigung benötigt, legt der Lkw den Weg zurück:

$$s_{\text{Lkw}} = v_{\text{Lkw}} \cdot t = 40\ \frac{\text{km}}{\text{h}} \cdot 40\ \text{s} = 40 \cdot \frac{1000\ \text{m}}{3600\ \text{s}} \cdot 40\ \text{s} = 444\ \text{m}$$

Damit beträgt der Abstand zwischen Pkw und Lkw:

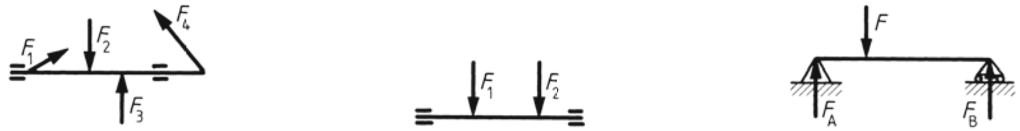
$$s_a = s_{\text{Pkw}} - s_{\text{Lkw}} = 700\ \text{m} - 444\ \text{m} = \underline{256\ \text{m}}$$

[1] Vielfach beinhaltet der Begriff Richtung auch gleich den Richtungssinn, dann müssen von der Geschwindigkeit Größe und Richtung bekannt sein.

2.4 Allgemeines Kräftesystem

Ein **allgemeines Kräftesystem** liegt vor, wenn die Kräfte – auch wenn sie auf ihrer Wirklinie verschoben werden – keinen gemeinsamen Schnittpunkt bilden, also keinen gemeinsamen Angriffspunkt haben (▶ Bild 1 a).

Schon zwei parallele Kräfte (▶ Bild 1 b) bilden ein allgemeines Kräftesystem, weil ihr Schnittpunkt im Unendlichen liegt. ▶ Bild 1 c zeigt, wie ein Träger mit nur einer Belastungskraft und dazu parallelen Reaktionskräften ein allgemeines Kräftesystem bildet.



a) Welle mit vier verschieden gerichteten Belastungskräften

b) Welle mit zwei parallelen Belastungskräften

c) Träger mit einer Belastungskraft und dazu parallelen Reaktionskräften

Bild 1 Beispiele für allgemeine Kräftesysteme

2.4.1 Moment und Kräftepaar

Aufgabe:

Eine schwergängige Schraube soll mit einem Gabelschlüssel gelöst werden (▶ Bild 2). Wie kann die Drehwirkung erhöht werden?

Lösung:

Entweder greift man mit beiden Händen an (Vergrößerung von F), oder man steckt ein Stück Rohr auf den Griff des Schlüssels und greift am Rohrende an (Vergrößerung von l).

Die **Drehkraftwirkung** auf die Schraube ist also um so größer, je größer die Kraft F und der Abstand l sind.

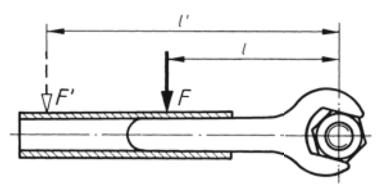


Bild 2 Gabelschlüssel mit aufgestecktem Rohr zur Erzeugung einer großen Drehwirkung

Den Abstand l bezeichnet man als **Wirkabstand.** Es ist der senkrecht gemessene, also kürzeste Abstand zwischen dem Drehpunkt (Schraubenmitte) und der Wirklinie der Kraft F.

Die Drehkraftwirkung auf die Schraube bezeichnet man als **Moment** $\boldsymbol{M}$. Die Größe des Moments ist gleich dem Produkt aus Kraft und Wirkabstand. Damit wird das **Moment**:

5

$$\boxed{M = F \cdot l}$$

M Moment in Nm
F Kraft in N
l Wirkabstand in m

Tritt eine Drehung auf, wie z. B. bei einem Kettenrad, einer Kurbel (▶ Bild 1b und 1c, Seite 57) oder einem Motor, so bezeichnet man das Moment als **Drehmoment** M.

Tritt keine Drehung auf, wie z. B. bei dem eingespannten Träger in ▶ Bild 1a, Seite 57, dann bezeichnet man das auftretende Moment als **Biegemoment** M_b (b = Biegung) oder allgemein als **statisches Moment** M.[1]

[1] Vielfach benutzt man den Ausdruck Drehmoment auch für statische Momente. Dies ist möglich, weil zwischen beiden in der Ursache und in der Berechnung kein Unterschied besteht.

Lehrbeispiel 22

Eine Schleifscheibe mit 300 mm Durchmesser, 50 mm Breite und der Dichte $\varrho = 2\,\frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$ soll beim Anlaufen in 4 s durch gleichmäßiges Beschleunigen auf $n = 1\,420\ \text{min}^{-1}$ gebracht werden.

Welches Drehmoment ist hierzu erforderlich?

Lösung:

Für das erforderliche Drehmoment zum Beschleunigen der Schleifscheibe gilt:

$$M = J \cdot \alpha$$

Betrachtet man die Schleifscheibe als Vollzylinder (die Aufnahmebohrung wird also vernachlässigt), dann gilt für das Trägheitsmoment mit $\varrho = 2\ \text{kg/dm}^3 = \frac{2\ \text{kg}}{0{,}001\ \text{m}^3} = 2\,000\ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

$$J = \frac{m \cdot r^2}{2} = \frac{V \cdot \varrho \cdot r^2}{2} = \frac{r^2 \cdot \pi \cdot b \cdot \varrho \cdot r^2}{2} = \frac{r^4 \cdot b \cdot \varrho \cdot \pi}{2}$$

$$J = \frac{(0{,}15\ \text{m})^4 \cdot 0{,}05\ \text{m} \cdot 2\,000\ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \pi}{2} = 0{,}08\ \text{kgm}^2$$

Die Winkelbeschleunigung wird mit $\omega = 2\pi \cdot n = 2\pi \cdot \frac{1\,420}{60}\ \text{s}^{-1} = 149\ \text{s}^{-1}$:

$$\alpha = \frac{\omega}{t} = \frac{149\ \text{s}^{-1}}{4\ \text{s}} = 37{,}3\ \text{s}^{-2}$$

Damit wird das Beschleunigungsdrehmoment:

$$M = J \cdot \alpha = 0{,}08\ \text{kgm}^2 \cdot 37{,}3\ \text{s}^{-2} = 2{,}98\ \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2} \cdot \text{m} = \underline{2{,}98\ \text{Nm}}$$

Lehrbeispiel 23

Sie warten mit Ihrem Pkw an einer roten Ampel und möchten bei Grün anfahren und zügig beschleunigen. Beim Anfahren beschleunigen Sie Ihren Motor noch im Stillstand auf $1\,800\ \frac{1}{\text{min}}$, um bei grüner Ampel innerhalb von $\frac{1}{3}$ s einkuppeln und beschleunigen zu können.

Welches Drehmoment muss die Kupplung übertragen, wenn infolge des Einkuppelns die Motordrehzahl im Kupplungspunkt auf $900\ \frac{1}{\text{min}}$ gefallen ist?

Wie viel Prozent des Antriebsmoments steuert die Schwungmasse kurzzeitig bei?

Der Pkw hat einen Vierzylindermotor mit einer Drehträgheit von ca. $0{,}32\ \text{kg} \cdot \text{m}^2$, das Motordrehmoment ist aus ▶ Bild 1 zu entnehmen!

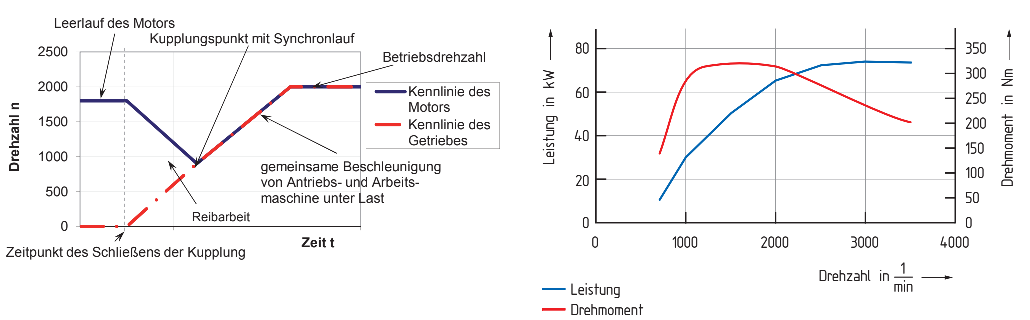


Bild 1 Einkuppelvorgang und Motordrehmoment

3.4.3.1 Elastischer gerader zentrischer Stoß

Lehrbeispiel 33

Eine ruhende $\left(v_2 = 0\,\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$ rote Billardkugel wird von einer weißen Kugel zentrisch angestoßen. Beide Kugeln haben die Masse $m_1 = m_2 = 0{,}17$ kg. Die Geschwindigkeit der roten Kugel beträgt $v_1 = 1\,\frac{\text{m}}{\text{s}}$. Der Vorgang ist in der vorherigen Animation dargestellt. 3-10

Zu ermitteln sind die gemeinsame Geschwindigkeit beider Kugeln während des Stoßvorganges und die Geschwindigkeiten beider Kugeln nach dem Stoß.

Lösung:

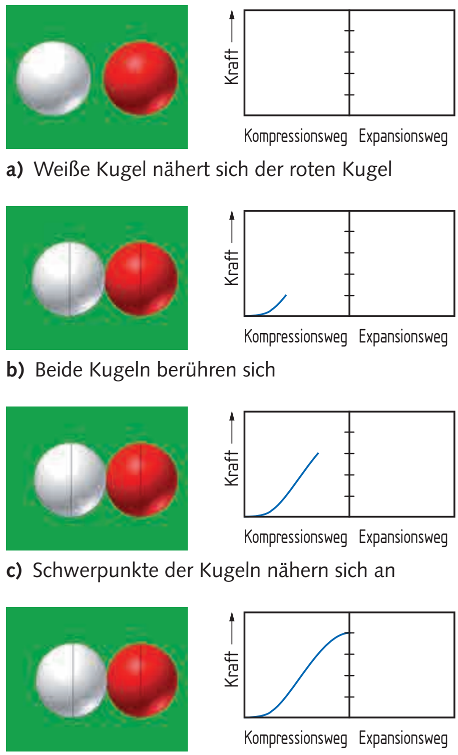
1. Stoßabschnitt: Zusammendrücken (Kompressionsphase)

Die weiße Kugel nähert sich der ruhenden roten Kugel (▶ Bild 1 a).

Der Stoß beginnt mit der Berührung der beiden stoßenden Körper (▶ Bild 1 b). Die weiße Kugel hat die maximale kinetische Energie. Im ersten Abschnitt des Stoßes von der Berührung beider Kugeln an werden beide Kugeln elastisch komprimiert.

Ihre Schwerpunkte nähern sich an (▶ Bild 1 c). Die schnellere Kugel (weiß) wird durch einen Kraftstoß auf die gemeinsame Geschwindigkeit c verzögert, die langsamere – ruhende – Kugel (rot) wird durch die Reaktionskraft auf c beschleunigt. Die kinetische Energie der weißen Kugel wird in Formänderungsarbeit umgesetzt.

Sind beide Kugeln maximal verformt und haben ihre Schwerpunkte den geringstmöglichen Abstand, endet der erste Stoßabschnitt (▶ Bild 1 d).



a) Weiße Kugel nähert sich der roten Kugel
b) Beide Kugeln berühren sich
c) Schwerpunkte der Kugeln nähern sich an
d) Beide Kugeln sind maximal verformt

Bild 1 Stoß zweier Billardkugeln – Kompressionsphase

Es gilt nach dem Impulserhaltungssatz:

$$\underbrace{m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2}_{\text{vor dem Stoß}} = \underbrace{m_1 \cdot c + m_2 \cdot c = c\,(m_1 + m_2)}_{\text{nach dem ersten Stoßabschnitt}}$$

Hieraus ergibt sich für die gemeinsame Geschwindigkeit der Kugeln am Ende des ersten Stoßabschnitts:

$$c = \frac{m_1 v_1 + m_2 v_2}{m_1 + m_2} = \frac{0{,}17\ \text{kg} \cdot 1\,\frac{\text{m}}{\text{s}} + 0}{2 \cdot 0{,}17\ \text{kg}} = 0{,}5\,\frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Die Zeitdauer t_s des Zusammenstoßes ist allerdings so klein, dass die Lageänderungen der zusammenstoßenden Körper während dieser Zeit vernachlässigt werden können.

Lehrbeispiel 4

Bei dem in ▶ Bild 1 abgebildeten Aggregat aus Elektromotor, Kupplung und Arbeitsmaschine treten im Betrieb Schwingungsprobleme auf, die sich durch unrunden Lauf am Abtrieb des Getriebes und durch starke Geräusche äußern. Das Aggregat soll auf seine torsionskritische Drehzahl hin untersucht werden.

Ermitteln Sie die torsionskritische Frequenz des Aggregates.

Der verbaute Drehstrommotor hat ein Nenndrehmoment von 10,1 Nm bei Nenndrehzahl $n_b = 2850\ ^1/_{min}$. Er hat eine Drehträgheit von $J_{Motor} = 0{,}0032\ kgm^2$ (Katalogwerte).

Das angebaute Getriebe weist eine Drehträgheit von $J_{Getriebe} = 0{,}005\ kgm^2$ auf.

Motor und Getriebe sind gekuppelt über ein eine elastische Kupplung, die bei Maximaldrehmoment von 20 Nm einen Verdrehwinkel von 5° aufweist (Katalogwerte Kupplung RNG).

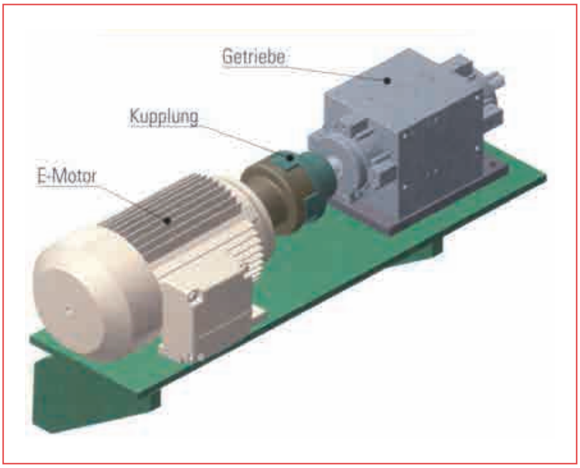


Bild 1 Aggregat aus Elektromotor, Kupplung und Arbeitsmaschine

Lösung:

Zur Berechnung einer mit zwei Scheiben besetzten Welle geht man von einem Ersatzmodell nach ▶ Bild 2 aus. Eine Verdreh- oder Torsionsschwingung ist eine Drehbewegung, die der gemeinsamen Drehbewegung der beiden Scheiben überlagert wird und durch die Winkel φ_1 und φ_2 zu einem sich mitdrehenden Bezugssystem ausgedrückt wird.

Zuerst muss die Drehfederhärte der Kupplung ermittelt werden. Es gilt:

$$c_t = \frac{M}{\varphi} = \frac{20\ \text{Nm}}{5°} = \frac{20\ \text{Nm}}{0{,}087\ \text{rad}} = 229\ \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$$

Die torsionskritische Drehzahl errechnet sich dann überschlägig mit der Formel:

$$n_{kt} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{c_t\left(\frac{1}{J_{Motor}} + \frac{1}{J_{Getriebe}}\right)}$$

$$= \frac{1}{2\pi}\sqrt{229\ \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \cdot \left(\frac{1}{0{,}0032\ \text{kg m}^2} + \frac{1}{0{,}005\ \text{kg m}^2}\right)}$$

$$\underline{n_{kt} = 54{,}5\ \frac{1}{\text{s}} \mathrel{\hat=} 3272\ \frac{1}{\text{min}}}$$

Für unterkritischen Betrieb sollte zwischen der Betriebsdrehzahl und der kritischen Drehzahl mindestens der Faktor 1,3 liegen. Bei dem behandelten Aggregat ist:

$$\frac{n_k}{n_b} = \frac{3272\ \frac{1}{\text{min}}}{2850\ \frac{1}{\text{min}}} = 1{,}15 < 1{,}3$$

Bild 2 Elektromotor und Getriebe als gekuppelte Wellen mit Drehmassen als Zwei-Massen-Schwinger

Die Kupplung ist zu weich für die gekuppelten Aggregate. Eine drehsteifere Kupplung kann die torsionskritische Drehzahl erhöhen und helfen, die Drehschwingung zu reduzieren.

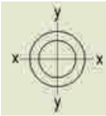
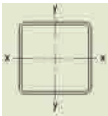
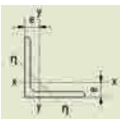
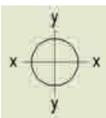
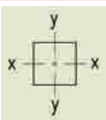
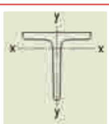
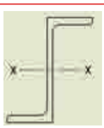
Profile	Bezeichnung	Flächenträgheitsmoment/ Widerstandsmoment um		Polares Flächenträgheitsmoment/ Widerstandsmoment
		x-x-Achse	y-y-Achse	
	DIN EN 10220 168,3 × 5	855 cm^4 101,7 cm^3	855 cm^4 101,7 cm^3	1711,7 cm^4 203,4 cm^3
	DIN EN 10220 76,1 × 12,5	131,2 cm^4 34,5 cm^3	131,2 cm^4 34,5 cm^3	262,3 cm^4 68,9 cm^3
	DIN 59411 DIN EN 10219-2 140 × 140 × 5	780 cm^4 111,4 cm^3	780 cm^4 111,4 cm^3	1230 cm^4 183 cm^3
	DIN 59410 DIN EN 10210-2 160 × 90 × 5,6	858 cm^4 107,3 cm^3	350 cm^4 77,8 cm^3	796 cm^4 146 cm^3
	DIN 1025-2 IPB 100	450 cm^4 89,9 cm^3	167 cm^4 33,5 cm^3	9,3 cm^4 9,3 cm^3
	DIN 1028 DIN EN 10056-1 L120 × 11	355 cm^4 40,8 cm^3 $I_{\eta-\eta} \approx 146$	355 cm^4 40,8 cm^3 $I_{\eta-\eta} \approx 146$	10,1 cm^4 9,1 cm^3
	DIN 1026 U180	1350 cm^4 150 cm^3	114 cm^4 22,4 cm^3	10,0 cm^4 9,1 cm^3
	ISO 1035/1 D 60	63,6 cm^4 21,2 cm^3	63,6 cm^4 21,2 cm^3	127,2 cm^4 42,4 cm^3
	ISO 1035/2 50 × 50	52,1 cm^4 20,8 cm^3	52,1 cm^4 20,8 cm^3	88,1 cm^4 26 cm^3
	ISO 657/21 DIN EN 10055 T120 × 120	366 cm^4 42 cm^3	178 cm^4 29,7 cm^3	18,6 cm^4 14,3 cm^3
	DIN 1027 Z160	917 cm^4 139,6 cm^3	437 cm^4 54,7 cm^3	

Bild 1 Vergleich von Profilen mit annähernd gleichem Querschnitt hinsichtlich ihrer mechanischen Eigenschaften (Querschnitt ca. 2500 mm^2, Masse ca. 20 kg/m). Größendarstellung unverbindlich!

Übungsaufgaben

1. Der Lagerzapfen einer stillstehenden Achse aus Vergütungsstahl C45E wird durch die schwellend wirkende Kraft F = 8 kN belastet (▶ Bild 1).
   a) Wie groß ist die zulässige Biegespannung?
   b) Wie groß ist das größte Biegemoment?
   c) Wie groß muss der Zapfendurchmesser sein?
2. Ein Freiträger mit T-Profil EN 10055 – T80 – S235JR wird nach Skizze belastet (▶ Bild 2).
   Wie groß ist die Biegespannung?

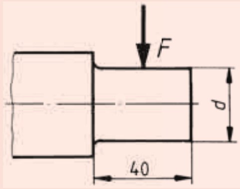


Bild 1

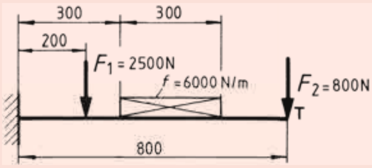


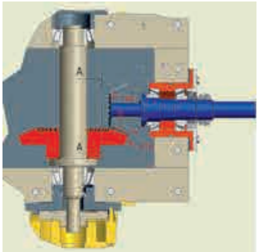
Bild 2

5.5.4.2 Ermittlung des größten Biegemoments bei Stützträgern

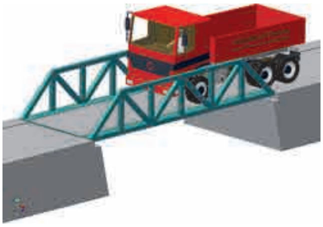
Stützträger mit einer Einzelkraft

Als **Stützträger** bezeichnet man einen Träger, der an zwei Stellen gelagert ist (Beispiele aus der Praxis siehe ▶ Bild 3).

Tragbalken einer Halle mit angehängtem Seilzug



Graue vertikale Tellerradwelle



Brücke mit beidseitigen Auflagern und Lkw-Rahmen mit Vorder- und Hinterachse

Bild 3 Stützträger – Beispiele aus der Praxis

Aufgabe:

Für einen Stützträger, der durch eine Einzelkraft belastet wird, ist das größte Biegemoment $M_{b\,max}$ zu ermitteln (▶ Bild 4).

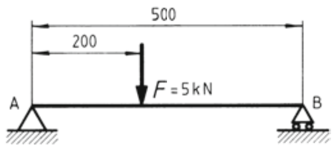


Bild 4 Stützträger mit Einzelkraft

Lösung:

Zur Ermittlung von $M_{b\,max}$ müssen alle äußeren Kräfte bekannt sein. Für die Lagerkräfte gelten die Gleichgewichtsbedingungen:

$\Sigma M_A = 0$

$F \cdot 0{,}2\ \text{m} - F_B \cdot 0{,}5\ \text{m} = 0$

$$F_B = \frac{F \cdot 0{,}2\ \text{m}}{0{,}5\ \text{m}} = \frac{5\ \text{kN} \cdot 0{,}2\ \text{m}}{0{,}5\ \text{m}} = 2\ \text{kN}$$

$\Sigma F_y = 0$

$F_A = F - F_B$

$F_A = 5\ \text{kN} - 2\ \text{kN} = 3\ \text{kN}$

Setzt man statt der Stablänge l die **freie Knicklänge l_K** in die Gleichung für F_K ein, so gilt bei allen vier Belastungsfällen die **Euler-Gleichung** für die **Knickkraft:**

25

$$F_K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_K^2}$$

F_K Knickkraft in N
E Elastizitätsmodul in N/mm²
I kleinstes axiales Flächenmoment in mm⁴
l_K freie Knicklänge in mm

Für die freie Knicklänge ist je nach Belastungsfall der in der Tabelle angegebene Wert einzusetzen. Bei den meisten Bauteilen handelt es sich um den Belastungsfall II, wobei $l_K = l$ ist.

In der Praxis entspricht die Lagerung des Stabes nicht immer exakt einem der vier Fälle. Man wählt dann den Belastungsfall, der dem tatsächlichem am nächsten kommt bzw. sicherheitshalber den ungünstigeren.

Der Stab nach ▶ Bild 1 b, Seite 371 knickt immer um die y-Achse und nicht um die x-Achse aus. Maßgebend für die Knickkraft F_K ist also das **kleinste axiale Flächenmoment** des Querschnitts.

Ein Stab knickt immer um die Querschnittsfläche mit dem kleinsten axialen Flächenmoment aus (▶ Bild 1).

Biegeknickung um die Achse mit dem kleineren Flächenträgheitsmoment (y-y-Achse)		Biegeknickung um die Achse mit dem größeren Flächenträgheitsmoment (x-x-Achse) Unwahrscheinliches Versagen, da zuerst ein Knicken um die y-y-Achse eintreten wird!		Drillknickung (speziell bei unsymmetrischen Profilen oder wenn das kleinste Flächenträgheitsmoment nicht um eine Schwerachse, sondern um eine Hauptachse besteht)
Flachstab	IPB-Träger	Flachstab	IPB-Träger	L-Profil mit kleinstem Flächenträgheitsmoment um eine Hauptträgheitsachse
				

Bild 1 Knickmöglichkeiten achsen- und punktsymmetrischer Profile (Farbprofil gibt Auslenkung vom unbelasteten Zustand an)

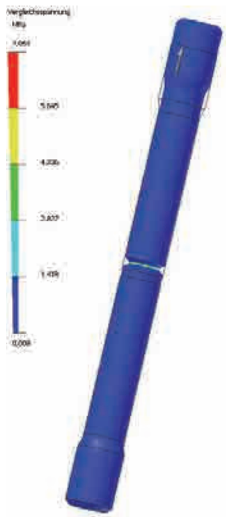
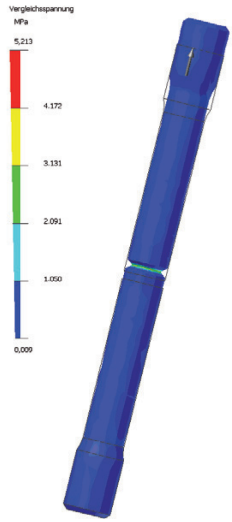
<table>
<tr><td colspan="2">Zugproben mit:
• Kerbtiefe = 2 mm
• Kerbdurchmesser = 10 mm
• Kerbradius = 0,1 mm
Zugkraft = 100 N</td></tr>
<tr><td>Baustahl S 235 JR (St37)</td><td>Aluminium</td></tr>
<tr><td></td><td></td></tr>
<tr><td>Kerbspannung = 7,05 $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$</td><td>Kerbspannung = 5,2 $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$</td></tr>
</table>

Bild 1 Vergleich der Kerbwirkung von Zugproben aus Baustahl und Aluminium mit unterschiedlicher instationärer Stützwirkung bei gleicher Formzahl

Lehrbeispiel 53

Ein Flachstab aus S235JR wird schwellend auf Zug beansprucht. (▶ Bild 2)

Wie groß ist die Kerbwirkungszahl β_K?

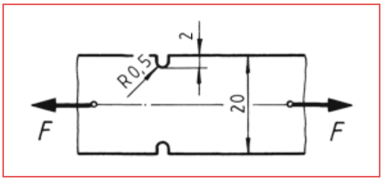


Bild 2 Flachstab mit Außenkerbe

Lösung:

Mit $\frac{t}{b} = \frac{2\text{ mm}}{20\text{ mm}} = 0{,}1$ und $\frac{r_K}{t} = \frac{0{,}5\text{ mm}}{2\text{ mm}} = 0{,}25$

ergibt sich für die Kerbformzahl

$$\alpha_K = 4{,}1.$$

Für S235JR wird $\eta_K = 0{,}4$ gewählt.

Damit wird die Kerbwirkungszahl:

$$\beta_K = 1 + (\alpha_K - 1) \cdot \eta_K = 1 + (4{,}1 - 1) \cdot 0{,}4$$

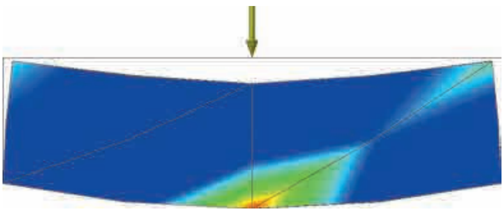
$$\beta_K \approx 2{,}2$$

6.3 Netzgenerierung und Validierung

Für die Erzielung aussagekräftiger Ergebnisse ist die Art der Vernetzung von entscheidender Bedeutung. Hierfür sollen nun einige Beispiel angeführt werden (▶ Bild 1).

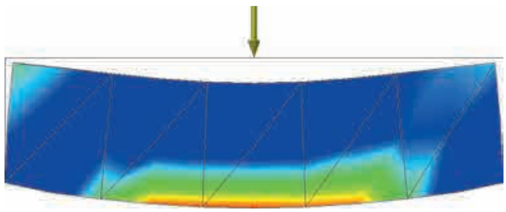
Hinweis: Es gilt die oben dargestellte Farbskala.

Netz mit
- Dreiecken der Größe 0,5 · Bauteillänge
- 61 Knoten
- 24 Elemente



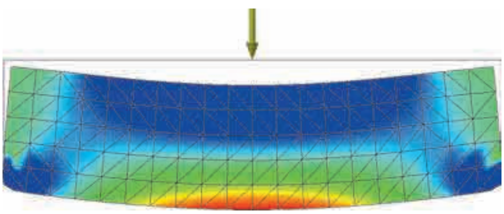
maximale Durchbiegung 0,00055 mm

Netz mit
- Dreiecken der Größe 0,2 · Bauteillänge
- 133 Knoten
- 56 Elemente



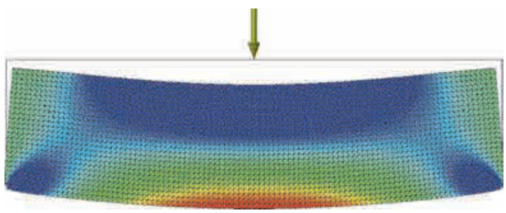
maximale Durchbiegung 0,00063 mm

Netz mit
- Dreiecken der Größe 0,05 · Bauteillänge
- 2 131 Knoten
- 1 184 Elemente



maximale Durchbiegung 0,00076 mm

Netz mit
- Dreiecken der Größe 0,01 · Bauteillänge
- 119 151 Knoten
- 80 028 Elemente



maximale Durchbiegung 0,00087 mm

Bild 1 Auswirkung verschieden genauer Vernetzungen auf den Rechenaufwand und die Genauigkeit der Ergebnisse

Zu grobe Netze zeigen ein falsches Bild der Spannungsverteilung, insbesondere bei automatisch generierten Netzen in CAD-Systemen. Ein Ergebnis ist zwar vorhanden, die Aussagekraft aber muss angezweifelt werden.

Fazit:
- Je höher die Netzgenauigkeit, umso höher der Rechenaufwand.
- Die Ergebnisse werden besser mit der Anzahl von Knoten

Das Problem erstreckt sich nun darauf, eine geeignete Vernetzung zu generieren, die einen Kompromiss zwischen Rechenaufwand und Genauigkeit darstellt.

Je nach Komplexität und Rechenleistung können Berechnungszeiten entstehen von wenigen Sekunden bis hin zu mehreren Stunden für einen Rechnungslauf.

Daher ist der Vernetzung eine besondere Aufmerksamkeit zu schenken.