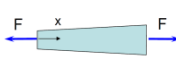
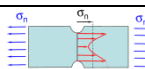
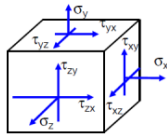
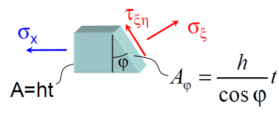
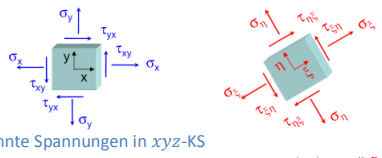
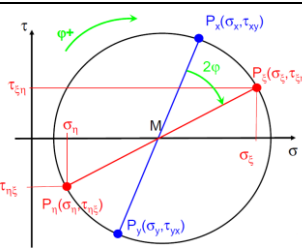


1. Zug und Druck

Spannung:	$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{F}{A}$ bzw. $\sigma(x) = \frac{N(x)}{A(x)}$		$\left[\frac{N}{mm^2} = MPa \right]$	$\sigma > 0 \rightarrow \text{Zugspannung}$ $\sigma < 0 \rightarrow \text{Druckspannung}$
	Formzahl α_k bei Kerben: $\sigma_{max} = \alpha_k \sigma_n$		$\sigma_{vorh} = \frac{F}{A}$	$\sigma_{zul} = \frac{\sigma_F}{S_{erf}}$ $\sigma_{vorh} \leq \sigma_{zul}$
Dehnung:	$\varepsilon(x) = \frac{du}{dx}$ bzw. $(\varepsilon = const)$	$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{l - l_0}{l_0} = \frac{N}{EA}$		$\varepsilon > 0 \rightarrow \text{Verlängerung}$ $\varepsilon < 0 \rightarrow \text{Verkürzung}$
Stoffgesetz:	$\sigma = E \cdot \varepsilon$	Stahl: $E = 210.000 MPa$		E – Elastizitätsmodul
Einzelstab:	$u = \int_{(l)} \frac{N}{EA} dx$ bzw. $(N, EA = const)$	$\Delta l = u = \frac{N \cdot l}{EA}$ $(0 \leq x \leq l)$		EA – Dehnsteifigkeit
Wärmedehnung/ Wärmespannung:	Gesamtdehnung: $\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \alpha_T \Delta T$	Stahl: $\alpha_T = 1,2 \cdot 10^{-5} K^{-1}$		α_T – Ausdehnungskoeffizient
	Verschiebung: $u = \int_{(l)} \frac{N}{EA} dx + \int_{(l)} \alpha_T \Delta T dx$ bzw. $(N, EA, \alpha_T, \Delta T = const)$	$u = \frac{N \cdot l}{EA} + \alpha_T \Delta T \cdot l$		
Statisch unbestimmte Systeme:	<p><u>Vorgehensweise bei 1-fach stat. unbest. Systemen</u></p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Statisch bestimmtes "0"-System durch Weglassen der -statisch unbestimmten- Kraft X Belastung \rightarrow gegebene Belastung 2. "1"-System: Lagerung - wie "0"-System, Belastung - statisch Unbestimmte Last mit Größe 1, ohne die gegebene Belastung 3. Für "0"- und "1"-System - Lagerreaktionen, Schnittgrößen, Verformungen 4. Geometrische Verträglichkeitsbedingung $\alpha_1 X + \alpha_0 = 0$ Daraus wird die -statisch unbestimmte- Kraft berechnet. 5. Superposition: Größen im stat. unbest. System = Größen im "0"-System + Größen im "1"-System $\cdot X$ 			

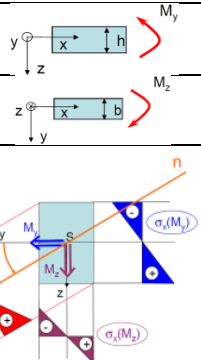
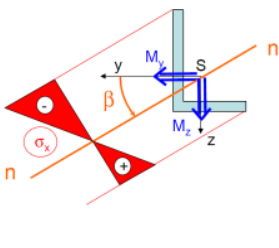
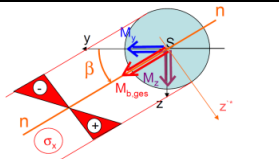
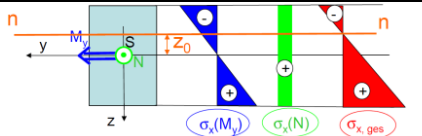
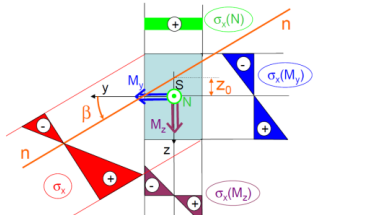
2. Mehrdimensionale Zusammenhänge



Spannungs-komponenten:	$\sigma_{ik} = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{pmatrix}$ Zeile – gleiche Richtung Spalte – gleiche Schnittfläche	
Schubspannungen:	$\tau_{xy} = \tau_{yx}$ $\tau_{yz} = \tau_{zy}$ $\tau_{zx} = \tau_{xz}$	
Einachsiger Spannungszustand (Zug/Druck):	$\sigma_\xi = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\varphi$ $\tau_{\xi\eta} = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\varphi$	
Zweiachsiger (ebener) Spannungszustand:	$\sigma_\xi = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\varphi + \tau_{xy} \sin 2\varphi$	 Bekannte Spannungen in xyz-KS \rightarrow Spannungen in „gedrehtem“ $\xi\eta$ -KS
	$\sigma_\eta = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\varphi - \tau_{xy} \sin 2\varphi$	
	$\tau_{\xi\eta} = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\varphi + \tau_{xy} \cos 2\varphi$	
Mohrscher Spannungskreis:		<p>$\rightarrow \tau$ - positiv, wenn es ein positives Moment um die dritte Achse (z) bildet</p> <p>$\rightarrow \varphi$ im Lageplan - positiv <u>entgegen</u> dem Uhrzeigersinn (wenn z aus der Ebene heraus)</p> <p>\rightarrow im Spannungskreis wird <u>2φ</u> positiv <u>im</u> Uhrzeigersinn aufgetragen</p>
	Hauptspannungen: $\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$	$\tan 2\varphi_0 = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}$
	Maximale Schubspannungen: $\tau_{max,12} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$	$\tan 2\varphi_1 = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}}$

Verzerrungszustand:	$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_x & \frac{1}{2}\gamma_{yx} & \frac{1}{2}\gamma_{zx} \\ \frac{1}{2}\gamma_{xy} & \varepsilon_y & \frac{1}{2}\gamma_{zy} \\ \frac{1}{2}\gamma_{xz} & \frac{1}{2}\gamma_{yz} & \varepsilon_z \end{bmatrix}$	Transformation in der Ebene: $\varepsilon_\xi = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} + \frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2} \cos 2\varphi + \frac{1}{2}\gamma_{xy} \sin 2\varphi$	
		Hauptspannungen: $\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_1 & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_2 & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_3 \end{bmatrix}$	Winkelverzerrung: $\gamma_{xy} = \gamma_{yx}$ $\gamma_{yz} = \gamma_{zy}$ $\gamma_{zx} = \gamma_{xz}$
Elastizitätsgesetz:	Dehnungen:	Normalspannungen:	
	$\varepsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y - \nu\sigma_z) + \alpha_T \Delta T$	$\sigma_x = \frac{E}{1+\nu} \left[\varepsilon_x + \frac{\nu}{1-2\nu} e \right] - \frac{E}{1-2\nu} \alpha_T \Delta T$	e – Volumenänderung
	$\varepsilon_y = \frac{1}{E}(\sigma_y - \nu\sigma_x - \nu\sigma_z) + \alpha_T \Delta T$	$\sigma_y = \frac{E}{1+\nu} \left[\varepsilon_y + \frac{\nu}{1-2\nu} e \right] - \frac{E}{1-2\nu} \alpha_T \Delta T$	$e = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z + 3\alpha_T \Delta T$
	$\varepsilon_z = \frac{1}{E}(\sigma_z - \nu\sigma_x - \nu\sigma_y) + \alpha_T \Delta T$	$\sigma_z = \frac{E}{1+\nu} \left[\varepsilon_z + \frac{\nu}{1-2\nu} e \right] - \frac{E}{1-2\nu} \alpha_T \Delta T$	ν – Querkontraktionszahl
	$\tau_{xy} = G\gamma_{xy}$	$\tau_{yz} = G\gamma_{yz}$	$\tau_{zx} = G\gamma_{zx}$ G – Schubmodul
Festigkeits-hypothesen: → für Balken ($\sigma_x \neq 0, \tau_{xy} \neq 0$)	Normalspannungshypothese: $\sigma_v^{(N)} = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\frac{\sigma_x^2}{4} + \tau_{xy}^2}$ → spröde Werkstoffe → Trennbruch		
	Schubspannungshypothese: $\sigma_v^{(S)} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2}$ → zähe Werkstoffe → Fließen		
	Gestaltänderungsenergiehypothese: $\sigma_v^{(G)} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$ → zähe Werkstoffe (Standard für Stahl) → Fließen		

3. Biegung

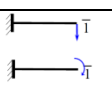
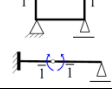
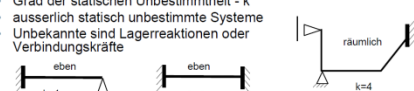
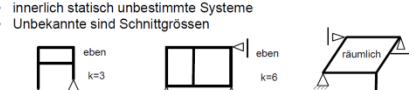
Normalspannungen:	$\sigma_x(x, z) = \frac{M_y(x)}{I_y(x)} z$ bzw. $\sigma_x = \frac{M_y}{I_y} z$		$\text{Spannung} = \frac{\text{Schnittgröße}}{\text{Querschnittsgröße}} \cdot \text{Koordinate}$		Annahme: Spannungen sind linear über den Querschnitt verteilt!	
	$\sigma_{\max} = \frac{M_y}{I_y} z_{\max} = \frac{M_y}{W_y}$	$W_y = \frac{I_y}{ z_{\max} }$! Vorsicht, bei Anwendung des Widerstandsmomentes besonders bei nichtsymmetrischen Querschnitten		W_y – Widerstandsmoment	
	<u>Aufgabentypen:</u>					
	1. <u>Nachweis:</u> – geg.: Geometrie, Lasten, Sicherheit S_{erf} , Werkstoffwiderstand R – ges.: $\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{zul}}$ $\sigma_{\text{zul}} = \frac{R}{S}$ $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_{\min}}$					
	2. <u>Tatsächliche Sicherheit, Auslastung:</u> – geg.: Geometrie, Lasten, Sicherheit S_{erf} , Werkstoffwiderstand R – ges.: $S_{\text{vorh}} = \frac{R}{\sigma_{\max}} \leq S_{\text{erf}}$ $a = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{zul}}} = \frac{\sigma_{\max} S_{\text{erf}}}{R}$					
Biegelinie:	DGL 2. Ordnung: $w'' = -\frac{M_y}{EI_y}$		Randbedingungen:	Beispiel RB:	DGL 2.Ordnung	DGL 4.Ordnung
	DGL 4. Ordnung: $EI_y w^{IV} = q_z$				$w = 0$	$w = 0, M = 0$
					$w = 0, w' = 0$	$w = 0, w' = 0$
Schub infolge Querkraft:	Vollquerschnitte: $\tau_{xz} = -\frac{Q_z(x) S_y(z)}{I_y b(z)}$		$S_y(z) = \int_{A^*} z dA = z_S \cdot A^*$		$S_y(z)$ - statisches Moment der abgeschnittenen Fläche	
	Dünnwandige offene Querschnitte: $\tau_{xs} = -\frac{Q_z(x) S_y(s)}{I_y t(s)}$		$S_y(s) = \int_{A^*} z dA = z_S \cdot A^*$		vereinfachte Berechnung: $\tau = \frac{Q}{A_{\text{Steg}}}$	
	Dünnwandige geschlossene Querschnitte:		– für dünnwandig geschlossene Profile kann M näherungsweise gleich S gesetzt werden – bei Symmetrie kann auf der Symmetrieachse geschnitten werden – im Schnitt sind $\tau_{xs} = 0$ → kann als offenes Profil berechnet werden			
	Schubmittelpunkt:		– Wirkungslinie einer äußeren Kraft durch $M \rightarrow$ keine Torsion – bei Torsion \rightarrow Drehung um M			

Schiefe Biegung:	y, z sind Hauptachsen:	Biegung um y-Achse: $\sigma_x = \frac{M_y}{I_y} z$ $w'' = -\frac{M_y}{EI_y}$		
		Biegung um z-Achse: $\sigma_x = -\frac{M_z}{I_z} y$ $v'' = +\frac{M_z}{EI_z}$		
		Spannungen werden addiert: $\sigma_x = \frac{M_y}{I_y} z - \frac{M_z}{I_z} y$		
		Nulllinie n - n: $\sigma_x = \frac{M_y}{I_y} z - \frac{M_z}{I_z} y = 0$		
		Winkel beta von y-Achse zur n - n: $\tan \beta = \frac{z}{y} = \frac{M_z I_y}{M_y I_z}$		
	y, z gehen durch S, aber sind keine Hauptachsen:	Biegung um y-Achse: $Ew'' = \frac{-M_y I_z + M_z I_{yz}}{I_y I_z - I_{yz}^2}$		
		Biegung um z-Achse: $Ev'' = \frac{M_z I_y - M_y I_{yz}}{I_y I_z - I_{yz}^2}$		
		Spannung: $\sigma_x = \frac{(M_y I_z - M_z I_{yz})z - (M_z I_y - M_y I_{yz})y}{I_y I_z - I_{yz}^2}$		
		Winkel beta: $\tan \beta = \frac{z}{y} = \frac{M_z I_y - M_y I_{yz}}{M_y I_z - M_z I_{yz}}$		
		Verschiebung in x-Richtung: $u = -(z w' + y v')$		
	My und Mz - Sonderfall Kreis oder Kreisring	Gesamtbiegemoment: $M_{b,ges} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$		
		Spannung: $\sigma_x = \frac{M_b}{I_y} z$	Winkel beta: $\tan \beta = \frac{M_z}{M_y}$	
	Biegung My mit Längskraft N:	Spannung: $\sigma_x = \frac{N}{A} + \frac{M_y}{I_y} z$		
Versatz zu S in z-Richtung: $z_0 = -\frac{N I_y}{A M_y}$				
Biegung My und Mz mit Längskraft N:	Spannung: $\sigma_x = \frac{N}{A} + \frac{M_y}{I_y} z - \frac{M_z}{I_z} y$			
	Winkel beta von y-Achse zur n - n: $\tan \beta = \frac{z}{y} = \frac{M_z I_y}{M_y I_z}$			
	Versatz zu S in z-Richtung: $z_0 = -\frac{N I_y}{A M_y}$			

4. Torsion				
Torsionssteifigkeit:	$GI_t \varphi' = M_t$	bei unbekanntem M_t (statisch unbekannte Systeme):	$(GI_t \varphi')' = -m_t$	bzw. ($GI_t = const$) $GI_t \varphi'' = -m_t$
Verdrehung:	$\varphi = \int_0^l \frac{M_t(x)}{GI_t(x)} dx$	bzw. ($GI_t = const$) ($M_t = const$)	$\varphi = \frac{M_t l}{GI_t}$	vom Bogen- ins Gradmaß: $\varphi = \frac{180^\circ}{\pi} \alpha$
Spannung:	$\tau = \frac{M_t}{I_t} r$	bzw. $\tau_{max} = \frac{M_t}{I_t} R = \frac{M_t}{W_t}$	$W_t = \frac{I_t}{R}$	W_t - Torsionswiderstandsmoment
Querschnittsgrößen:	Kreis:	$I_t = I_p = \frac{\pi R^4}{2} = \frac{\pi D^4}{32}$	$W_t = \frac{\pi R^3}{2} = \frac{\pi D^3}{16}$	
	Kreisring:	$I_t = I_p = \frac{\pi}{2} (R_a^4 - R_i^4) = \frac{\pi}{32} (D_a^4 - D_i^4)$	$W_t = \frac{\pi (R_a^4 - R_i^4)}{2 R_a} = \frac{\pi (D_a^4 - D_i^4)}{16 D_a}$	
Dimensionierung:	nach Spannung:	$\tau_{max} \leq \tau_{zul}$	nach Verformung:	$\varphi_{max} \leq \varphi_{zul}$
	z.B. für Kreis nach Spannung:	$\frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{\frac{\pi R^3}{2}} \leq \tau_{zul}$		$R \geq \sqrt[3]{\frac{2 M_t}{\pi \tau_{zul}}}$

Dünnwandig geschlossene Querschnitte:	1. Bredtsche Formel: $\tau = \frac{T}{t} = \frac{M_t}{2 A_m t(s)}$ $\tau_{max} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{2 A_m t_{min}}$
	2. Bredtsche Formel: $I_t = \frac{4 A_m^2}{\oint \frac{ds}{t(s)}}$ bzw. $(t_i = const)$ $(b_i = const)$ $I_t = \frac{4 A_m^2}{\sum \frac{b_i}{t_i}}$
Dünnwandig offene Querschnitte:	n dünne Rechtecke: $\tau_i = \frac{M_t}{I_t} t_i$ bzw. $\tau_{max} = \frac{M_t}{I_t} t_{max} = \frac{M_t}{W_t}$ $W_t = \frac{I_t}{t_{max}}$ $I_t = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^n b_i t_i^3$

5. Energiemethoden

Arbeitsgleichung:	Allgemein: $u = \sum_{i=1}^n \int_{(l_i)} \left(\frac{N_i \bar{N}_i}{EA_i} + \frac{M_{y,i} \bar{M}_{y,i}}{EI_{y,i}} + \frac{M_{z,i} \bar{M}_{z,i}}{EI_{z,i}} + \frac{M_{t,i} \bar{M}_{t,i}}{GI_{t,i}} + \frac{k_{z,i} Q_{z,i} \bar{Q}_{z,i}}{GA_i} + \frac{k_{y,i} Q_{y,i} \bar{Q}_{y,i}}{GA_i} \right) dx_i$	
	bei ebenen Balken und Rahmen – nur Biegung: $u = \sum_{i=1}^n \int_{(l_i)} \frac{M_{y,i} \bar{M}_{y,i}}{EI_{y,i}} dx_i$	<ul style="list-style-type: none"> • ansetzen von virtueller Kraft → Ergebnis – wahre Verschiebung • ansetzen von virtuellem Moment → Ergebnis – wahre Verdrehung 
	bei Fachwerkstäben – nur Zug/Druck, $N = const$: $u = \sum_{i=1}^n \frac{N_i \bar{N}_i l_i}{EA_i}$	<ul style="list-style-type: none"> • ansetzen von virtuellem Kräftepaar (gleiche Wirkungsline, entgegengesetzt) → Ergebnis – wahre relative Verschiebung • ansetzen von virtuellem Momentenpaar → Ergebnis – wahre relative Verdrehung 
	bei räumlichen Balken und Rahmen – nur Momente: $u = \sum_{i=1}^n \int_{(l_i)} \left(\frac{M_{y,i} \bar{M}_{y,i}}{EI_{y,i}} + \frac{M_{z,i} \bar{M}_{z,i}}{EI_{z,i}} + \frac{M_{t,i} \bar{M}_{t,i}}{GI_{t,i}} \right) dx_i$	
	bei ebenen gemischten Systemen aus Rahmen (nur Biegung, n Bereiche) und Fachwerkstäben (nur Zug/Druck, m Stäbe): $u = \sum_{i=1}^n \int_{(l_i)} \frac{M_{y,i} \bar{M}_{y,i}}{EI_{y,i}} dx_i + \sum_{k=1}^m \frac{N_k \bar{N}_k l_k}{EA_k}$	
Statisch unbestimmte Systeme:	Vorgehensweise bei $k=1$: <ul style="list-style-type: none"> – hier Formeln für ebene Balken und Rahmen – für andere Modelle - entsprechende Schnittgrößen und Integrale <ol style="list-style-type: none"> Grad der statischen Unbestimmtheit ermitteln Wählen statisch Unbestimmte, Hauptsystem (statisch bestimmt, kinematisch unveränderlich) Schnittgrößen für das "0"-System. M_0 Belastung - gegebene Belastung Schnittgrößen für das "1"-System. M_1 Belastung - die statisch Unbestimmte Berechnen: <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;"> $\alpha_{10} = \sum_{i=1}^n \int_{(l_i)} \frac{M_{0,i} M_{1,i}}{EI_i} dx_i \quad \alpha_{11} = \sum_{i=1}^n \int_{(l_i)} \frac{M_{1,i} M_{1,i}}{EI_i} dx_i$ </div> Berechnen von X_1 aus: <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;"> $\alpha_{11} X_1 + \alpha_{10} = 0 \quad X_1 = -\frac{\alpha_{10}}{\alpha_{11}}$ </div> <ul style="list-style-type: none"> - Verformungsbedingung Durch Superposition die Schnittgrößen für das statisch unbestimmte System berechnen: <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;"> $M_{ges} = M_0 + X_1 M_1$ </div> <ul style="list-style-type: none"> - diese Gleichung für jeden Wert und Bereich anwenden Kontrolle: <div style="border: 2px solid red; padding: 5px; display: inline-block;"> $\sum_{i=1}^n \int_{(l_i)} \frac{M_{ges,i} M_{1,i}}{EI_i} dx_i = 0$ </div> 	
	Verformungen in statisch unbestimmten Systemen: <ul style="list-style-type: none"> • M_{ges} ist bekannt (das statisch unbestimmte Problem ist gelöst) • für ein beliebiges statisch bestimmtes System: <ul style="list-style-type: none"> – virtuelle Kraft $\bar{1}$ und \bar{M} • Berechnen der Verschiebung: <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;"> $u = \sum_{i=1}^n \int_{(l_i)} \frac{M_{ges,i} \bar{M}_i}{EI_i} dx_i$ </div> 	<ul style="list-style-type: none"> • Grad der statischen Unbestimmtheit - k • äußerlich statisch unbestimmte Systeme • Unbekannte sind Lagerreaktionen oder Verbindungskräfte  <ul style="list-style-type: none"> • innerlich statisch unbestimmte Systeme • Unbekannte sind Schnittgrößen 

6. Stabilitätsverlust - Knicken

Eulerische Knickfälle:

The diagram illustrates four boundary conditions for a column of length l under a compressive force F :

- Case 1:** Fixed at both ends. The effective length is $l_k = 2l$.
- Case 2:** Fixed at one end, pinned at the other. The effective length is $l_k = l$.
- Case 3:** Pinned at both ends. The effective length is $l_k = 0,7l$.
- Case 4:** Fixed at one end, free at the other (cantilever). The effective length is $l_k = 0,5l$.

A red box indicates: l_k - immer eine Sinushalbwellen

A red box on the right indicates: gilt für richtungstreue Kräfte

Kritische Knicklast: $F_{krit} = \pi^2 \frac{EI_{min}}{l_k^2}$

Kritische Spannung: $\sigma_{krit} = \pi^2 \frac{EI}{l_k^2 A}$

Druckspannung: $\sigma_d = \frac{F}{A} \leq \sigma_{krit} = \frac{F_{krit}}{A} \leq \sigma_F$

Sicherheit gegen Knicken: $S_{Knick} \leq \frac{F_{krit}}{N}$

Trägheitsradius: $i = \sqrt{\frac{I}{A}}$

$\sigma_{krit} = \pi^2 \frac{Ei^2}{l_k^2}$

Schlankeitsgrad: $\lambda = \frac{l_k}{i}$

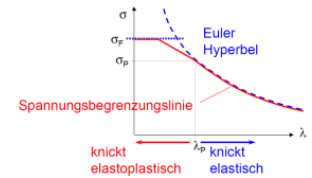
$\sigma_{krit}(\lambda) = \pi^2 \frac{E}{\lambda^2}$

Proportionalitätsgrenze: $\sigma_P \approx 0,8 \sigma_F$

Proportionalitätsgrenzschlankeitsgrad:

$\lambda_P = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_P}} \approx \pi \sqrt{\frac{E}{0,8 \sigma_F}}$

The graph shows the critical stress σ_{krit} as a function of the slenderness ratio λ . The curve is labeled 'Euler Hyperbel'. The yield stress σ_P is marked on the y-axis. The region to the left of the curve is labeled 'knickt elastoplastisch' and the region to the right is labeled 'knickt elastisch'. The yield stress σ_F is also marked on the y-axis.



7. Allgemeines

Schnittgrößen:	in der Ebene:		im Raum:	
	Verteilte Lasten:		Streckenlast als Funktion: $q(x) = a^* \cdot x + b$ $q(0) = a^* \cdot 0 + b \rightarrow b = 0$ $q(a) = a^* \cdot a \rightarrow a^* = \frac{q}{a}$ $q(x) = \frac{q}{a} \cdot x$	