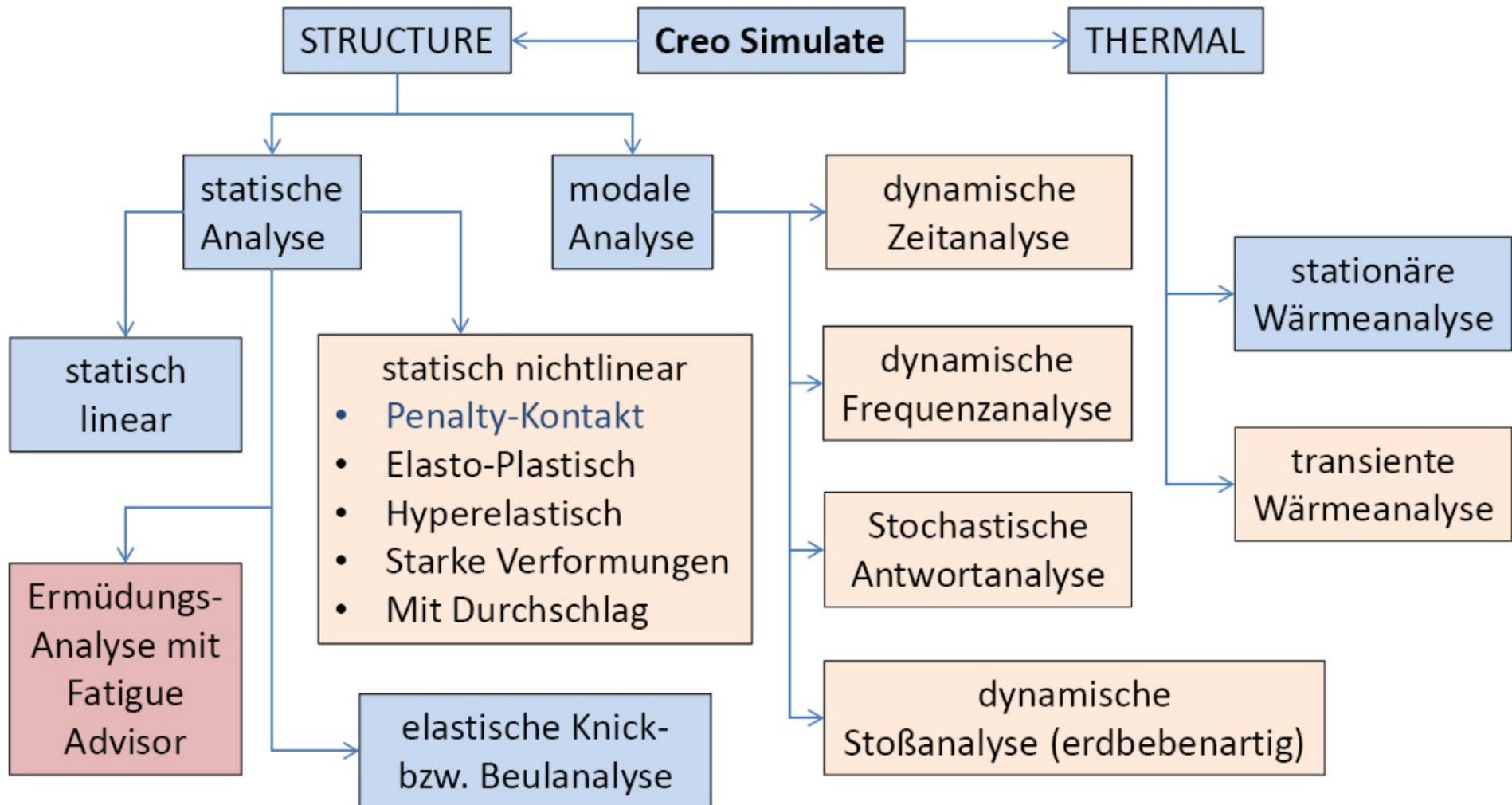


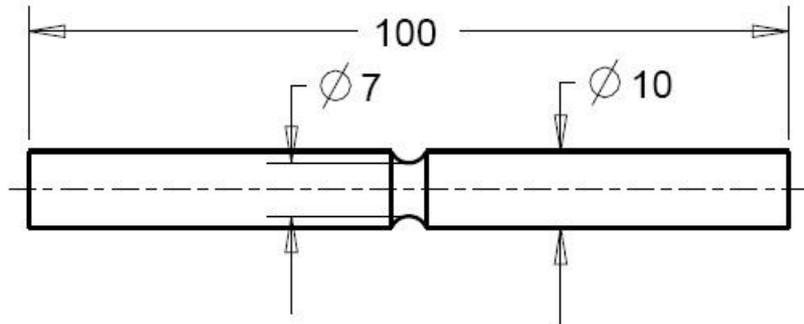
Creo Simulate & Fatigue Advisor

1. Funktionsumfang von Creo Simulate – ein Überblick
2. Lineare statische Analyse – Kerbspannung?
3. Technische und „wahre“ Spannungs-Dehnungs-Kurve
4. Umrechnung der Kerbspannung nach Neuber
5. FKM-Interpretation der Neuber-Umrechnung
6. Plastische Formzahl nach FKM
7. Wann ist eine statische Annahme nicht mehr zulässig?
8. Fatigue Advisor in Creo Simulate
9. Literaturverzeichnis
10. Anhang

1. Funktionsumfang von Creo Simulate - ein Überblick [1]



2. Lineare statische Analyse – Kerbspannung?



$$E := 210000 \text{ MPa}$$

E-Modul

$$\nu := 0.3$$

Querdehnzahl

$$R_p := 240 \text{ MPa}$$

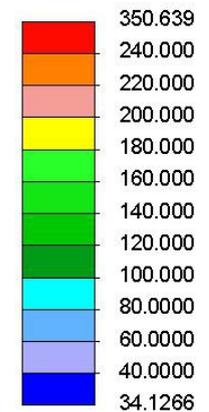
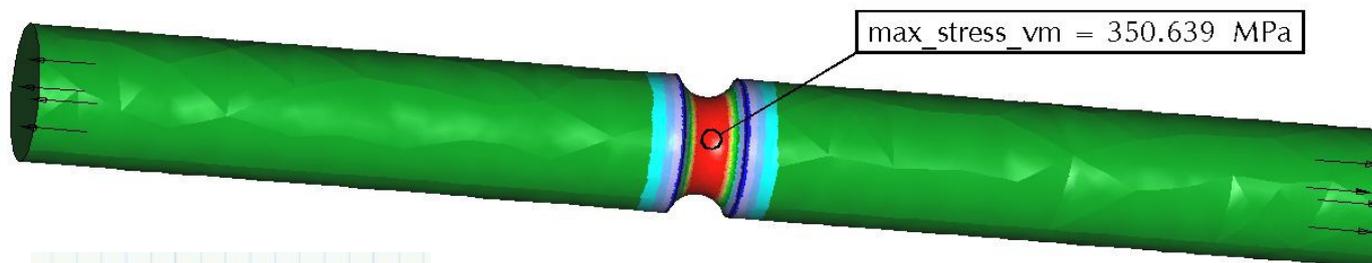
Dehngrenze

$$d := 7 \text{ mm}$$

$$A := \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 38.485 \text{ mm}^2$$

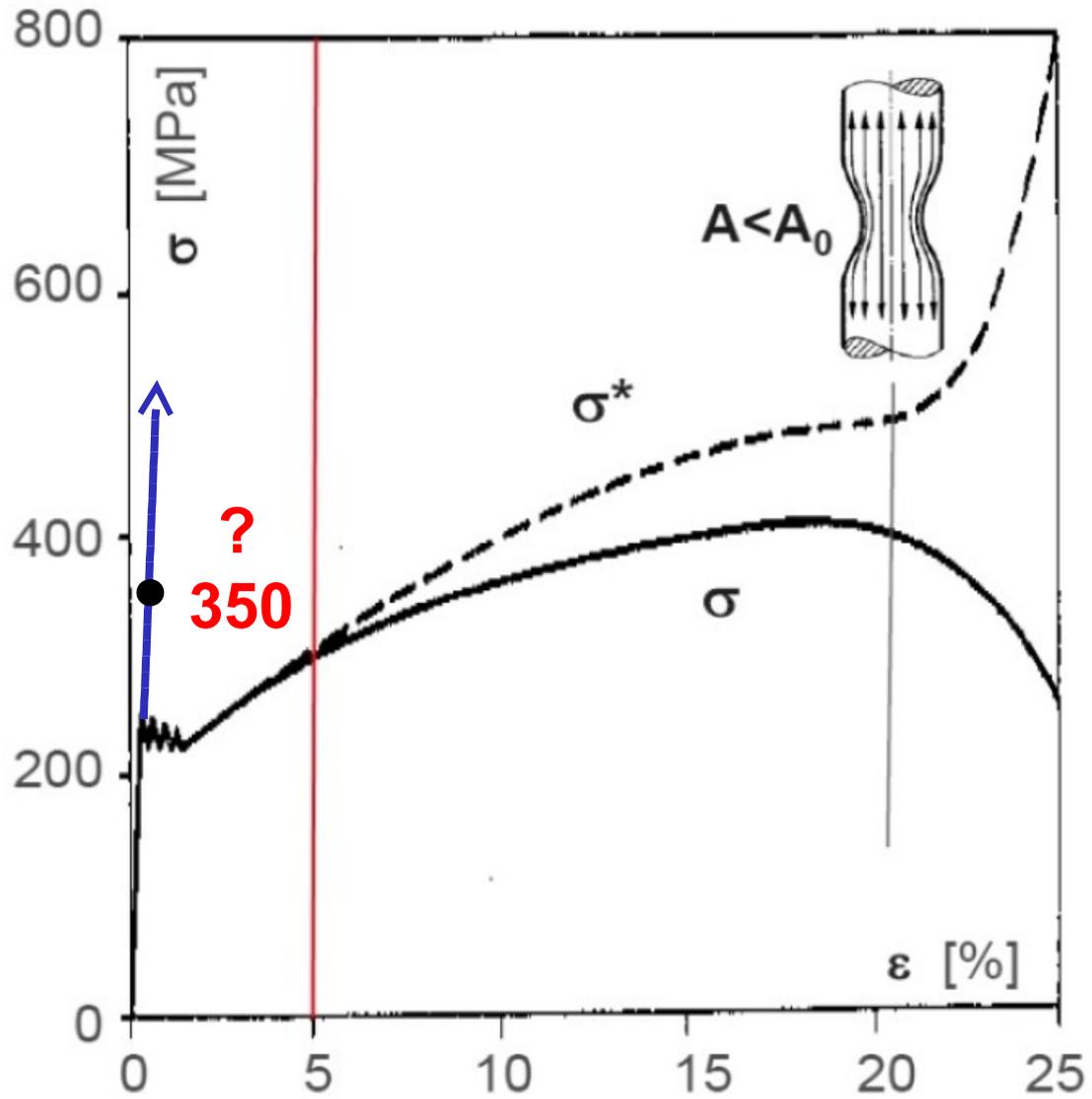
$$F_{\text{grenz}} := R_p \cdot A = 9.236 \text{ kN}$$

Stress von Mises (WCS)
(MPa)
Loadset: LoadSet1 : FE_ZUGSTAB



Formzahl FEM

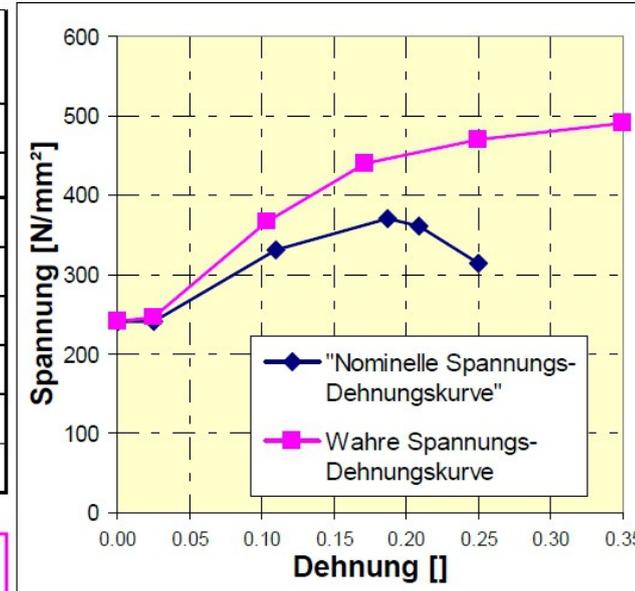
$$\alpha_F := \frac{351 \text{ MPa}}{R_p} = 1.46$$



[2]

3. Technische und „wahre“ Spannungs-Dehnungs-Kurve

Nominelle Spannungs-Dehnungskurve		"Wahre" Spannungs-Dehnungskurve		ε^{pl}
e	s	ε	σ	
	[N/mm ²]		[N/mm ²]	
0.0011	240	0.0011	240.26	0.0000
0.0261	240	0.0258	246.26	0.0246
0.1100	331	0.1044	367.41	0.1026
0.1875	370	0.1719	439.38	0.1698
0.2094	360.75	0.2500	470.00	0.2478
0.2500	314.5	0.3500	490.00	0.3477



Aus Zugversuch

$$\varepsilon = \ln(e + 1)$$

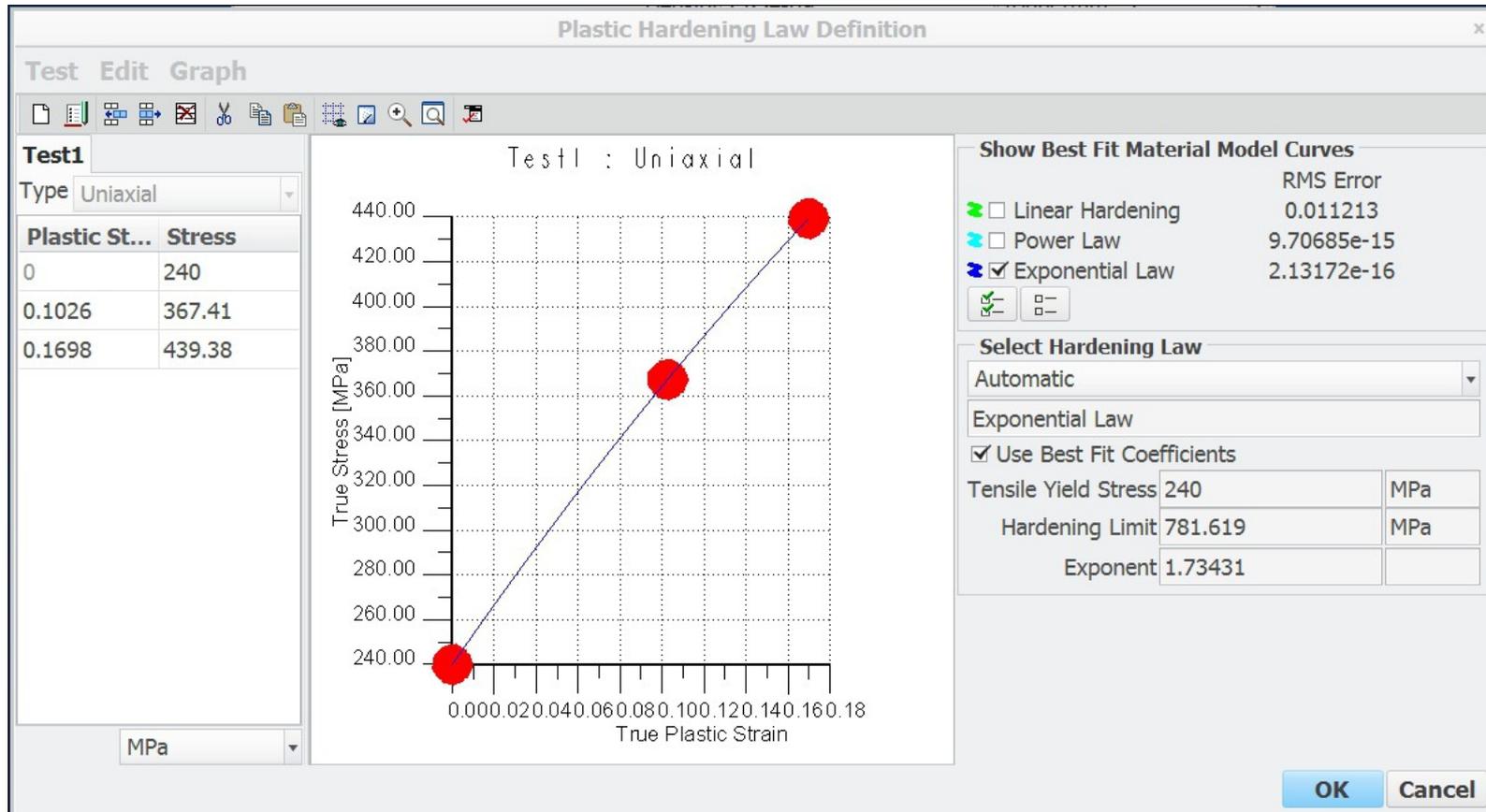
$$\varepsilon^{pl} = \varepsilon - \frac{\sigma}{E}$$

$$\sigma = s(e + 1)$$

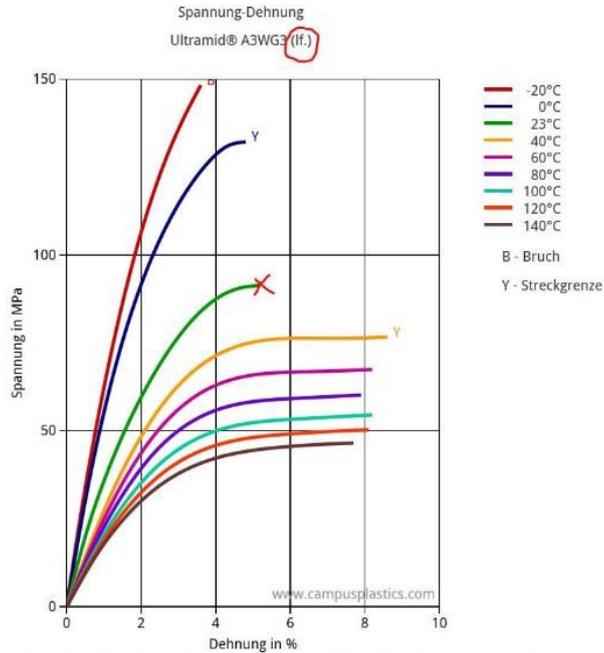
Sobald sich der Probekörper einschnürt, sinkt die nominelle Spannung mit steigender Dehnung. Ab diesem Zeitpunkt sind die Umrechnungsformeln von nomineller in wahre Darstellung nicht mehr gültig. Häufig extrapoliert man ab diesem Punkt die „Wahre“ Spannungs-Dehnungskurve nach „Gefühl“:

[3]

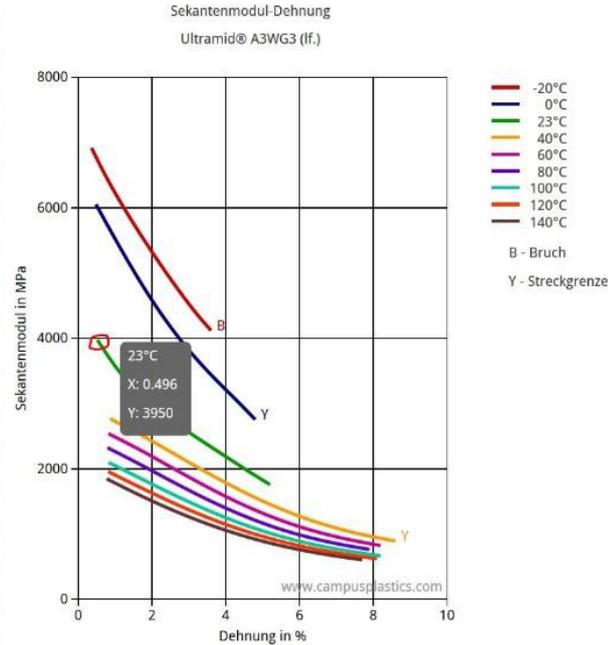
S235-Beispiel in Creo Simulate



Spannung-Dehnung, Ultramid® A3WG3 (feucht), PA66-GF15, BASF



Sekantenmodul-Dehnung, Ultramid® A3WG3 (feucht), PA66-GF15, BASF



$$E_{theor} := 4500 \text{ MPa}$$

$$E_{FEM} := 4000 \text{ MPa}$$

$$\epsilon_0 := 0.005 = 0.5\%$$

$$R_p := E_{FEM} \cdot \epsilon_0 = 20 \text{ MPa}$$

$$\epsilon_1 := 0.0151 = 1.51\%$$

$$\sigma_1 := 50 \text{ MPa}$$

$$\epsilon_{1_true} := \ln(\epsilon_1 + 1) - \epsilon_0 = 0.01$$

$$\sigma_{1_true} := \sigma_1 \cdot (\epsilon_1 + 1) = 50.755 \text{ MPa}$$

$$\epsilon_2 := 0.0399 = 3.99\%$$

$$\sigma_2 := 88.1 \text{ MPa}$$

$$\epsilon_{2_true} := \ln(\epsilon_2 + 1) - \epsilon_0 = 0.0341$$

$$\sigma_{2_true} := \sigma_2 \cdot (\epsilon_2 + 1) = 91.615 \text{ MPa}$$

Plastic Hardening Law Definition

Test Edit Graph

Test1

Plastic S...	Stress
0	20
0.01	50.755
0.0341	91.615

True Stress [MPa] vs True Plastic Strain

Show Best Fit Material Model Curves

Model	RMS Error
Linear Hardening	0.1235
Power Law	5.93798e-15
Exponential Law	9.89912e-17

Select Hardening Law

Automatic

Exponential Law

Use Best Fit Coefficients

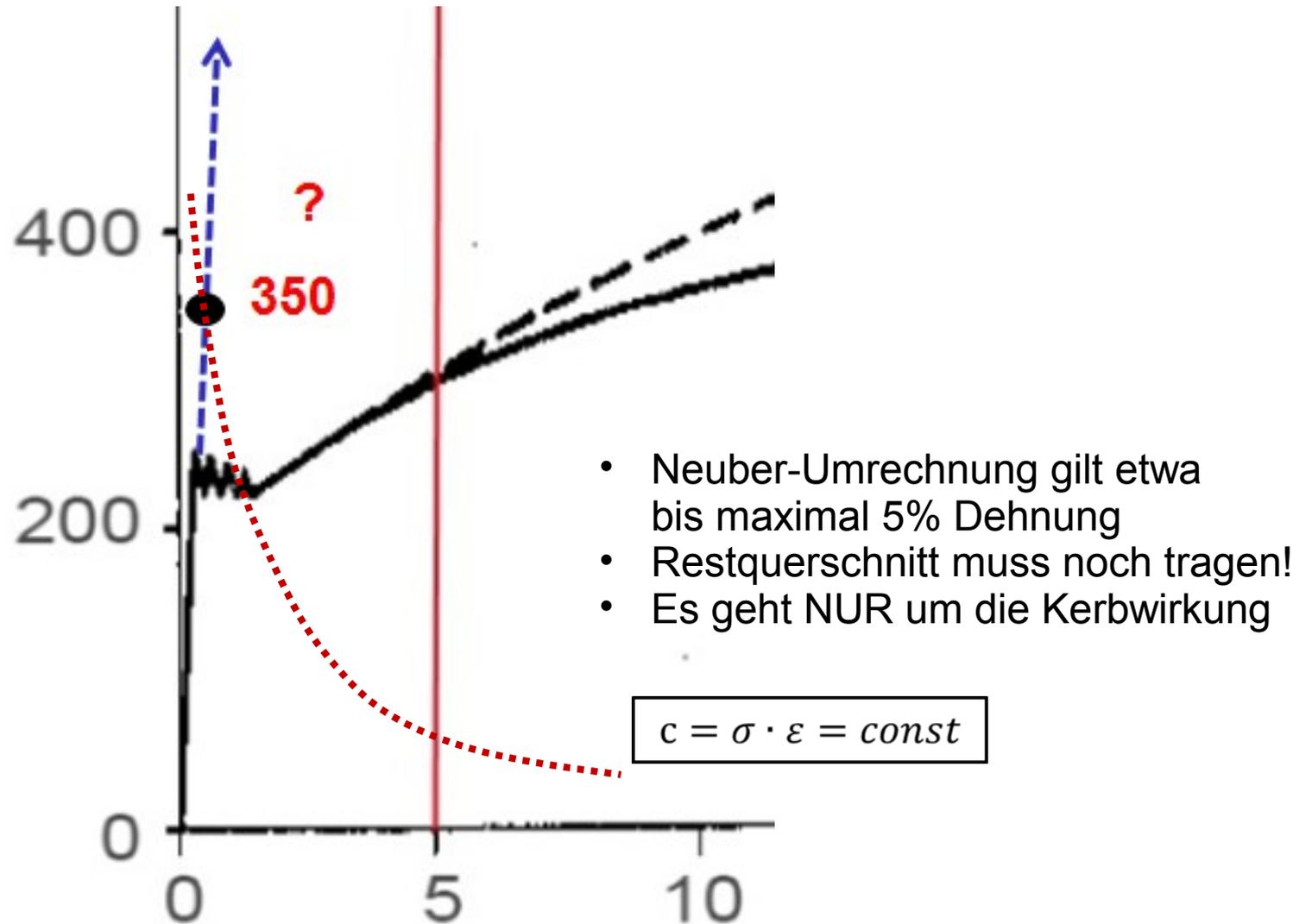
Tensile Yield Stress 20 MPa

Hardening Limit 100.616 MPa

Exponent 36.4804

OK Cancel

4. Umrechnung der Kerbspannung nach Neuber



$E := 210000 \text{ MPa}$ Elastizitätsmodul

$R_p := 240 \text{ MPa}$ Dehngrenze

$\sigma = E \cdot \varepsilon$ Hook'sches Gesetz

$$c = \sigma \cdot \varepsilon = \text{const}$$

Neuber-Konstante

Damit ergibt sich die Berechnung der Neuber-Konstante aus der gemessenen Vergleichsspannung nach von-Mises im Kerbgrund:

$$c = \sigma \cdot \varepsilon = \sigma \cdot \frac{\sigma}{E} = \frac{\sigma^2}{E} = \frac{\sigma_{vm}^2}{E}$$

Im konkreten Fall:

$\sigma_{vm} := 351 \text{ MPa}$ max. Vergleichsspannung im Kerbgrund

$$c := \frac{\sigma_{vm}^2}{E} = 0.6 \text{ MPa}$$

Neuber-Konstante aus der linearen FEM

Nun kann die ermittelte Neuber-Konstante iterativ dem "echten" Wert der Spannung im Spannungs-Dehnungs-Diagramm zugeordnet werden:

$\varepsilon' := 0.003 = 0.3\%$ Dehnung im Spannungs-Dehnungs-Diagramm

$\sigma' := 245 \text{ MPa}$ Spannung im Spannungs-Dehnungs-Diagramm

$$c' := \varepsilon' \cdot \sigma' = 0.7 \text{ MPa}$$

Neuber-Konstante im Spannungs-Dehnungs-Diagramm an einem bestimmten Punkt

Die Werte der Neuber-Konstanten c und c' sind fast gleich, daraus folgt:

Die fiktive FEM-Spannung **351 MPa** beträgt in der Realität etwa **245 MPa**.

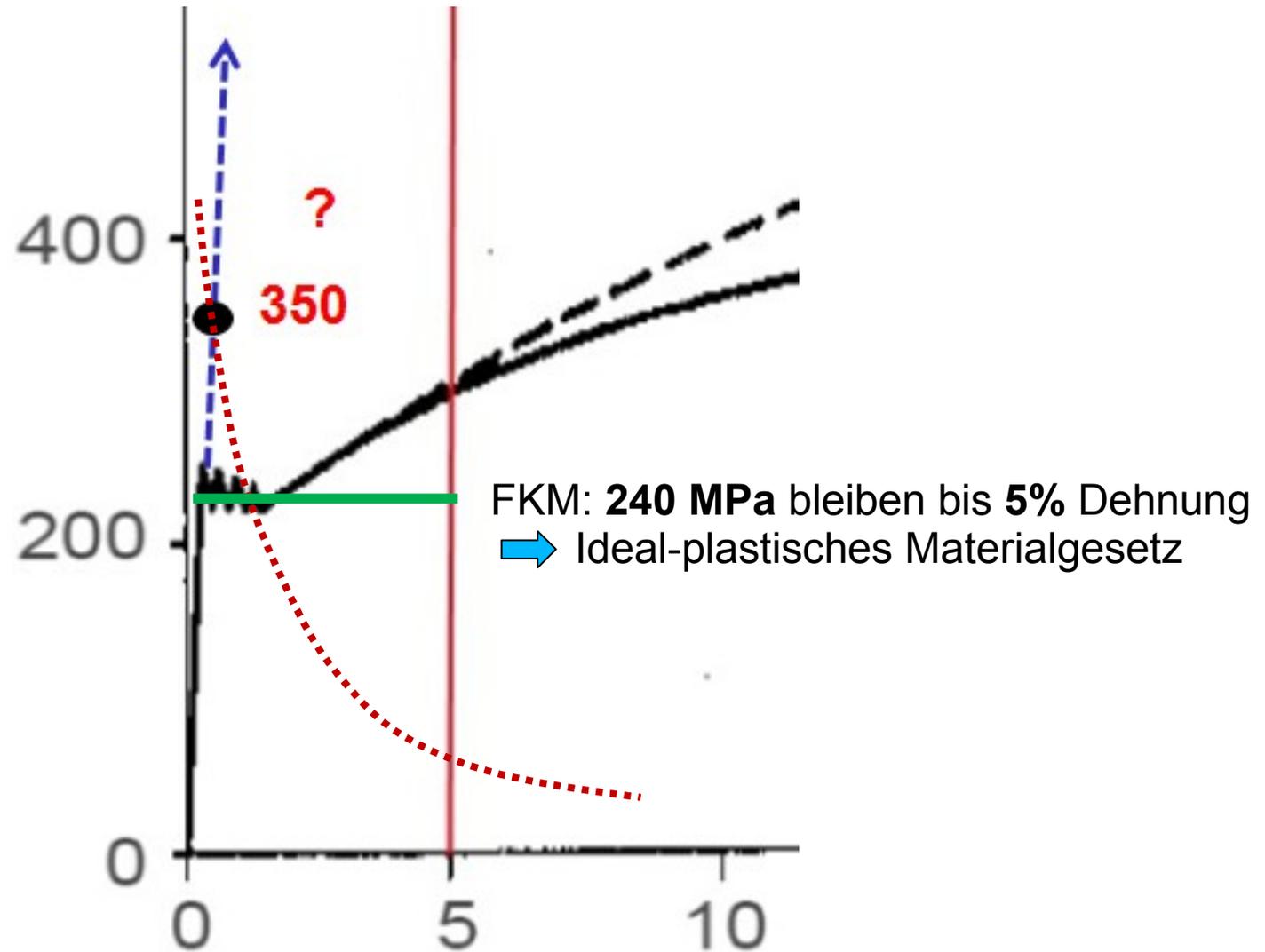
5. FKM-Interpretation der Neuber-Umrechnung

„FKM“ entspricht

Forschungskuratorium Maschinenbau:
Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile,
6. überarbeitete Ausgabe. VDMA-Verlag, 2012

FKM erweitert die Neuber-Theorie:

- Nicht nur auf Kerben beschränkt!  itisch!!!
- **Mindestens** ertragbare Dehnung bei duktilen Werkstoffen liegt bei 5%
- Ideal-plastisches Materialgesetz anwendbar
- Geometrische Nichtlinearität wird in der FKM nicht berücksichtigt!



$$E := 210000 \text{ MPa}$$

Elastizitätsmodul

$$R_p := 240 \text{ MPa}$$

Dehngrenze

$$\varepsilon_{ertr} := 0.05 = 5\%$$

FKM-Annahme für duktile Werkstoffe

$$c_{ertr} := R_p \cdot \varepsilon_{ertr} = 12 \text{ MPa}$$

Neuber-Interpretation nach FKM

$$c = \frac{\sigma_{vm}^2}{E}$$

Lineare FEM-Berechnung
einer Kerbspannung

$$\sigma_{vm_ertr} := \sqrt{c_{ertr} \cdot E} = 1587 \text{ MPa}$$

Diese Kerbspannung darf bei einer linearen statischen Betrachtung zugelassen werden (abgesehen von den Sicherheitsfaktoren).

6. Plastische Formzahl nach FKM

Definition:

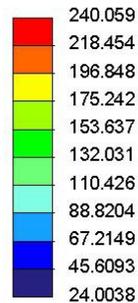
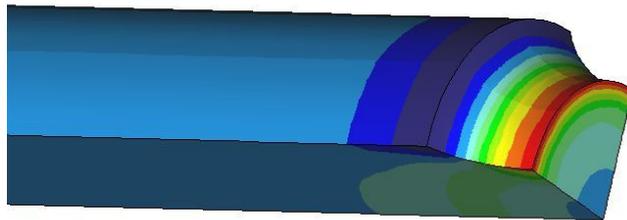
Plastische Formzahl

Die plastische Formzahl K_p kennzeichnet die Tragreserve eines Bauteiles bis zum Erreichen der vollplastischen Traglast. Allgemein gilt:

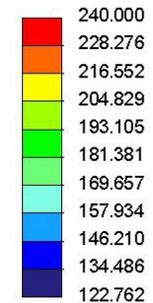
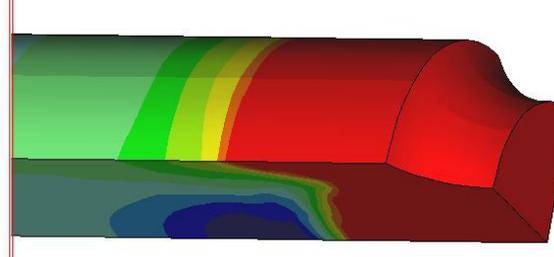
$$K_p = \frac{\text{vollplastische Traglast}}{\text{elastische Grenzlast}} \quad (3.3.8) \quad [4]$$

Für konstante Spannung im Querschnitt gilt $K_p = 1$.

Stress von Mises (WCS)
(MPa)
Loadset: LoadSet1 : FE_ZUGSTAB



Stress von Mises (WCS)
(N / mm²)
Loadset: LoadSet1 : FE_ZUGSTAB Step 2, Time 1.0000E+00



Elastizitätsgrenze erreicht

Plastischer Kollaps

Die plastische Formzahl beschreibt die plastischen Reserven in einem bestimmten Querschnitt, im dargestellten Beispiel beträgt $K_p=2,2$

7. Wann ist eine statische Annahme nicht mehr zulässig?

Allgemeine Normenwerke, auch FKM:

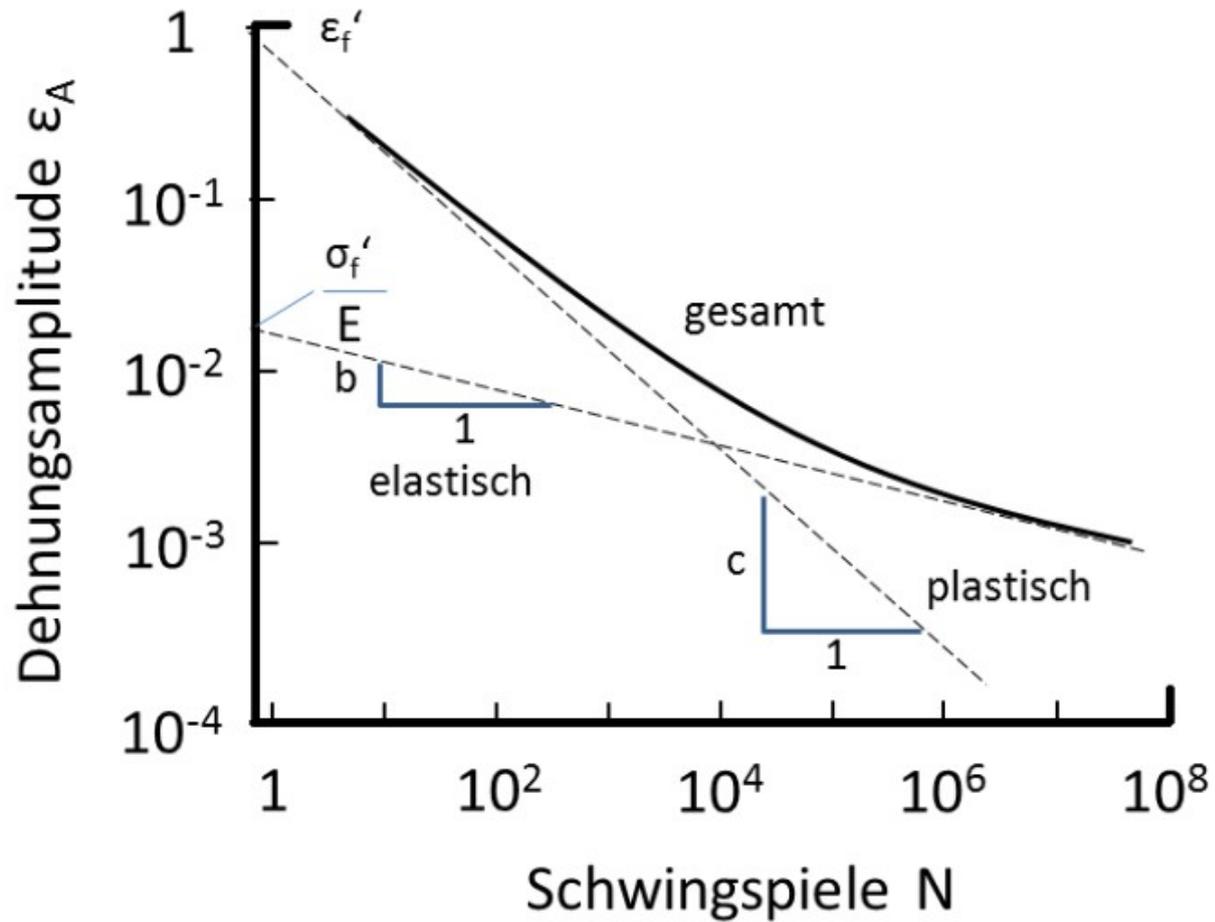
- Die Ermüdung beginnt etwa ab **10.000** Lastwechseln
- Die statische Annahme gilt bis maximal **1.000** Belastungen
- Es existiert somit eine **Grauzone** der Kurzzeitfestigkeit

In den praktischen Anwendungen werden Überwachungs- und Wartungsmaßnahmen empfohlen!

Beispiel: Bei einer Fangbremse einer Standseilbahn wird ein täglicher Funktionstest vorgeschrieben. Die Festigkeit der Achsen und Bolzen ist dabei nur statisch nachweisbar. Daher wird ein Austausch der Bolzen und Achsen spätestens nach **1.000** Tests obligatorisch vorgeschrieben.

8. Fatigue Advisor in Creo Simulate

Kerbgrundkonzept



A. Bäumel, Jr und T. Seeger [5] Uniform Material Law (UML)

Materialdefinition		
Name	16MnCr5	
Beschreibung	nicht wärmebehandelt	
Dichte	7.85e-09	tonne/mm ³
Farbeffekt		
Strukturmechanisch		
Benutzerdefiniert		
Thermal		
Verschiedenes		
Symmetrie	Isotrop	
Spannungs-Dehnungs-Reaktion	Linear	
Querkontraktionszahl	0.3	
Elastizitätsmodul	210000	MPa
Wärmeausdehnungskoeffizient	1.2e-05	/C
Mechanismendämpfung		sec/mm
Materialgrenzwerte		
Zug-Streckgrenze *	450	MPa
Zugspannung *	650	MPa
Druckspannung		MPa
* Erforderliche Felder		
Versagenskriterium		
Gestaltänderungsenergie (von Mises)		
Ermüdung		
Unified Material Law (UML)		
Materialtyp	Niedrig legierte Stähle	
Oberflächengüte	Feinbearbeitet	
Kerbwirkungszahl für Versagen	1	
OK		
Abbrechen		

Alternativ zu UML: Externe Materialdaten verwenden

Beispiel für einen Baustahl S 355

Fatigue Preferences
log_file_append=off
desired_life_units=cycles
log_file=off
log_file_name=
user_directory=
external_matdata=off
safety_margin=3.000000
mean_stress=on
mean_stress_method=worst
confidence_level=50.000000
biaxiality_correction=on
biaxiality_method=worst
infinite_life_value=1e+020
hysteresis_gate=1.000000
desired_life=2000000.000000
fos_calculation=off

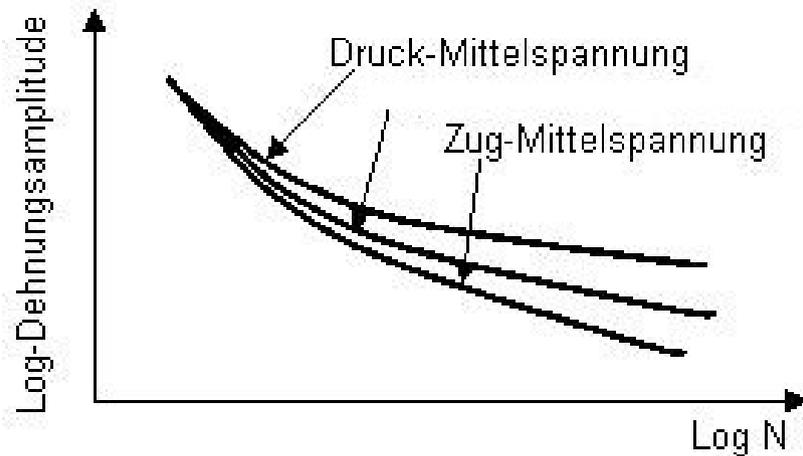


Fatigue Preferences
log_file_append=off
desired_life_units=cycles
log_file=off
log_file_name=
user_directory=
external_matdata=on
safety_margin=3.000000
mean_stress=on
mean_stress_method=worst
confidence_level=50.000000
biaxiality_correction=on
biaxiality_method=worst
infinite_life_value=1e+020
hysteresis_gate=1.000000
desired_life=2000000.000000
fos_calculation=off

```
s355_fem.mat - Editor
Datei Bearbeiten Format Ansicht ?
uts=540
young_modulus=2.05e5
ys=380
me=0.33
mp=0.5
sf_prime=1019
b=-0.109
ef_prime=0.846
c=-0.616
n_prime=0.177
k_prime=1050
rc=1.25e4
see=0
sep=0
sec=0
```

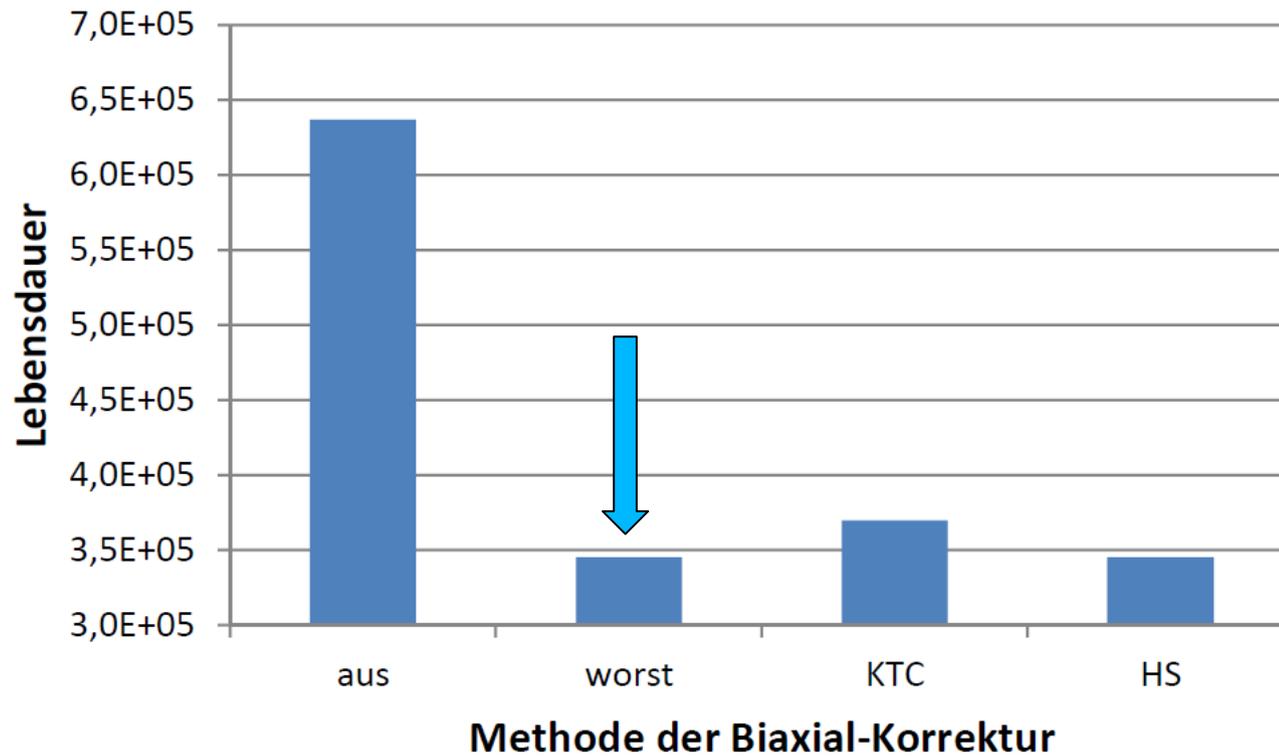
Einfluss der Mittelspannung

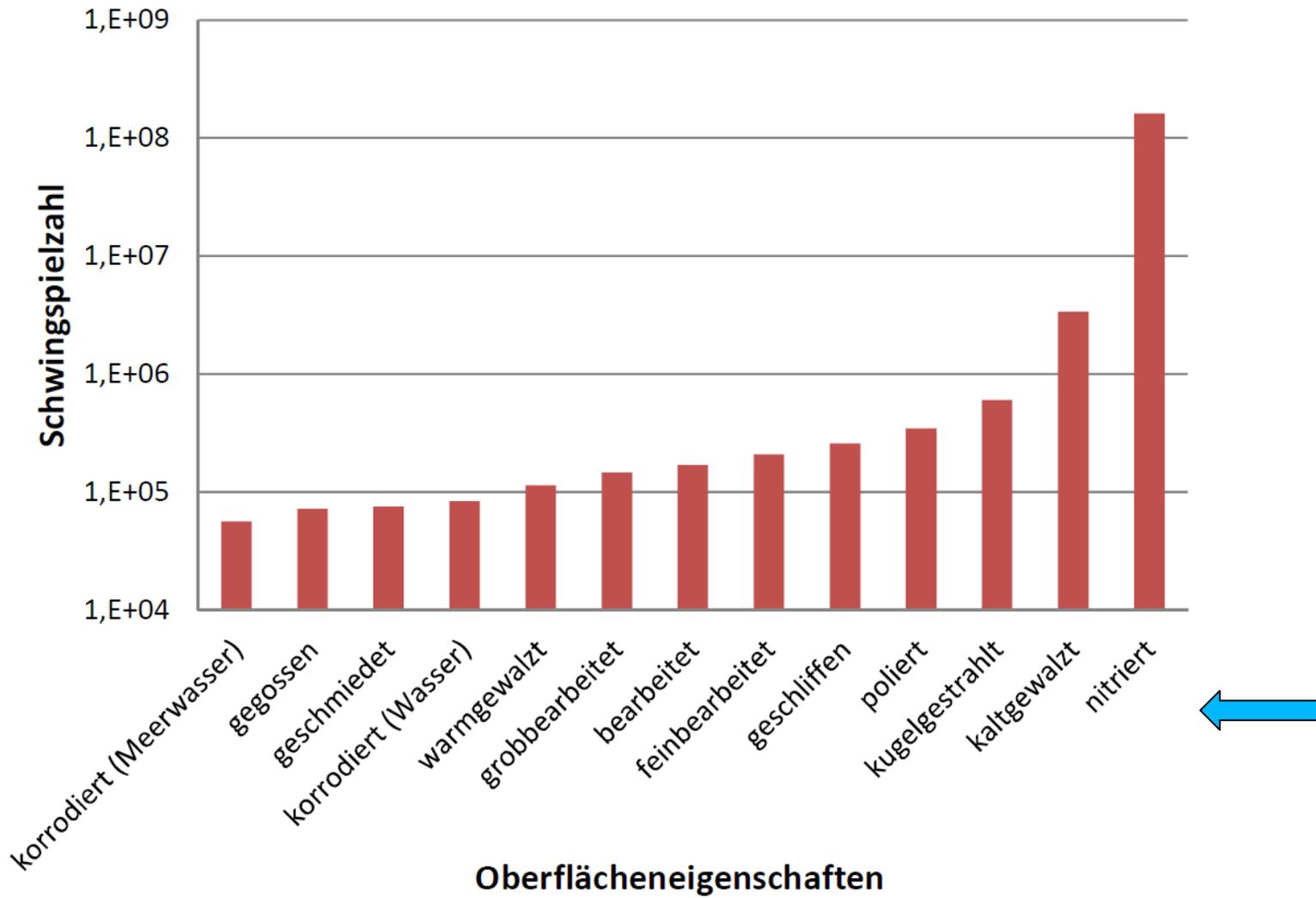
- Ansatz nach Smith-Watson-Topper [6], wenn überwiegend Zugmittelspannung
- Ansatz nach Morrow [7], wenn überwiegend Druckmittelspannung
- Kein, wenn rein wechselnde Belastung



Mehrachiger Belastungszustand

- Klann, Tipton & Cordes
- Hoffmann & Seeger





9. Literaturverzeichnis

- [1] Kloninger, P.: Pro/MECHANICA verstehen lernen, Springer Verlag 2012, ISBN 978-3-642-24841-2
- [2] <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:bsz:ch1-qucosa-114619>
- [3] Material der Crashbox S235JR von der FH Wels
- [4] FKM-Richtlinie, RECHNERISCHER FESTIGKEITSNACHWEIS FÜR MASCHINENBAUTEILE, 6., überarbeitete Ausgabe 2012, ISBN 978-3-8163-0605-4
- [5] Bäuml, A., und Seeger, T. "Materials Data for Cyclic Loading, Supplement 1." Materials Science Monographs, 61. Hsg: Elsevier
- [6] Smith, K. N., Watson, P., und Topper, T. H. "A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals." Journal of Materials. Vol. 5, No. 4, (1970): 767–778.
- [7] Morrow, J. "Fatigue Design Handbook." Advances in Engineering. Vol. 4. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA. (1968): Abschn. 3.2, S. 21–29.