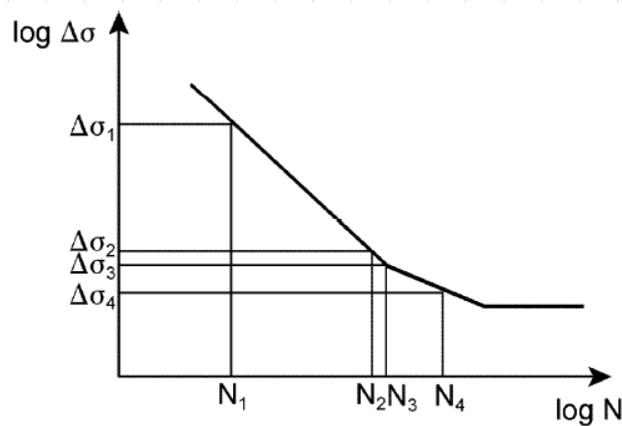


Creo Parametric mit Creo Simulate Lite *

Tutorial: Festigkeitsnachweis nach EC 3 und FKM



* "Creo Simulate Lite ist die mit begrenztem Funktionsumfang ausgestattete Testversion von Creo Simulate. Sie können den Lite Modus für Teile- oder Baugruppenmodelle mit bis zu 200 Flächen nutzen. Der Zugriff auf Creo Simulate Lite ist mit einer Creo Parametric Lizenz möglich." (Zitat aus der PTC-Onlinehilfe)

Kapitelverzeichnis

Einleitung	3
1. Radgabel, analytische Betrachtung	5
2. Radgabel geschweißt, Eurocode 3	10
3. Abspannung geschweißt, FKM	30
4. Gussteil aus Aluminium, Haigh-Diagramm	40
5. Seilhülse aus Edelstahl, Eurocode 3	49
6. Stahlbau Rechteckvordach	55
7. Balkongeländer aus Edelstahl	61
8. Druckbehälter aus Automatenstahl	68
9. Sonderfeder, erzwungene Dehnung	74
Literaturangaben	79

Einleitung



Titelbild: Katastrophe * in einem Freizeitpark in Indien, Sommer 2019

* Unfall mit Toten und vielen Schwerverletzten

Diese Arbeit richtet sich an Ingenieurskräfte und auch Studierende aller technischen Berufe, die mit Festigkeitsnachweisen konfrontiert werden. Im Vordergrund steht die Anwendung der Normen des Eurocode 3 (EC 3) * bei CAD-Volumenmodellen. Darüber hinaus wird eine Vorgehensweise in Anlehnung an die FKM-Richtlinie (FKM) ** vorgeschlagen.

Die folgenden Beispiele werden anhand der Software PTC Creo Parametric erläutert. Dieses System bietet eine kostenfreie integrierte FEM-Funktionalität Creo Simulate Lite, unabhängig von der Version und Lizenzierung. Somit ist es prinzipiell jedem Anwender möglich, den folgenden Lernstoff mit einer 30-Tage-Testversion von PTC Creo Parametric oder auch mit einer Ausbildungsversion durchzuarbeiten.

Ansonsten werden alle vorgerechneten Beispiele mit entsprechenden CAD-Daten im STEP-Format *** hinterlegt. Dadurch ist es weiterhin denkbar, die Aufgaben mit einem alternativen CAE-System zu bearbeiten.

Das Titelbild zeigt einen katastrophalen Unfall in einem Freizeitpark in Indien, bei dem einige Menschen gestorben und viele schwer verletzt worden sind. Der Autor möchte hierbei keine Spekulationen im Hinblick auf die Verantwortlichkeit anstellen. Jedoch wäre ein solches Szenario in Deutschland kaum vorstellbar. Der Grund hierfür ist die gesetzliche Überwachung solcher Anlagen. Im Gegensatz zum Maschinenbau oder auch zur Automobilindustrie gelten bei Fahrgeschäften strenge gesetzliche Kontrollen. Abgesehen von regelmäßigen Inspektionen z.B. durch TÜV-Prüfinstitute ist das Einhalten der Normen des Eurocode ein zentraler Baustein für die Sicherheit dieser Attraktionen.

In diesem Lehrgang werden die meisten Festigkeitsberechnungen gemäß Eurocode 3 * durchgeführt, wobei auch einige andere Normen und Richtlinien, z.B. die FKM-Richtlinie ** betrachtet werden.

Der Text wurde mittels der Software Mathcad Prime erstellt. Dieses vorrangig mathematische System verfügt derzeit über kein automatisches Inhaltsverzeichnis. Aus diesem Grund wurde hier lediglich ein Kapitelverzeichnis angegeben. Weiterhin wurden die zahlreichen Abbildungen in jedem Kapitel neu nummeriert.

* DIN EN 1993: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten
Teil 1-1: Allgemeine Bemessungsregeln und Regeln für den Hochbau
Teil 1-8: Bemessung von Anschlüssen
Teil 1-9: Ermüdung

** FKM-Richtlinie
RECHNERISCHER FESTIGKEITSNACHWEIS FÜR MASCHINENBAUTEILE
aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen
7., überarbeitete Ausgabe 2020

*** STEP-Daten werden zusammen mit dem erworbenen Lernmaterial ausgeliefert

1. Radgabel, analytische Betrachtung

1.1 Negativbeispiel einer "Statik"

Der Lehrgang startet mit einem Negativbeispiel einer "Statik" * aus der Praxis.

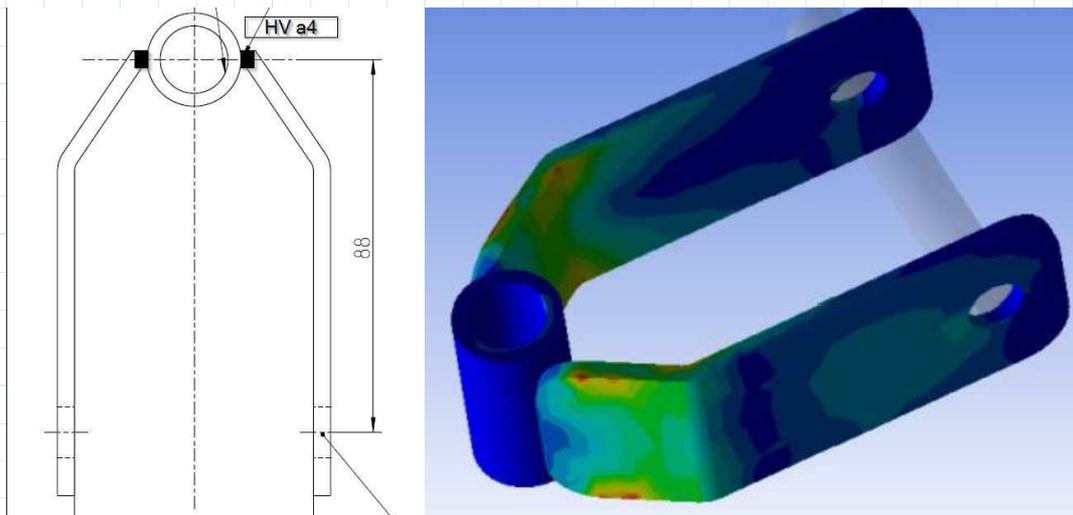


Abbildung 1: Radgabel von der Vorderachse eines Rodels

In der Abb. 1 ist die Radgabel von der Vorderachse von einem Fahrzeug einer Sommerrodelbahn dargestellt. Dieses Bauteil besteht aus zwei gekanteten S235-Blechlaschen, die an einer Hülse angeschweißt sind. Der Vollanschluss erfolgt mit der HV-Naht mit der Größe a4. Somit beträgt die rechnerische Querschnittsbreite der Schweißnaht 4 *mm*. Die Blechstärke ist ebenfalls 4 *mm*.

$$t := 4 \text{ mm}$$

Nahtdicke (auch Blechdicke)

$$l := 88 \text{ mm}$$

Hebel (Abb. 1, links)

Auf der rechten Seite der Abb. 1 ist ein Farbplot einer FEM-Analyse gezeigt. Diese Berechnung wurde von einem ausländischen Ingenieurbüro erstellt und auch von einer ausländischen Prüfbehörde geprüft bzw. abgenommen.

Im Farbplot ist deutlich zu erkennen, dass die eigentliche Geometrie der Schweißnaht nicht berücksichtigt wurde. Auf der anderen Seite ist es offensichtlich, dass diese Schweißnaht den kritischen Querschnitt darstellt. Wie wurde dann die Spannung in der Naht ermittelt?

* Der Begriff "Statik" umfasst in der Regel auch dynamische Berechnungen

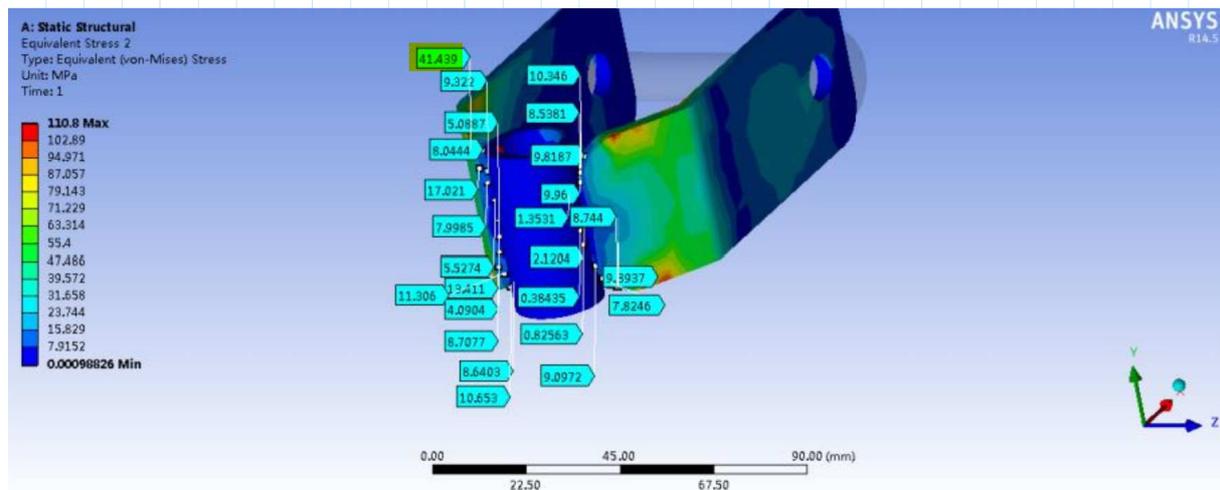


Abbildung 2: Abfrage der Spannungswerte im Farbplot

In der Abb. 2 sind einige Spannungswerte dargestellt. In diesem Sortiment findet jeder etwas für sich, das ausländische Ingenieurbüro hat sich verständlicherweise für den größten Wert entschieden.

$$\sigma_{V_MAX} := 41.439 \text{ MPa}$$

Maximale statische Spannung
in der geschweißten Radgabel
(Abb. 2, oben, gelb markiert)

Was das für eine Spannung sein soll, ist noch unklar. Offensichtlich ist es jedoch, hierbei handelt es sich um "Pfusch". Das Ingenieurbüro hat wohl die Höhe der Spannung "hingetrimmt". Um diese Vermutung zu überprüfen, wird zunächst **vereinfacht** (überschlägig) analytisch gerechnet.

1.2 Analytische Vergleichsrechnung

$$h := 40 \text{ mm}$$

rechnerische Höhe der Naht (Blechlasche)

$$W_b := \frac{t \cdot h^2}{6} = 1.067 \text{ cm}^3$$

Widerstandsmoment

$$F_{max_stat} := 1.32 \text{ kN}$$

max. statische Last auf die Radgabel
(inkl. Sicherheitsbeiwerte)

$$M_{b_max} := \frac{F_{max_stat} \cdot l}{2} = 58.08 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Biegemoment pro Lasche

$$\sigma_{b_max} := \frac{M_{b_max}}{W_b} = 54.45 \text{ MPa}$$

Biegespannung in der Naht

$$\tau := \frac{F_{max_stat}}{2 \cdot h \cdot t} = 4.125 \text{ MPa}$$

Schubspannung in der Naht
(hier eigentlich vernachlässigbar)

$$\sigma_{V_MAX_analytisch} := \sqrt{\sigma_{b_max}^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{V_MAX_analytisch} = 55 \text{ MPa}$$

Vergleichsspannung in der Naht

Die Vergleichsspannung ergibt 55 **MPa**, wobei an dieser Stelle darauf hingewiesen werden sollte, dass generell mehrere Methoden existieren, die Vergleichsspannung zu bilden. In diesem Fall ist es jedoch ohnehin nicht relevant, da die Biegung allein den wesentlichen Einfluss hat. Die analytische Rechnung ergibt also eine höhere Spannung als die FEM-Rechnung (Abb. 2). Was sagt Eurocode 3 dazu?

Mit einer vereinfachten Rechnung nach DIN EN 1993-1-8 wird die zulässige Spannung in der Schweißnaht ermittelt:

$$f_u := 370 \text{ MPa}$$

Zugfestigkeit von dem Baustahl S235

$$\gamma_{M2} := 1.25$$

Teilsicherheitsbeiwert für Schweißnähte

$$\beta_w := 0.8$$

Korrelationsbeiwert / Baustahl S235

$$f_{vw_d} := \frac{f_u}{\sqrt{3 \cdot \beta_w \cdot \gamma_{M2}}} = 214 \text{ MPa}$$

konservativ * gerechnete zulässige
Spannung in der Schweißnaht

* Gleichung 4.4 in DIN EN 1993-1-8

An dieser Stelle würde ein Baustatiker noch einfacher rechnen, da es sich um eine voll angeschlossene Naht ("gleich Blechdicke") handelt:

$$f_y := 235 \text{ MPa}$$

Streckgrenze von dem Baustahl S235

$$\gamma_M := 1.1$$

Sicherheitsbeiwert für das Material

$$\sigma_{zul} := \frac{f_y}{\gamma_M} = 214 \text{ MPa}$$

maximal zulässige Spannung
(statische Festigkeit)

Der Vergleich der analytisch gerechneten Vergleichsspannung (55 MPa) mit den zulässigen Werten liefert offensichtlich das Ergebnis:

Die Radgabel hat keine statischen Probleme!

Was ist nun die Ursache für den "Pfus" bei der FEM-Analyse (Farbplot in der Abb. 1 bzw. Abb. 2)? Das ausländische Ingenieurbüro musste eine andere Norm erfüllen: GB 8408-2018, eine relativ neue Sicherheitsnorm für Fahrgeschäfte in China. Danach würde die Berechnung der Sicherheit folgende Werte ergeben:

$$S_{analytisch} := \frac{0.8}{\sqrt{2}} \frac{f_u}{\sigma_{V_MAX_analytisch}} = 3.8$$

Sicherheitsfaktor * bei der analytischen Rechnung

$$S_{FEM} := \frac{0.8}{\sqrt{2}} \frac{f_u}{\sigma_{V_MAX}} = 5.1$$

Sicherheitsfaktor * bei der FEM-Rechnung ("Pfus")

Nach der Tabelle 5 in der Norm GB 8408-2018 handelt es sich um eine Schweißnaht von dem Typ "Grade II weld, directly related to personal safety", hierbei muss eine statische Sicherheit von 5 (Tabelle 1, 8408-2018) erfüllt sein. Die mittels FEM "berechnete" Sicherheit von 5,1 reicht schon aus, jedoch nicht die analytische. Damit wird die Motivation der FEM-Rechnung nun ersichtlich.

* vgl. Tabelle 6 in GB 8408-2018

1.3 Praxisbeispiele für Ermüdungsversagen

Die jüngste Praxis zeigt, dass die Anwendung der Norm GB 8408-2018 teils zu absurden Massnahmen führt. Auf der anderen Seite herrscht die Einigkeit darüber, dass derartige Katastrophen wie im Titelbild der Einleitung gezeigt, nicht wieder passieren dürfen.

Das zum Kapitel 1 mitgelieferte CAD-Modell der Radgabel **kapitel1_rg_st.stp** wird noch nicht vorgerechnet, dafür sind nachfolgend einige (harmlose) Versagensfälle aus der Praxis dargestellt (Abb. 3, grüne Pfeile). Diese haben aber nichts mit der statischen Belastung zu tun! Es geht hierbei primär um ein Ermüdungsversagen.

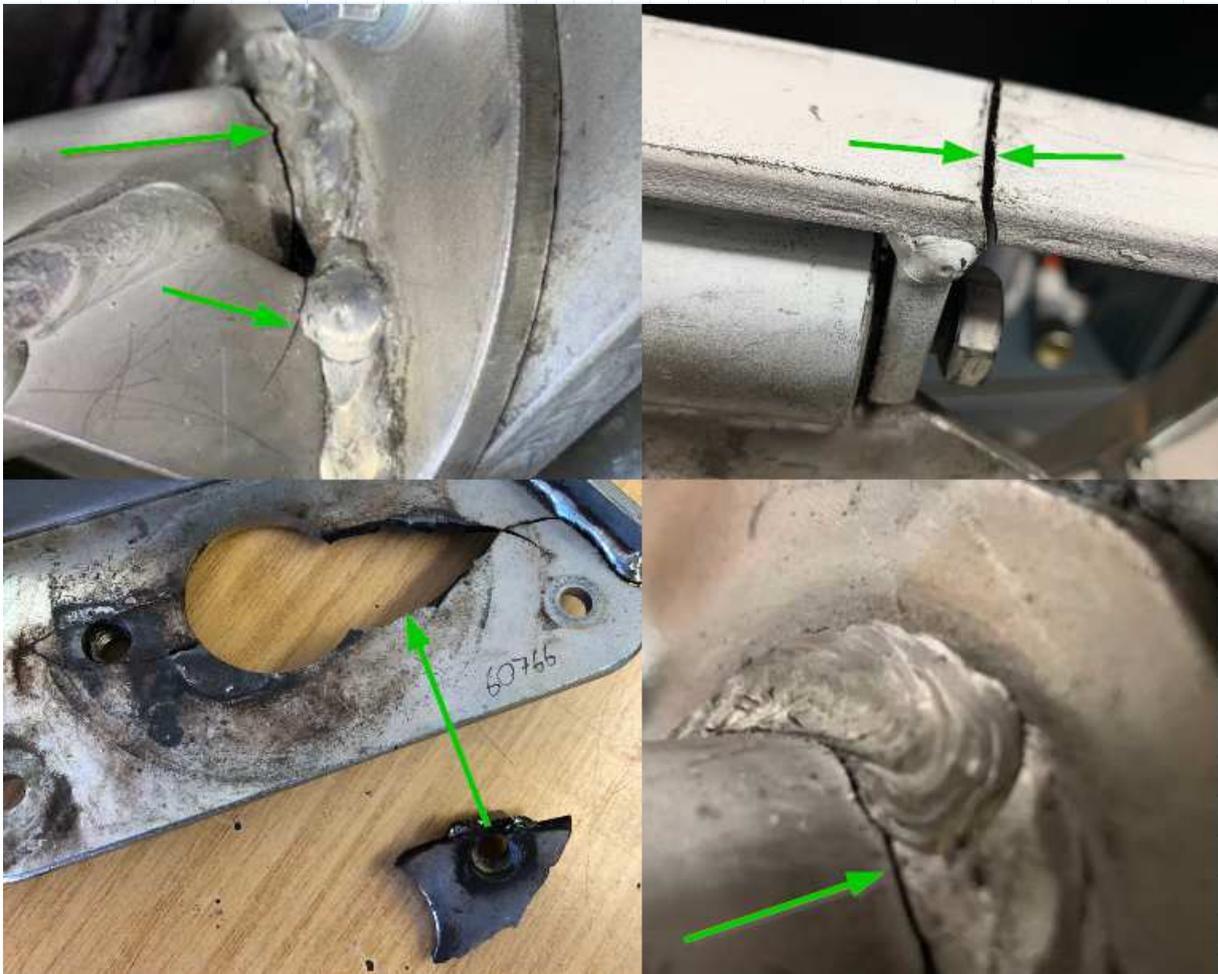


Abbildung 3: Versagensfälle bei Schweißkonstruktionen

2. Radgabel geschweißt, Eurocode 3

2.1 Materialermüdung

Am Ende des ersten Kapitels wurde bereits das Thema Ermüdungsversagen angesprochen. Im Gegensatz zu statischen Lastannahmen, wobei alle denkbaren Lastfälle (z.B. auch Wind- oder Schneelasten) mit entsprechenden Sicherheitsfaktoren eine Überlagerung finden, sind die Ermüdungslasten oft gar nicht hoch. Warum versagen die Bauteile?

Nachfolgend wird aus der Hilfe * von PTC Creo Parametric zitiert:

"Seit 1830 ist bekannt, dass Metall unter einer wiederholten oder veränderlichen Last bereits bei einer geringeren Spannung bricht, als es bei einmaligem Einwirken derselben Kraft der Fall wäre. ... Als gegen Mitte des 19. Jahrhunderts auffällig oft Ermüdungsbrüche bei Eisenbahnachsen auftraten, begannen die Ingenieure, die Auswirkungen zyklischer Belastungen zu untersuchen. So wurde zum ersten Mal eine Vielzahl ähnlicher Komponenten in millionenfach wiederholten Zyklen einer Spannung ausgesetzt, die deutlich unter der monotonen Zug-Streckgrenze lag. Zwischen 1852 und 1870 gelang es dem deutschen Eisenbahningenieur August Wöhler, die erste systematische Untersuchung der Materialermüdung vorzubereiten und durchzuführen.

Einige der Wöhlerschen Daten beziehen sich auf Radachsen-Stahl von Krupp. Sie werden als spezifische Belastung (S) gegen die Anzahl der Zyklen bis zum Bruch (N) dargestellt (bekannt als S - N -Diagramm). Die Kurven in einem solchen Diagramm bezeichnet man als Wöhler-Linien."

Genau das wird im Eurocode 3 genutzt, es sind nach wie vor **Wöhler-Linien** (Abb. 1), die uns die Grundlage für Ermüdungsfestigkeitsnachweise liefern. Die konkrete Anwendung wird später im Text erläutert.

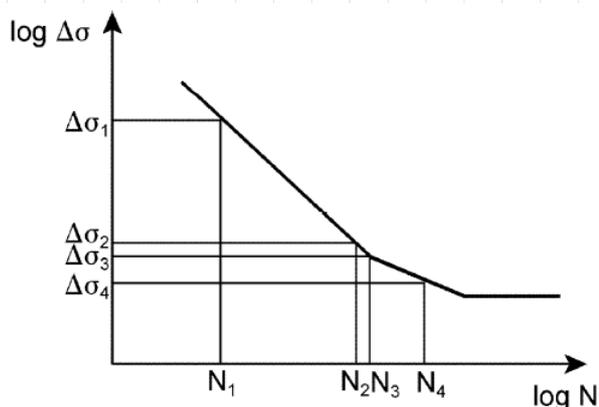


Abbildung 1: Wöhler-Linie aus dem Eurocode 3

* spezielle Informationen zu Ermüdungsanalysen aus der PTC-Hilfe

Es gibt noch einen weiteren wichtigen Sachverhalt, um das Ermüdungsversagen zu verstehen. Die Ermüdung wird von einer zyklischen Belastung, dem sogenannten **Spannungsdelta** ("Spannungsschwingbreite") verursacht.

Die Erklärung erfolgt am einfachsten anhand einer periodischen Funktion.

$$\sigma_m := 100 \text{ MPa}$$

Mittelspannung,
Wert angenommen

$$\sigma_a := 60 \text{ MPa}$$

Spannungsamplitude,
Wert angenommen

$$\sigma(t) := \sigma_m - \sigma_a \cdot \sin\left(2 \pi t + \frac{\pi}{2}\right)$$

Diagramm auf der Abb. 2

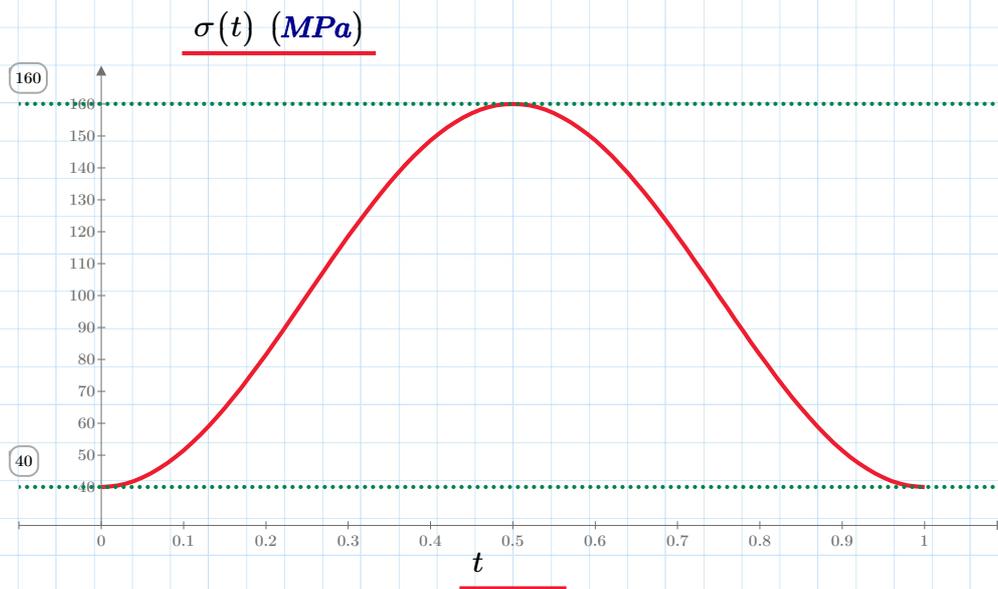


Abbildung 2: Lastwechsel der Spannung

In der Abb. 2 ist ein Spannungswechsel als periodische Funktion dargestellt. Die bereits verwendeten Begriffe "Mittelspannung" und "Spannungsamplitude" sind zwar im Maschinenbau gebräuchlich, im Eurocode 3 sind diese unbedeutend.

Der Schädigungseinfluss der Mittelspannung wird für eine Schweißnaht aufgrund hoher Schweißeigenstressungen einfach vernachlässigt und lediglich im statischen Nachweis abgedeckt. Als eigentlicher Verursacher der Ermüdungsschädigung gilt das bereits erwähnte Spannungsdelta, streng genommen besser bekannt im Eurocode unter dem Begriff **Spannungsschwingbreite**.

$$\sigma_o := \sigma_m + \sigma_a = 160 \text{ MPa}$$

Oberspannung, Abb. 2

$$\sigma_u := \sigma_m - \sigma_a = 40 \text{ MPa}$$

Unterspannung, Abb. 2

$$\Delta\sigma := \sigma_o - \sigma_u = 120 \text{ MPa}$$

Spannungsdelta der Laststufe
-> Schädigungsverursacher

2.2 Berechnung der Laststufe

Im nächsten Schritt erfolgt die Berechnung der Laststufe. An dieser Stelle sollte erwähnt werden, dass das vorliegende Beispiel der Radgabel sehr einfach ist. Das hat natürlich didaktische Gründe, denn ein Einsteiger fängt am besten immer klein an.

Die Radgabel unterliegt stets einer proportionalen Belastung. Im Stillstand wirkt mindestens das Eigengewicht des Fahrzeugs. Bei der Fahrt kommen Personenlasten hinzu, sowie auch dynamische Anteile usw. Die Last auf die Radgabel steigt und sinkt, aber es findet keine Überlagerung mit einem anderem Lastfall statt. Aufgrund der ausgeführten Konstruktion gibt es keine Querlasten, abgesehen von etwas Reibungsanteilen.

Damit sind die Lasten einfach skalierbar. Im Fall von synchronen Lasten wäre das nicht mehr so einfach. Als Beispiel wird eine angetriebene Welle erwähnt. Das konstante Drehmoment wirkt sozusagen statisch, jedoch erzeugen die Querlasten eine wechselnde Biegung auf die rotierende Welle. Eine solche synchrone Lastüberlagerung ist aber meistens auch noch gut beherrschbar *.

* Example Eurocode 3 Design of steel structures
EN 1993-1-9 Fatigue German, Sprache Deutsch
Betriebsfestigkeitsnachweis nach Eurocode 3
Paul Kloninger, GRIN-Verlag, 2017

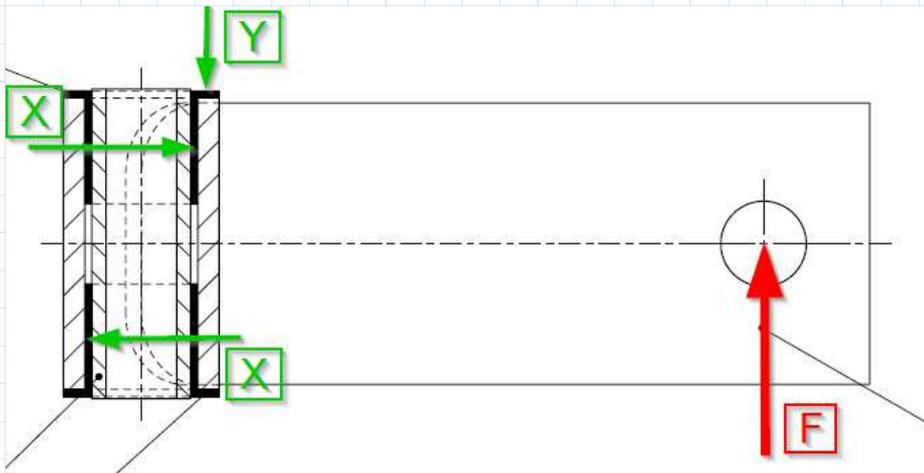


Abbildung 3: Lastverhältnisse in der Radgabel (qualitative Darstellung)

In der Abb. 3 sind die Lasten auf die Radgabel dargestellt. Gesucht wird zunächst die maximale dynamische Radlast F . Diese erreicht die Spitze im Talradius, wenn die Gewichtslasten mit der Fliehkraft überlagert werden.

$$m_f := 100 \text{ kg}$$

Masse des Rodels *

$$m_p := 150 \text{ kg}$$

maximale Personenmasse *

$$v_{max} := 40 \text{ kph}$$

maximale Geschwindigkeit

$$R_{Tal} := 25 \text{ m}$$

Talradius (Radius in der Senke)

$$n_s := 1.2$$

Stoßzahl (evtl. Schienenstöße),
üblich bei Fliegenden Bauten

$$F_u := (m_f + m_p) \cdot g = 2.452 \text{ kN}$$

Fahrlast vor dem Tal

$$F_o := n_s \cdot (m_f + m_p) \left(g + \frac{v_{max}^2}{R_{Tal}} \right) = 4.423 \text{ kN}$$

maximale dynamische Last
im Tal inkl. Fliehkraft

* Im Gegensatz zu statischen Lastannahmen werden bei Ermüdungsnachweisen üblicherweise keine Sicherheitsfaktoren auf der Lastseite verwendet

$$\Delta F := F_o - F_u = 1.972 \text{ kN}$$

Laststufe im Tal

Die Gewichtsverteilung im Rodel beträgt etwa 1/3 auf die Vorderachse (2 geschweißte Radgabeln) und 2/3 auf die Hinterachse.

$$\Delta F_{rg} := \Delta F \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{2} = 328.6 \text{ N}$$

Laststufe pro Radgabel

2.3 CAD-Modell

Die Geometrie des Volumenmodells für das 2. Kapitel **kapitel2_rg_st.stp** wurde aufgrund der Symmetrie halbiert (Abb. 4), denn die Geometrie, die Lasten und die Einspannungen sind in diesem Fall spiegelsymmetrisch.

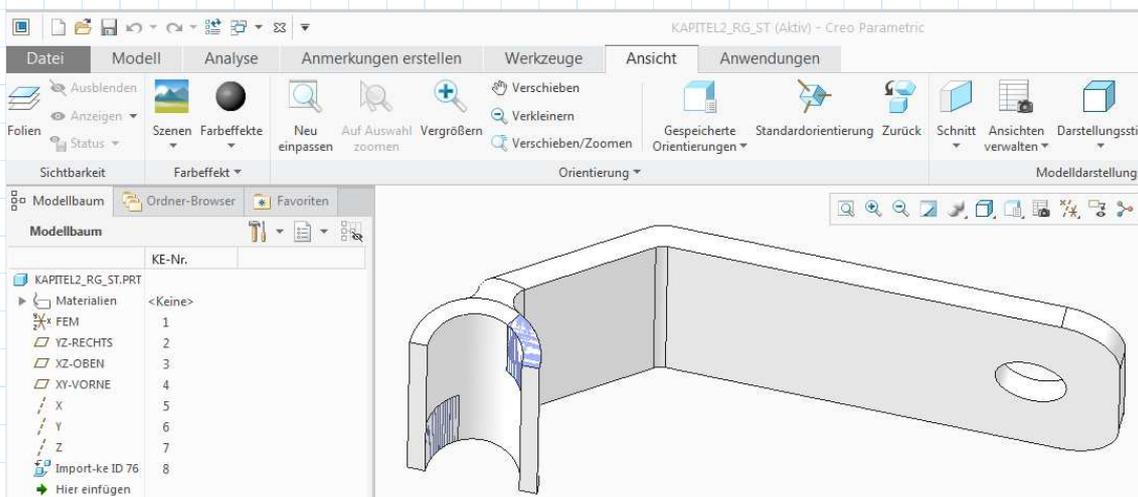
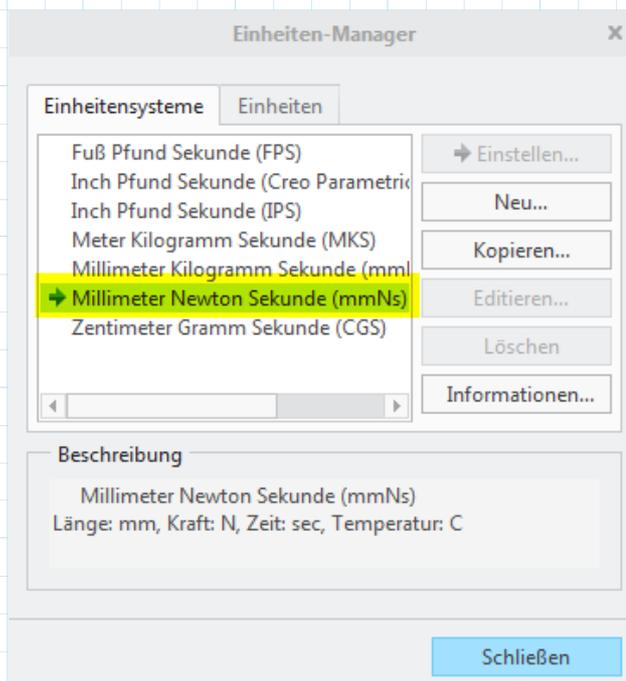


Abbildung 4: Geometrie der halbierten Radgabel in PTC Creo Parametric

In der Abb. 4 ist das importierte CAD-Modell der halbierten Radgabel dargestellt. Zusätzlich zur Volumengeometrie sind auch einige blaue Flächen sichtbar, diese werden für die Lastdefinitionen gebraucht. Die Erklärung dazu erfolgt später im Text.

Für die weitere Vorgehensweise wäre das Einheitensystem **mmNs** (Abb. 5) von Vorteil, um die Spannungsergebnisse direkt in gewohnter Form als **MPa** ($\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$) zu erhalten.

Abbildung 5: Einheitensystem **mmNs**

Auf der Registerkarte **Anwendungen** wird die Option **Simulate** gestartet (Abb. 6).

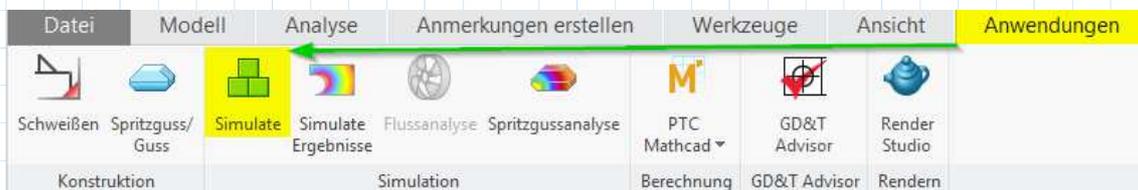


Abbildung 6: Anwendung Simulate starten

In diesem Lehrgang wird unterstellt, dass der Anwender über die Software **PTC Creo Parametric** verfügt. Die Version sowie die Lizenzart sind hierbei nicht relevant, denn die integrierte freie FEM-Option Creo Simulate Lite (Abb. 7) ist für diesen Kurs ausreichend und muss lediglich mit installiert werden.

Sehr gut eignen sich auch HomeUse-Versionen sowie Ausbildungsversionen von Creo Parametric, ansonsten hilft eine 30-Tage-Testversion.

Falls der Anwender über eine Creo Simulate Lizenz verfügt, kann dennoch der Simulate Lite Modus unter **Modell einrichten** auf der Registerkarte **Startseite** aktiviert werden (Abb. 8).

Capabilities Creo Simulate Lite (Free Version) PTC®

- Linear Static only / Steady State Thermal Analysis (Single Pass Convergence)
- Solid Models only – no Shells, no Beams, Springs, ...
- Parts or Assemblies – limited to 200 Surfaces (A Cylinder has 4 Surfs – 2 End-, 2 Cylindrical-Surfs)
- Only bonded Interfaces in Assemblies (no Contact, no free Interface)
- Loads: Force/Moment, Pressure, Gravity
- No Surface or Volume Region Capability
- Material: linear isotropic only
- Results: NO limitations

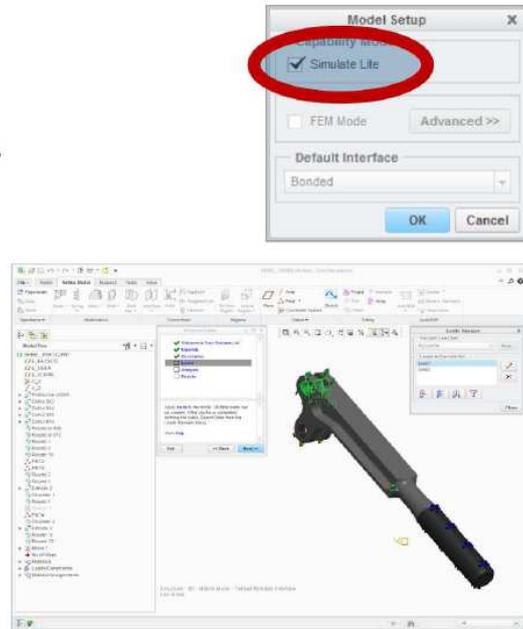
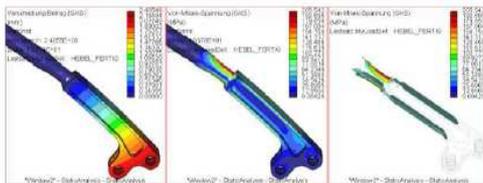


Abbildung 7: Funktionalität von PTC Creo Simulate Lite

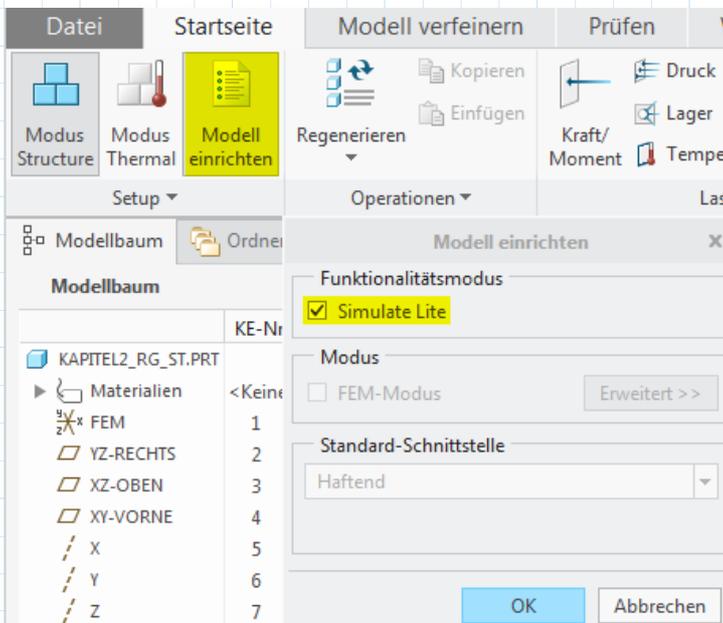


Abbildung 8: Modus Simulate Lite unter **Startseite** -> **Modell einrichten**

2.4 Prozesshandbuch

Im Modus Simulate Lite wird der Anwender durch ein Prozesshandbuch (Abb. 9) geführt. Die Navigation erfolgt mittels Mausklicks auf verlinkte Anweisungen (Abb. 10). Die Vorgehensweise ist dabei zwingend und sorgt für immer gleichen FEM-Formalismus. Damit ist das Beherrschen dieses Werkzeugs für Ingenieure einfach erlernbar.

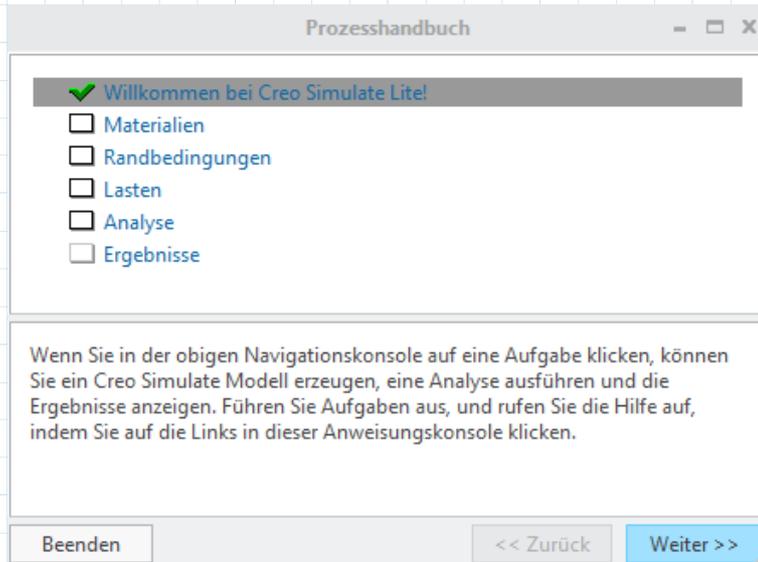


Abbildung 9: Prozesshandbuch in Creo Simulate Lite

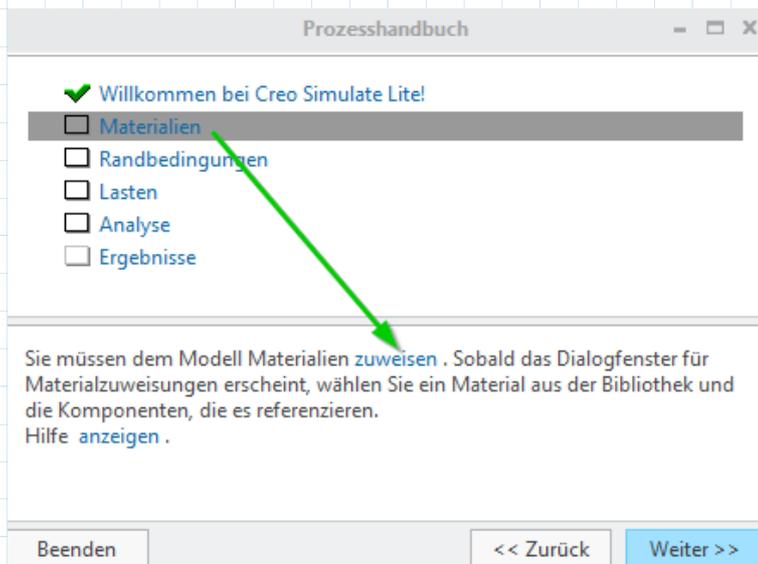


Abbildung 10: Verlinkte Anweisungen im Prozesshandbuch

2.5 FEM-Modell

Nach dem Klicken auf [zuweisen](#) (Abb. 10) erscheint folgendes Fenster (Abb. 11, links). Zur Auswahl steht zunächst das Material, das im CAD-Modell hinterlegt ist. Mit einem Klick auf **Mehr...** (Abb. 11, links) wird ein weiteres Fenster (Abb. 11, rechts) geöffnet.

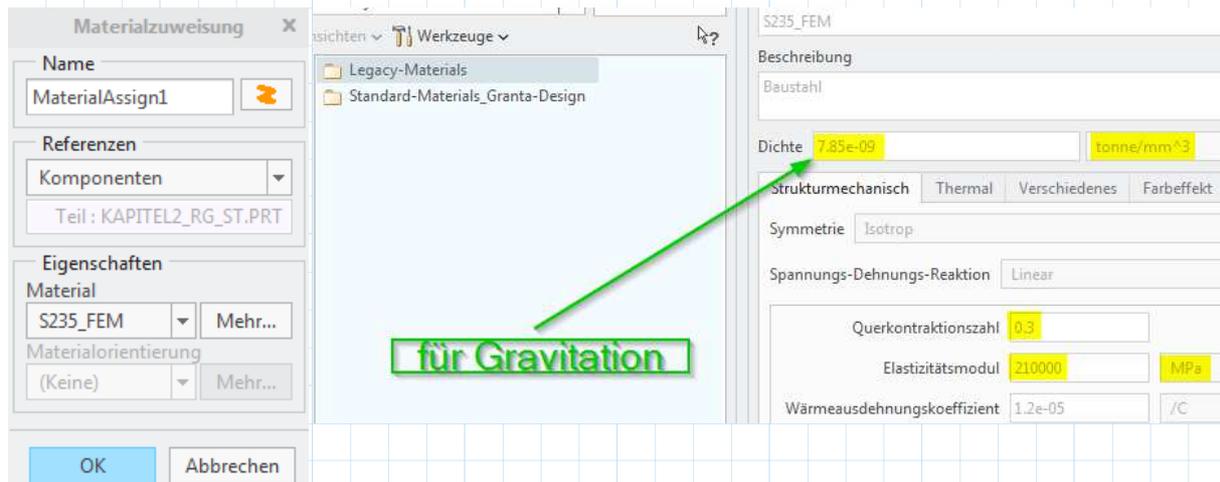


Abbildung 11: Materialzuweisung

An dieser Stelle wird empfohlen, mindestens 3 Werte in der Materialdatei einzutragen:

- **Dichte (für die Gravitationslast)** **Abb. 11, rechts, gelb markiert**
- **Querkontraktionszahl** **Abb. 11, rechts, gelb markiert**
- **Elastizitätsmodul** **Abb. 11, rechts, gelb markiert**

Ansonsten werden mit dieser Lernunterlage einige Materialdateien (xxx_fem.mtl) mitgeliefert, die entsprechend eingelesen werden könnten.

Wenn die Definition des Materials soweit abgeschlossen ist, gelangt man wieder zur Hauptoberfläche von Simulate Lite mit dem aktiven Prozesshandbuch (Abb. 12). Alle erstellten Definitionen in Creo Simulate Lite sind wie in Creo Parametric üblich im Modellbaum sichtbar (Abb. 12) und editierbar.

Im nächsten Schritt werden Einspannungen definiert. Hierbei wird ein häufiger Trick verwendet. Zwar wurde die Radlast (vgl. Abb. 3, roter Pfeil) als Laststufe ausgerechnet, jedoch wird diese Radachse festgehalten. Stattdessen werden die Reaktionslasten in die Aufnahme der Radgabel (vgl. Abb. 3, grüne Pfeile) eingeleitet. Der Grund hierfür liegt in der Natur der FEM-Randbedingungen. Diese verfälschen die Spannungsberechnung in der Nähe der Einspannungen.

Im Prozesshandbuch wird als Nächstes der Link [Randbedingungen](#) (Abb. 13) angeklickt.

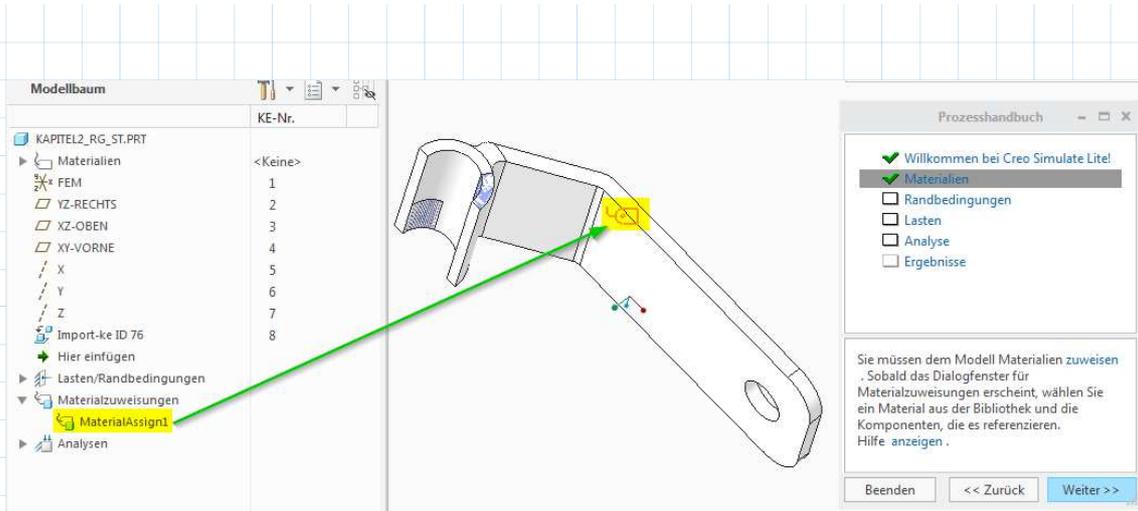


Abbildung 12: Material zugewiesen

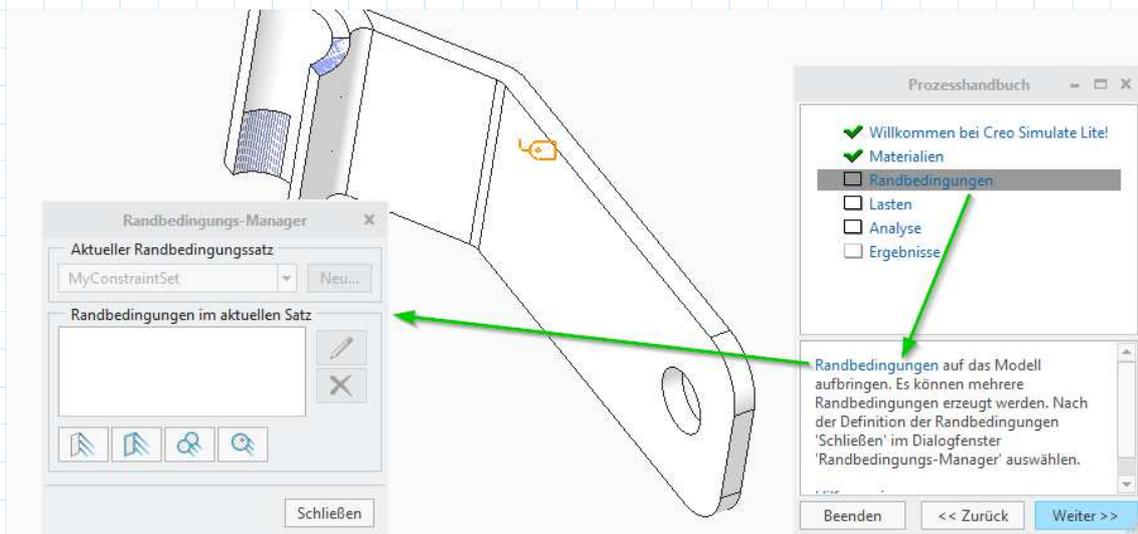


Abbildung 13: Randbedingungen im Prozesshandbuch

Wenn der Anwender den Mauszeiger über eine der 4 Schaltflächen (Abb. 13, links) führt, dann erscheint eine entsprechende Erklärung zu der Funktion. Dies macht die Software zu einem intuitiven und einfach zu erlernenden Tool. Im Randbedingungs-Manager (Abb. 13, links) wird die Option **Drehgelenk**  angeklickt.

Nach dem Anklicken der zylindrischen Fläche (Abb. 14) wird die Drehbedingung gesperrt (Abb. 14, rechts, gelb markiert), aber die axiale Verschiebung frei gelassen (Abb. 14, rechts). Danach wird die Drehgelenkbedingung mit **OK** bestätigt.

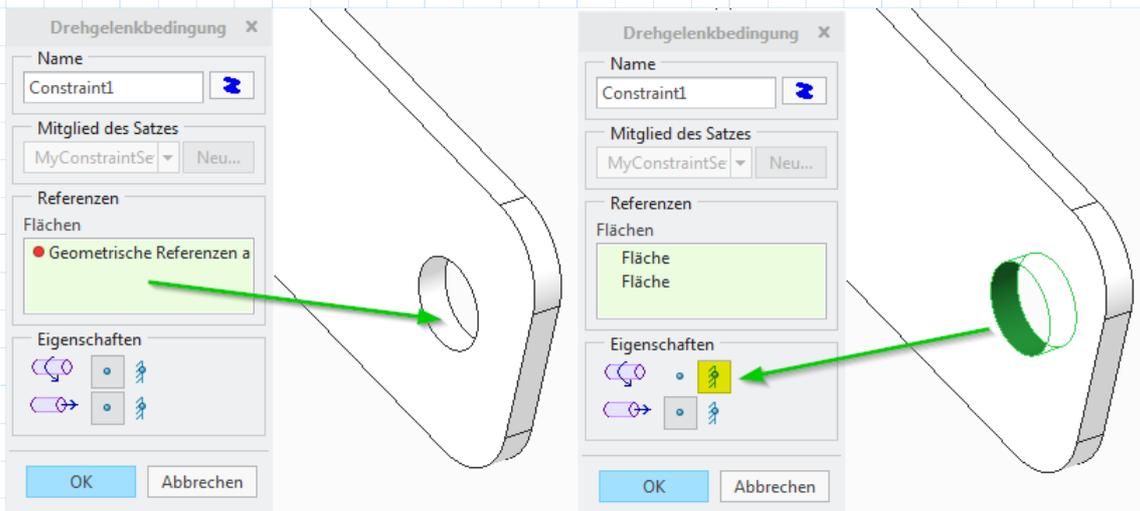


Abbildung 14: Drehgelenk-Randbedingung

Nun soll auch die Symmetriebedingung angegeben werden, hierfür wird die **Ebenen-Randbedingung** (Abb. 15, links, grüner Pfeil) angeklickt. Die Auswahl der beiden Flächen (Abb. 15, rechts) erfolgt zusätzlich mit der Strg-Taste.

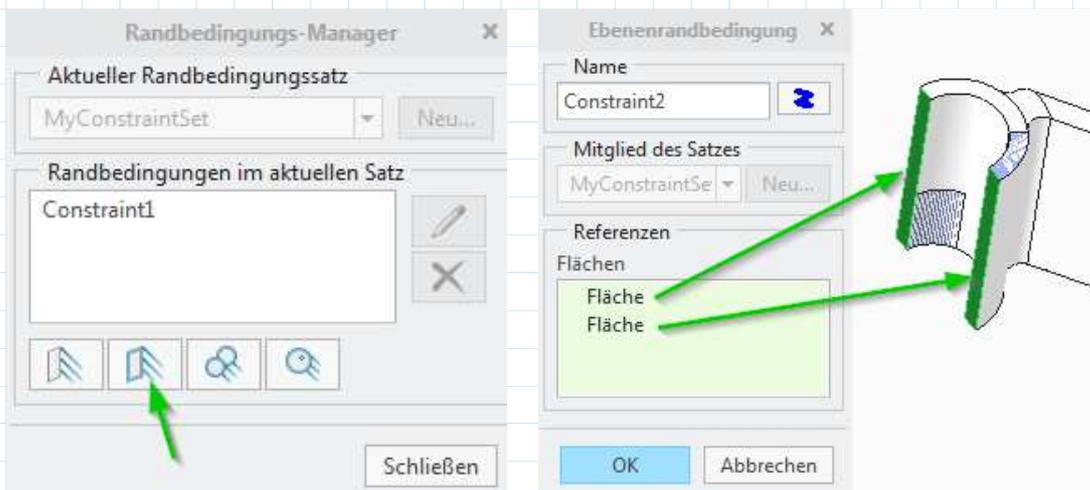


Abbildung 15: Ebenen-Randbedingung

Die Ebenen-Randbedingung (Abb. 15, rechts) wird mit **OK** bestätigt, dann wird der Randbedingungs-Manager (Abb. 15, links) geschlossen.

Nun werden die **Lasten** (Abb. 16) aufgebracht. Diese ergeben sich aus der bereits berechneten Laststufe (Kapitel 2.2), wobei die halbierte Geometrie berücksichtigt werden muss (halbes Modell = halbe Last).

$$\Delta F_{rg} = 328.6 \text{ N}$$

Laststufe (Lastspiel) aus dem Kapitel 2.2

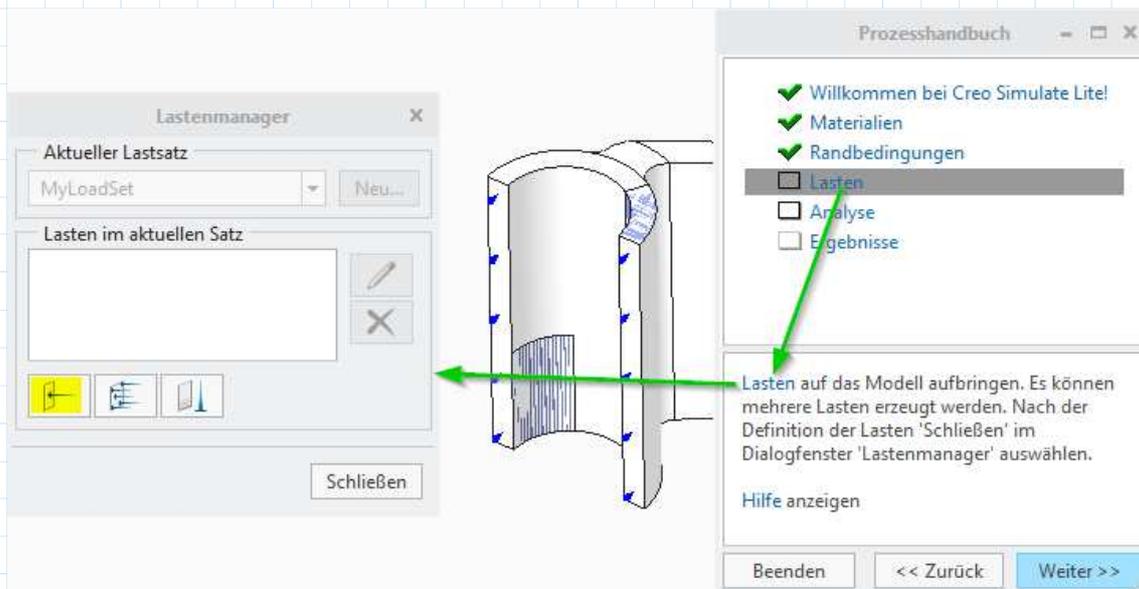


Abbildung 16: Lastdefinition

Bei der Auswahl des Lasttyps wird die **Kraftlast** ausgewählt (Abb. 16, links, gelb markiert). An dieser Stelle erfolgt der wichtige Hinweis, dass trotz der Information aus der Kontexthilfe keine Momente eingeleitet werden können, zumindest nicht direkt.

Im konkreten Fall beträgt die Gegenkraft (Abb. 17, Abb. 18):

$$F_{\text{gegen}} := \frac{\Delta F_{rg}}{2} = 164.3 \text{ N}$$

Gegenkraft auf die halbe Radgabel
(Abb. 18, mit Vorschau)

Das Moment berechnet sich aus dem Hebel:

$$l := 88 \text{ mm}$$

Hebel zwischen der Aufnahme
der Radgabel und der Radachse

$$M_{\text{biegung}} := \frac{\Delta F_{rg}}{2} l = 14.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Biegemoment in der Radgabel

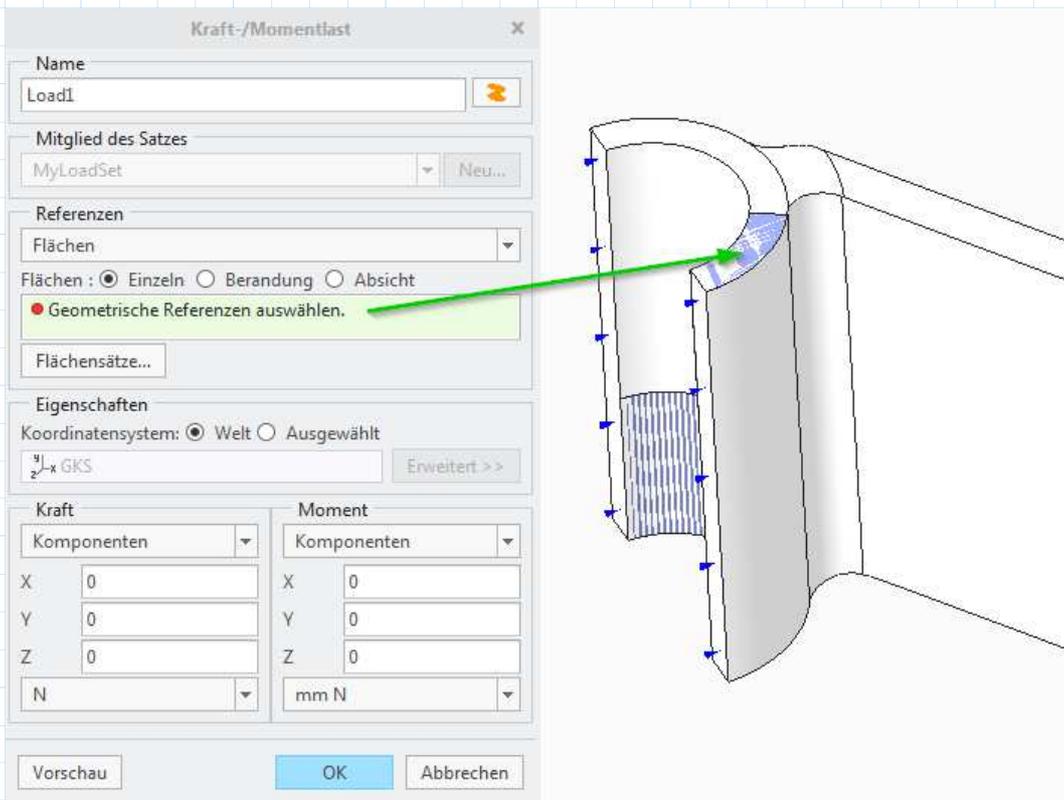


Abbildung 17: Fläche für die Gegenkraft

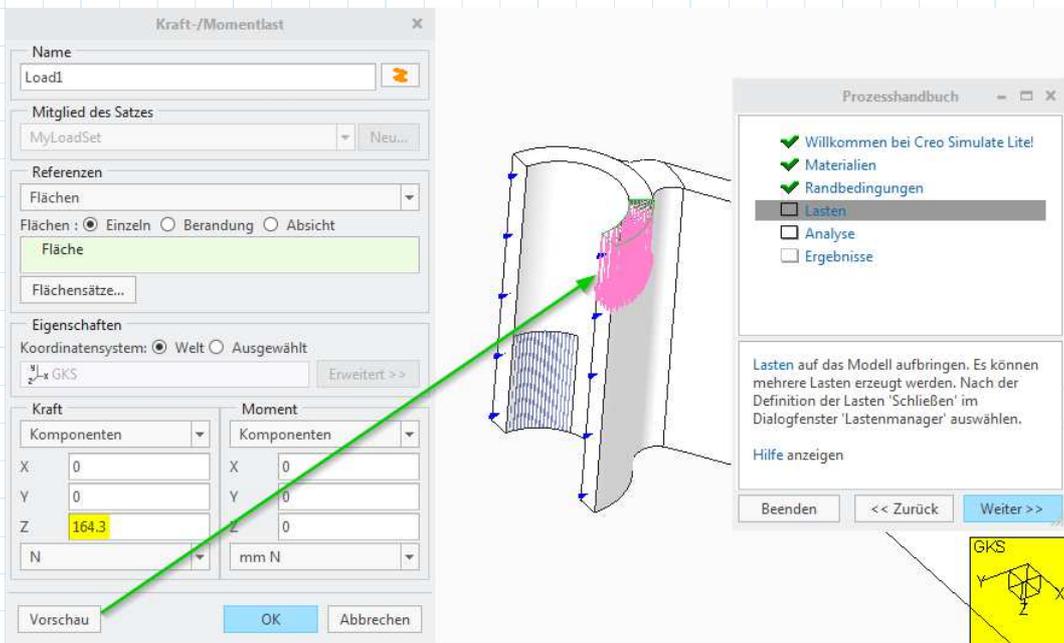


Abbildung 18: Gegenkraft definiert

Die Definition der Gegenkraft wird mit **OK** bestätigt. Als Nächstes wird der Lasttyp **Druck** angeklickt (Abb. 19).

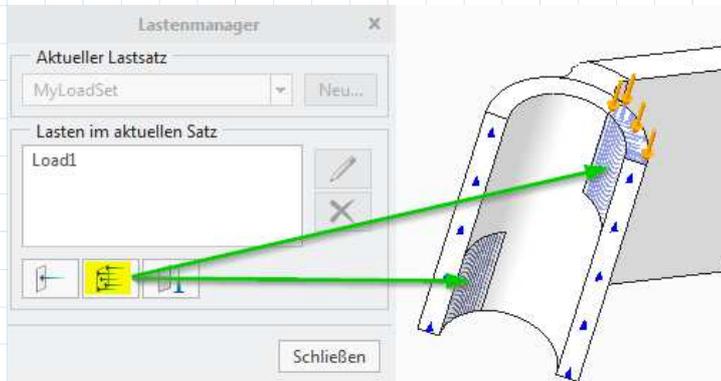


Abbildung 19: Lasttyp Druck

Zur Erläuterung der gewählten Lastdefinitionen ist hier anzumerken, dass die reele Lastverteilung sehr komplex werden kann. In diesem Fall wurden vorab segmentierte Flächen für die Lasteinleitung definiert, um die Lastverteilung nicht zu optimistisch anzusetzen. Mittels der Drucklast (Abb. 20, mit Vorschau) wird ein Kräftepaar als Ersatz der Biegung in der Aufnahme der Radgabel aufgebracht, um ein Verkanten zu simulieren.

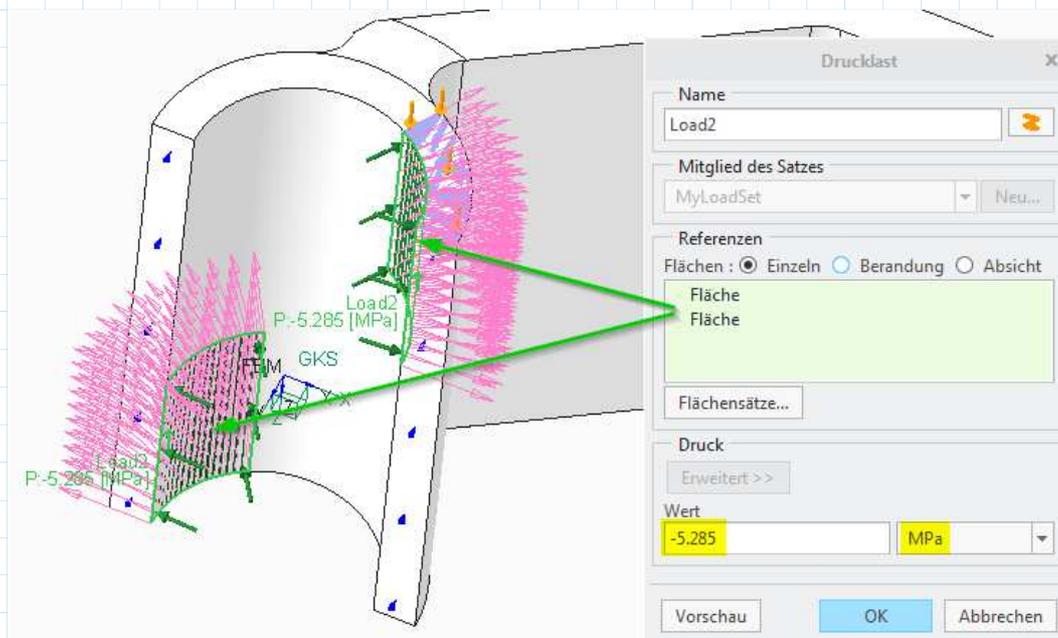


Abbildung 20: Drucklast als Ersatz für das Kräftepaar

Nach der Definition der Drucklast (-5,285 MPa in der Abb. 20) sollte der Anwender das resultierende Moment um die Y-Achse von dem Kräftepaar kontrollieren, dafür eignet sich idealerweise die Funktion **Gesamtlast prüfen** (vgl. Abb. 21). In der Praxis ist hierbei oftmals iteratives Vorgehen notwendig.

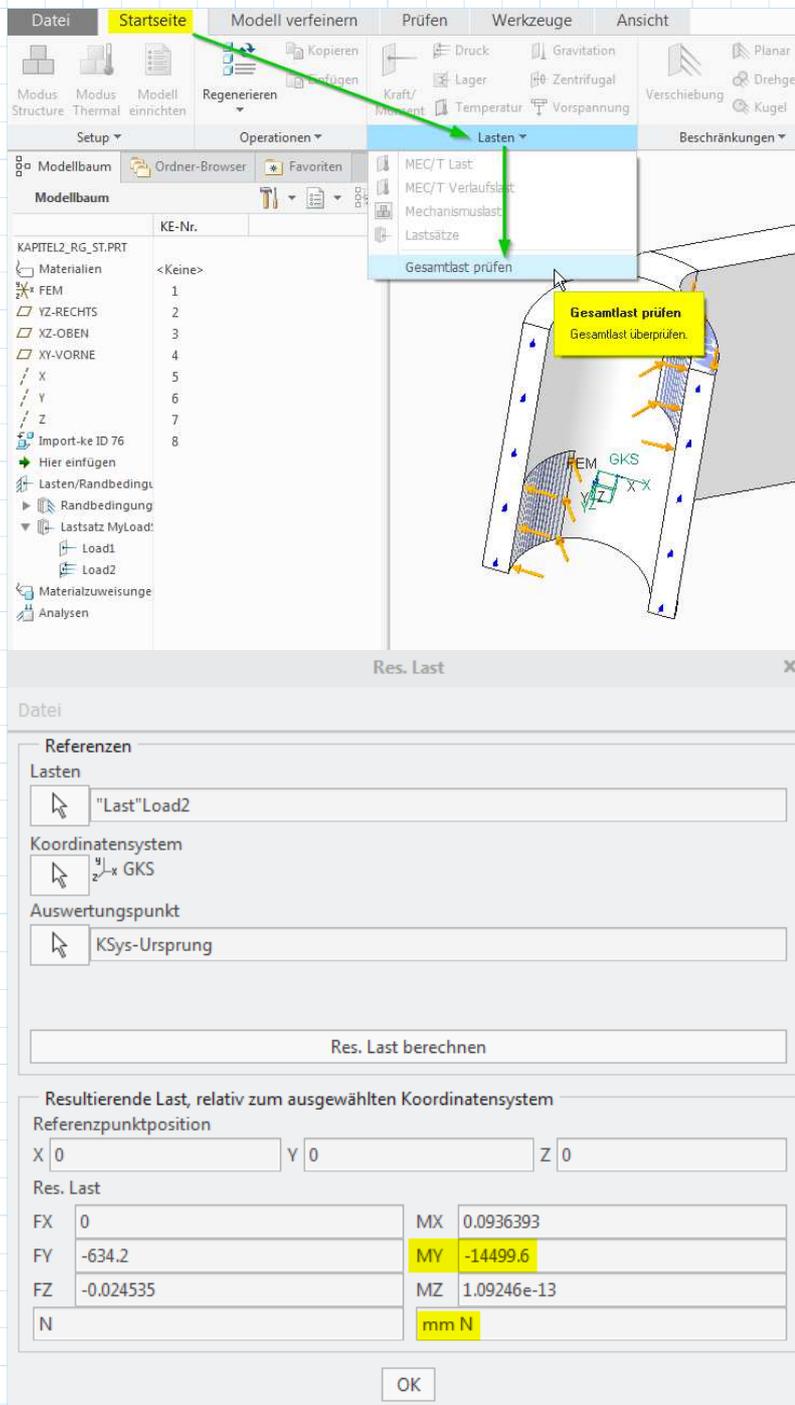


Abbildung 21: Gesamtlast aus dem Kräftepaar prüfen

Nach dem Bestätigen der Lasten sind nun alle Voraussetzungen für eine FEM-Analyse erfüllt (Abb. 22). Die Analyse wird mittels **ausführen** (Abb. 22) gestartet.

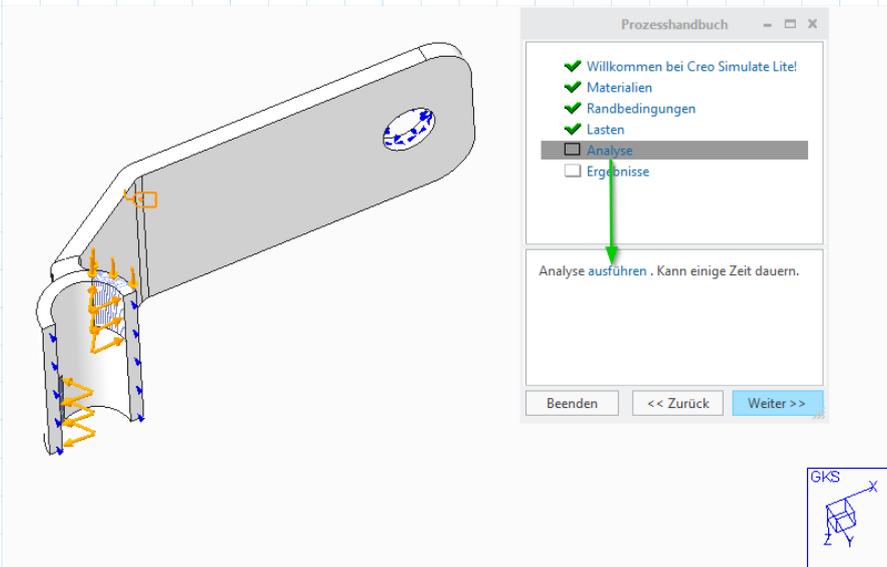


Abbildung 22: FEM-Modell fertig

Die Analyse dauert etwas, anschließend (eine unwichtige Warnung der Software kann ignoriert werden) kann der Anwender im Prozesshandbuch auf **Ergebnisse** zugreifen, um das Standard-Ergebnisfenster (Abb. 23) aufzurufen.

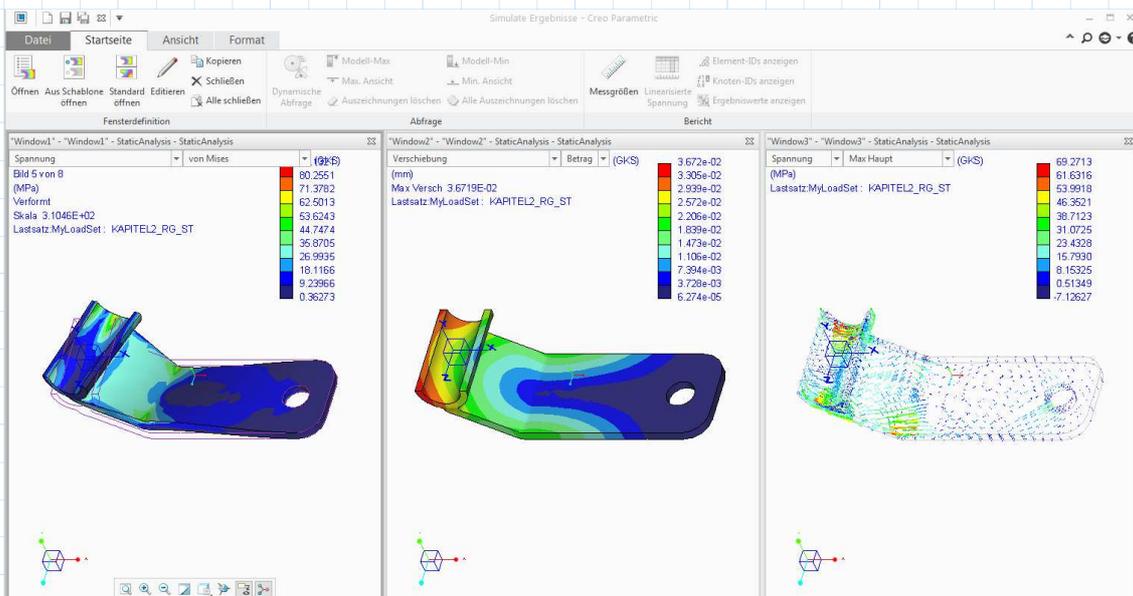


Abbildung 23: Standard-Ergebnisse von Creo Simulate Lite

Vor der eigentlichen "bunten" Spannungsauswertung sollte der Anwender wissen, dass die Software eine vollständige Datensicherung im Ordner mit dem Namen **MyAnalysis** (Abb. 24, gelb markiert) im Arbeitsverzeichnis anlegt.

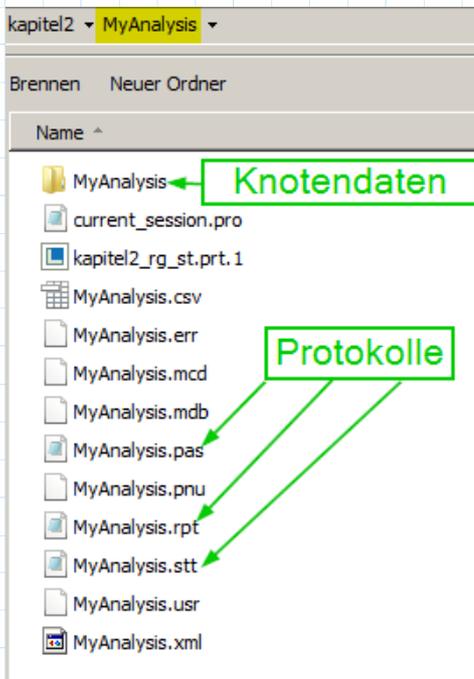


Abbildung 24: Datensicherung **MyAnalysis**

Der Anwender darf den Namen "MyAnalysis" keinesfalls verändern, darum sollte jede Berechnung in einem separaten Ordner als Arbeitsverzeichnis ausgeführt werden. In der Datensicherung werden die FEM-Protokolle (lesbar mit einem Texteditor) abgelegt sowie auch das aktuell verwendete Creo Parametric Modell (Abb. 24).

Der weitere wichtige Punkt ist die hier verwendete FEM-Berechnungsmethode (vgl. PTC-Hilfe) der **adaptiven Einschritt-Konvergenz**:

Der erste Rechenlauf wird mit dem Polynomgrad 3 der P-Elemente * (entspricht etwa 2 Zwischenknoten pro H-Elementkante) von Creo Simulate Lite durchgeführt und eine lokale Schätzung des Spannungsfehlers ermittelt. Anhand dieser Fehlerschätzung bestimmt Creo Simulate Lite eine neue Polynomgradverteilung und führt einen abschließenden Rechenlauf aus.

* Kloninger, P.: Pro/MECHANICA verstehen lernen, Springer Verlag 2012
ISBN 978-3-642-24841-2

2.6 Festigkeitsnachweis nach Eurocode 3

Die Standard-Farbplotausgabe (Abb. 23) eignet sich hier kaum für die gesuchte betragsmäßig größte Hauptspannung am Nahtübergang * (Abb. 26). Die Funktionalität des Postprozessors ist jedoch recht umfangreich und wird hier nicht im Detail erläutert. Somit sollte der Anwender autodidaktisch versuchen, die Werkzeuge der FEM-Auswertung zu erlernen.

Falls jemand andere Standard-Ergebnisse erhalten möchte, sollte die Schablone (Pfad in der Abb. 25 gelb markiert) ausgetauscht werden, wobei auch hier der Name nicht verändert werden darf.

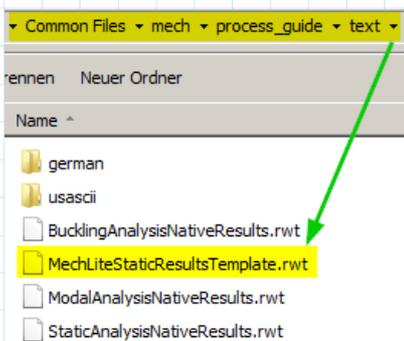


Abbildung 25: Farbplot-Schablone von Creo Simulate Lite

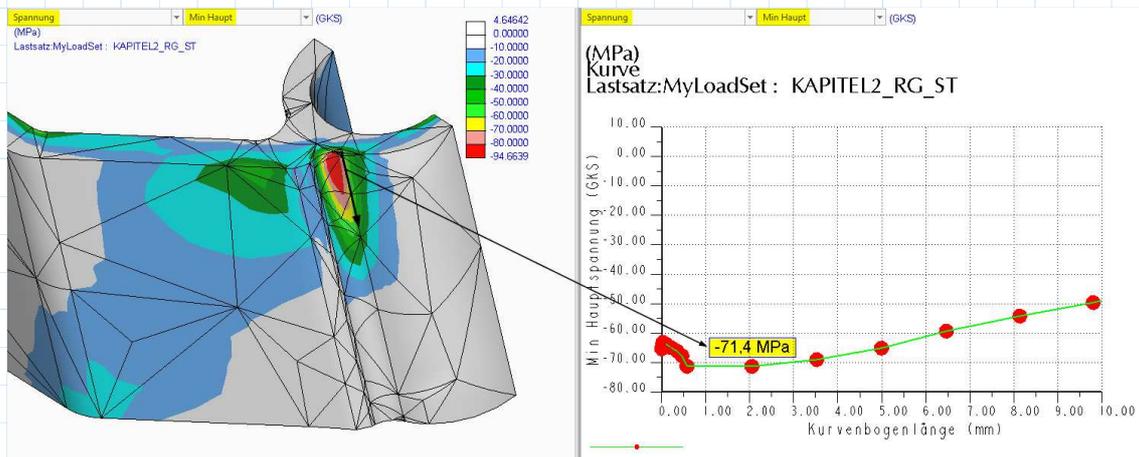


Abbildung 26: Betragsmäßig größte Hauptspannung am Nahtübergang

* = Strukturspannung: (betragsmäßig) maximale Hauptspannung im Grundwerkstoff unmittelbar an der potenziellen Rissstelle am Schweißnahtübergang einschließlich der lokalen Spannungsspitze aufgrund der geometrischen Ausbildung des Bauteils (vgl. 1.3.1.4 in DIN EN 1993-1-9)

Die Nachweisführung folgt dem Einstufenkollektiv (Spannungsdelta im Worst Case):

$$\Delta\sigma_{max} := |-71.4| \text{ MPa} = 71.4 \text{ MPa}$$

Abb. 26, rechts

$$\Delta\sigma_C := 100 \text{ MPa}$$

Kerbfall nach Tabelle B.1
Anhang B, DIN EN 1993-1-9

$$\gamma_{Mf} := 1.0$$

Bemessungskonzept nach
Tabelle 3.1, DIN EN 1993-1-9

Für diese Art der Nachweisführung ist der Wert $\gamma_{Mf} := 1.0$ allgemein ausreichend, denn die Ermittlung der Strukturspannung erfolgt sehr konservativ.

$$\Delta\sigma_D := \left(\frac{2}{5}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \Delta\sigma_C = 73.7 \text{ MPa}$$

Dauerfestigkeitswert
nach DIN EN 1993-1-9

$$\Delta\sigma_{max} \leq \Delta\sigma_D = 1$$

"1" bedeutet "Bedingung
erfüllt", Dauerfestigkeit
ist hiermit nachgewiesen

Falls der Nachweis mit dem Einstufenkollektiv nicht gelingen (Spannungsdelta im Worst Case wäre größer als der Wert der Dauerfestigkeit) sollte, dann ist zwingend ein Betriebsfestigkeitsnachweis mit einem Lastkollektiv erforderlich *.

Abschließend zum Kapitel 2 sind die für FEM relevante Wöhler-Linien nach DIN EN 1993-1-9 auf der Abb. 27 dargestellt.

* Example Eurocode 3 Design of steel structures
EN 1993-1-9 Fatigue German, Sprache Deutsch
Betriebsfestigkeitsnachweis nach Eurocode 3
Paul Kloninger, GRIN-Verlag, 2017

$$\Delta\sigma_c := \begin{bmatrix} 90 \\ 100 \\ 112 \\ 140 \\ 160 \end{bmatrix} \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\Delta\sigma_{c_1} = 100 \text{ MPa}$$

Eurocode 3
Design of steel structures
EN 1993-1-9 Fatigue

$$N_R := 1000, 10000 \dots 1 \cdot 10^8$$

$$\Delta\sigma_R(\Delta\sigma_c, N_R) := \text{if} \left(N_R \leq 5 \cdot 10^6, \sqrt[3]{\frac{\Delta\sigma_c^3 \cdot 2 \cdot 10^6}{N_R}}, \sqrt[5]{\frac{\left(\left(\frac{2}{5}\right)^{\frac{1}{3}} \Delta\sigma_c\right)^5 \cdot 5 \cdot 10^6}{N_R}} \right)$$

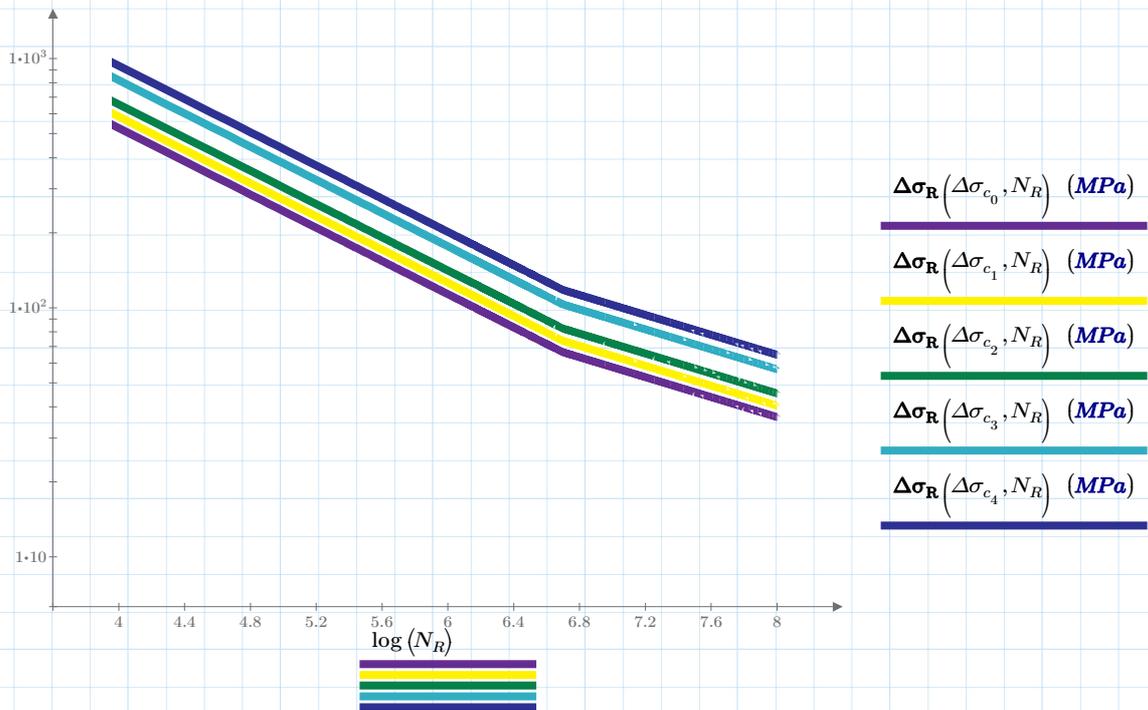


Abbildung 27: Wöhler-Linien aus dem Eurocode 3

3. Abspannung geschweißt, FKM

3.1 Schweißverbindung

Die nächste Aufgabe behandelt die Oberseite einer Abspannung. Dabei wird ein Stahlrohr an einen Flansch angeschweißt (Abb. 1). Die Zugbelastung ist rein statisch und beträgt maximal 300 **kN** (laut Auslegung).

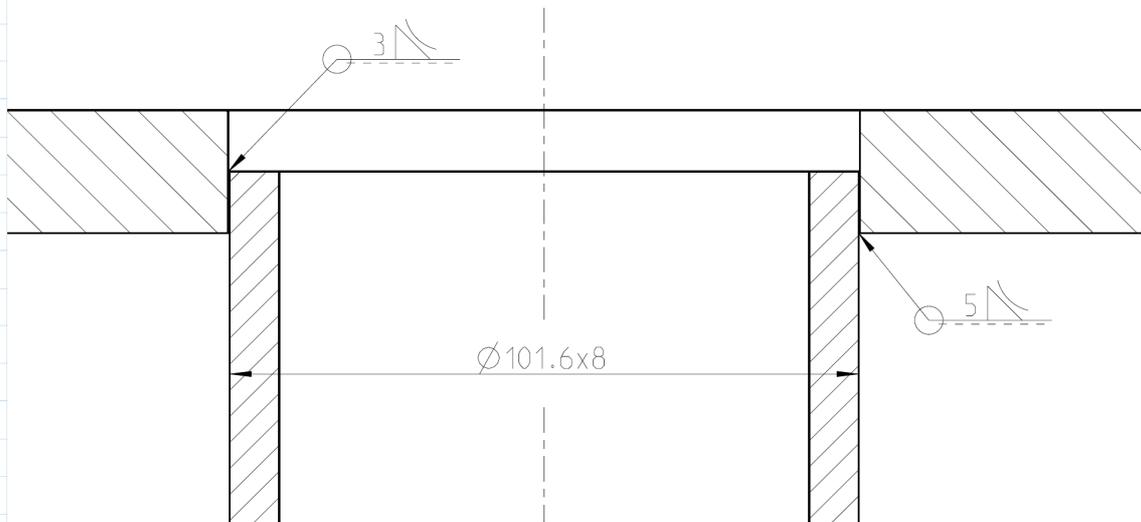


Abbildung 1: Kehlnahtverbindung Rohr am Flansch

$D_a := 101.6 \text{ mm}$ Rohr-Außendurchmesser

$t := 8 \text{ mm}$ Rohr-Wandstärke

$F_{max} := 300 \text{ kN}$ maximale statische Last

$A := \frac{\pi}{4} (D_a^2 - (D_a - 2 t)^2) = 2352.425 \text{ mm}^2$ Rohr-Querschnitt

$$\sigma_{zug} := \frac{F_{max}}{A} = 127.5 \text{ MPa}$$

maximale Zugspannung / Nennspannung

Die Nennspannung liegt im zulässigen Bereich, ein Baustatiker würde hier evtl. "ohne weiteren Nachweis" aufhören. Interessant wäre allerdings zu sehen, wie groß die Strukturspannung * ist. An dieser Stelle wird jedoch empfohlen, die Kehlnähte mittels FEM nur dann zu rechnen, wenn eine bestimmte Voraussetzung (Abb. 2) erfüllt ist.

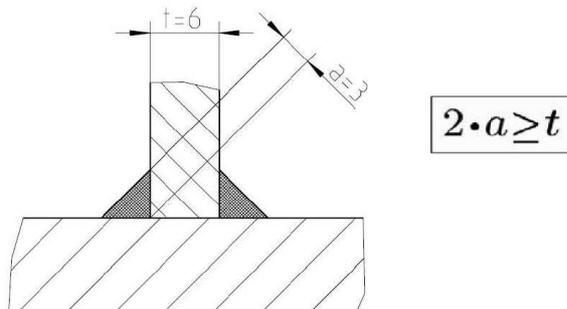


Abbildung 2: Blech mit Kehlnähten querschnittsdeckend gegengeschweißt

Im konkreten Fall ist die geforderte Bedingung erfüllt ($a_5 + a_3 = t_8$, vgl. Abb. 1). Die Nachweisführung sollte hier in Anlehnung an die FKM ** erfolgen, da im Eurocode 3 noch keine **statischen** Grenzwerte für Strukturspannungen vorgesehen sind.

3.2 CAD-Modell

Die FKM verwendet den Begriff "Strukturspannung", vgl. Hinweis auf der Seite 63:

"...Die für den Nachweis zu verwendenden örtlichen Spannungen werden als lokale Nennspannungen oder Strukturspannungen ermittelt. Singularitäten im Modell sollten nach Möglichkeit vermieden werden..."

* Example Eurocode 3 Design of steel structures
EN 1993-1-9 Fatigue German, Sprache Deutsch
Betriebsfestigkeitsnachweis nach Eurocode 3
Paul Kloninger, GRIN-Verlag, 2017

** FKM-Richtlinie
RECHNERISCHER FESTIGKEITSNACHWEIS FÜR MASCHINENBAUTEILE
aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen
7., überarbeitete Ausgabe 2020

Es findet sich in der FKM jedoch kein Hinweis, wie die Singularitäten vermieden werden. Die Abb. 0.4-4 auf der Seite 12 liefert aufgrund der einspringenden Ecken ein grundsätzlich mit Singularitäten behaftetes Modell. Damit ist lediglich eine näherungsweise Umrechnung bzw. Extrapolieren einer Strukturspannung möglich. Die Genauigkeitsvorteile der FEM werden so aufgehoben. Die Abb. 0.4-5 auf der Seite 12 liefert zwar ein singularitätsfreies Modell für sogenannte "effektive Kerbspannungen", die hier aber nicht weiter betrachtet werden, denn solche derart komplexe Modelle sind allgemein unwirtschaftlich.

Eine konservativ-pragmatische und wirtschaftliche Art der Nahtmodellierung bietet die "CAB-Methode" ("CAB" steht für Chemieapparatebau). Das a-Maß der Kehlnaht wird direkt mittels einer Rundung (Abb. 3, CAD-Modell aus **kapitel3_absp_st.stp**) berücksichtigt.

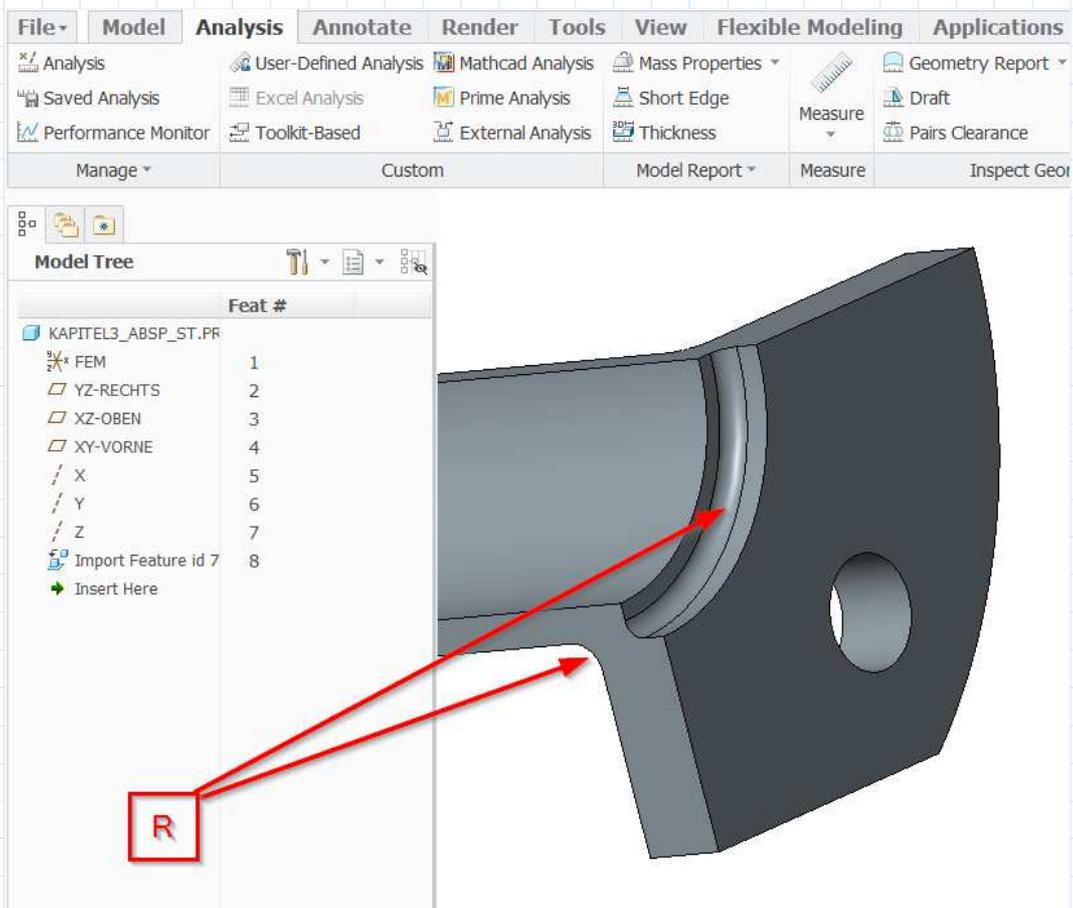


Abbildung 3: CAD-Modell mit Ersatzradien

$$a := 5 \text{ mm}$$

$$R_{\text{ersatz}} := \sqrt{2} \ a = 7.1 \text{ mm}$$

$$a := 3 \text{ mm}$$

$$R_{\text{ersatz}} := \sqrt{2} \ a = 4.2 \text{ mm}$$

3.3 FEM-Modell

Die Features des FEM-Modells (Vorgehensweise analog Kapitel 2) werden nachfolgend mit Abbildungen (Abb. 5-8, englische Oberfläche) verdeutlicht.

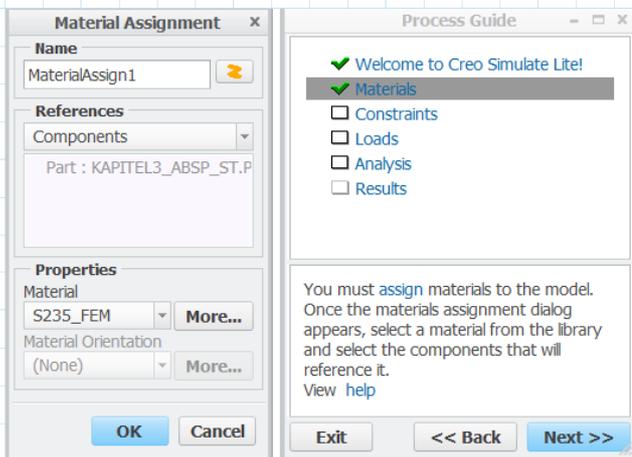


Abbildung 5: Material der Abspannung (Baustahl S235)

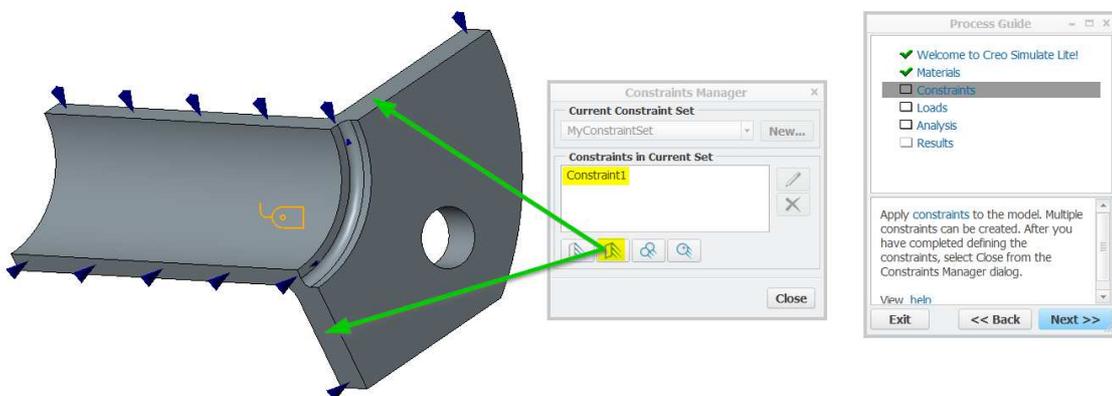


Abbildung 6: Randbedingung der 2-fachen Spiegelsymmetrie (Viertelmodell)

Das CAD-Modell wurde aufgrund der Symmetrie vereinfacht nur als ein Viertel der Geometrie erstellt. Dafür werden beide Schnittflächen für die Symmetriebedingung (Abb. 6, mit Strg-Taste angeklickt) gewählt.

Die feste Einspannung ist auf der Abb. 7 dargestellt. An dieser Stelle ist jedoch anzumerken, dass Volumenmodelle in FEM keine rotatorischen Freiheitsgrade besitzen. Alle Einstellungen in diesem Bereich werden vom System ignoriert.

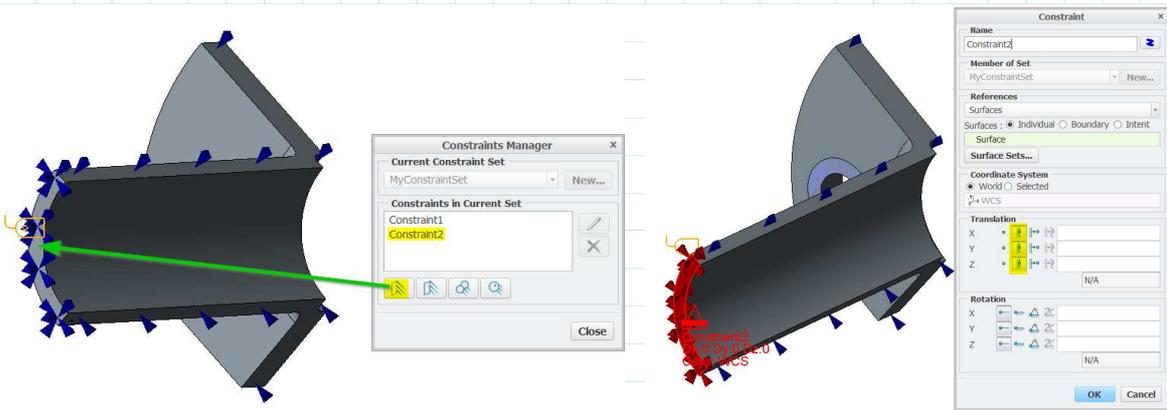


Abbildung 7: feste Einspannung

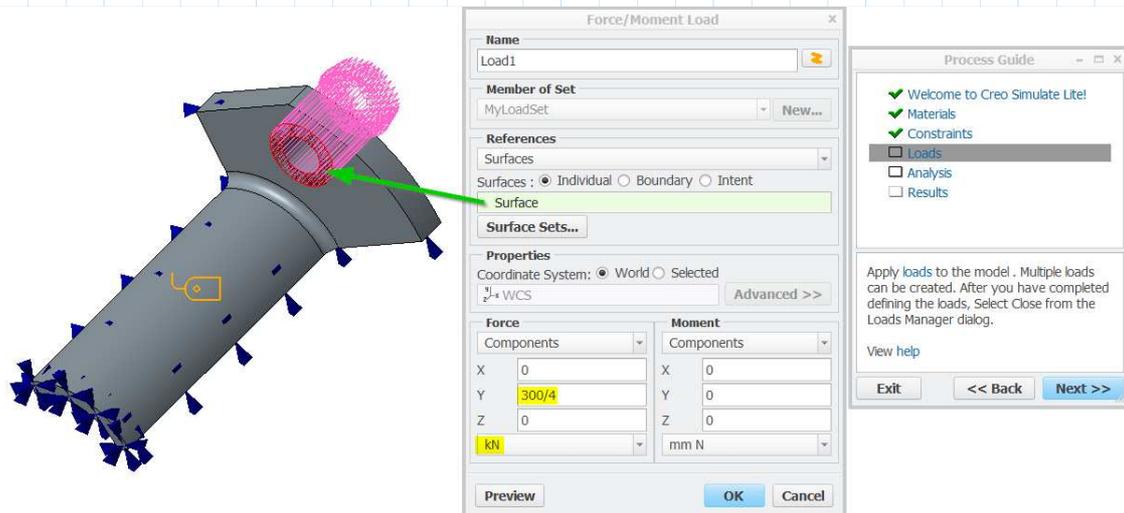


Abbildung 8: Kraft auf die vorbereitete Fläche

In der Abb. 8 ist die Definition der Kraft dargestellt. Hier wurde die Last (Viertelmodell = Viertel der Last) auf die vorbereitete Fläche aufgebracht, die in diesem Fall die Schraubenkopfauflage simulieren soll.

Nun kann die Analyse ausgeführt und ausgewertet (Abb. 9) werden. An dieser Stelle wird hervorgehoben, dass keine Einschränkungen bei dem Postprozessor von PTC Creo Simulate Lite vorliegen.

Der Anwender sollte nun die Funktionalität des Postprozessors grundlegend austesten, um die Farbplot-Darstellung etwa wie in der Abb. 9 zu erhalten.

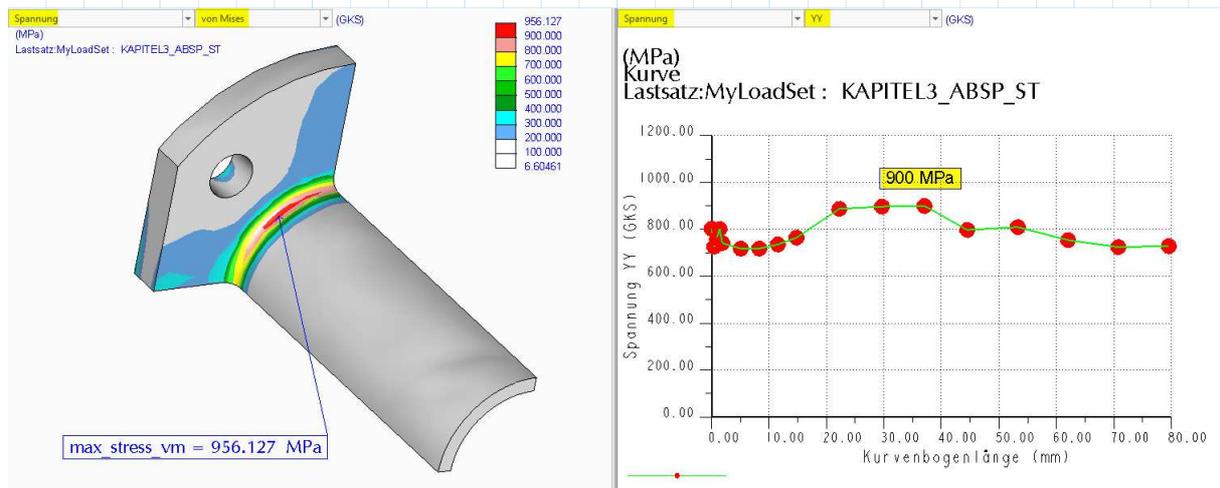


Abbildung 9: FEM-Ergebnisse der Spannungen

$$\sigma_{quer} := 900 \text{ MPa}$$

betragsmäßig max. Hauptspannung quer zur Naht (Abb. 9, rechts), maßgebend für den geschweißten Bereich (Nahtübergang), vgl. FKM, Seite 64, Abb. 3.1-1

$$\tau_{quer} := 0 \text{ MPa}$$

Schubspannung an der gleichen Stelle, quer zur Naht, vgl. FKM, Seite 64, Abb. 3.1-1

$$\tau_{\parallel} := 0 \text{ MPa}$$

Schubspannung an der gleichen Stelle, parallel zur Naht, vgl. FKM, Seite 64, Abb. 3.1-1

Der Einfluss der Schubspannung ist jedoch meistens gering, mit Ausnahme von Torsionslasten.

Beispiel: Wenn das hier betrachtete Rohr ausschließlich mit einem Drehmoment belastet würde, dann wäre die Hauptspannung quer zur Naht 0 MPa und die Torsion (als Schubspannung "parallel zur Naht") würde folglich den maßgebenden Anteil der Vergleichsspannung liefern.

$$\sigma_{vw} := \sqrt{\sigma_{quer}^2 + \tau_{\parallel}^2 + \tau_{quer}^2} = 900 \text{ MPa}$$

Vergleichsspannung im geschweißten Bereich, vgl. 3.1.13

Die maximale Vergleichsspannung nach von-Mises beträgt ca. $\sigma_v := 960 \text{ MPa}$ (Abb. 9, links) und könnte nach FKM bei nichtgeschweißten Bereichen (wenn die Hohlkehle hier keine Schweißnaht wäre, sondern eine Drehgeometrie) direkt verwendet werden.

Hier wird diese Kerbspannung jedoch zur Bestimmung der plastischen Formzahl verwendet.

3.4 Plastische Formzahl nach FKM

Dem Anwender ist sicherlich aufgefallen, dass die berechneten Spannungswerte ungewohnt (auch für einen Prüfstatiker!) hoch sind. Das liegt aber lediglich an der linearen FEM, streng genommen endet das Hooke'sche Gesetz an der Streckgrenze.

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

Streckgrenze nach FKM, vgl. Tabelle 5.1.24

Der Vorteil der linearen Berechnung nach FKM liegt klar in der einfachen Skalierbarkeit:

$$F_{max} = 300 \text{ kN}$$

$$\sigma_v = 960 \text{ MPa}$$

Abb. 9, links
(aufgerundet)

$$F_{el_grenzlast} := F_{max} \cdot \frac{R_e}{\sigma_v} = 75 \text{ kN}$$

elastische Grenzlast bis zum Erreichen der Streckgrenze in der Kerbe

$$F_{max} = 300 \text{ kN}$$

$$\sigma_{zug} = 127.5 \text{ MPa}$$

Abschn. 3.1

$$F_{vollpl_traglast} := F_{max} \cdot \frac{R_e}{\sigma_{zug}} = 564.6 \text{ kN}$$

vollplastische Traglast / "plastischer Kollaps" (globales Versagen)

$$K_p := \frac{F_{vollpl_traglast}}{F_{el_grenzlast}} = 7.5$$

plastische Formzahl nach FKM
vgl. 3.3.10

In der Praxis ist die Ermittlung der plastischen Formzahl manchmal schwierig, wenn keine analytische Rechnung möglich ist. Für die Bestimmung der vollplastischen Traglast wird dann zum einen die ermittelte elastische Grenzlast um einen bestimmten Faktor gesteigert. Auf der anderen Seite wird das Materialgesetz elastisch-idealplastisch angenommen, vgl. FKM-Hinweise auf der Seite 72. Die Laststeigerung erfolgt iterativ, bis die nichtlineare FEM-Analyse nicht mehr konvergiert bzw. kein statisches Gleichgewicht mehr gefunden werden kann. Hierfür reichen die Möglichkeiten von Creo Simulate Lite nicht mehr, es wird dann die **vollständige** Lizenz von Creo Simulate benötigt.

3.5 Statischer Festigkeitsnachweis nach FKM

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

E-Modul, vgl. Tabelle 3.3.3

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

Dehngrenze, vgl. Tabelle 5.1.24

$$R_m := 360 \text{ MPa}$$

Zugfestigkeit, vgl. Tabelle 5.1.24

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

Ertragbare Gesamtdehnung,
vgl. Tabelle 3.3.3

$$n_{pl} := \min \left(\sqrt{\frac{E \cdot \varepsilon_{ertr}}{R_p}}, K_p \right) = 6.6$$

plastische Stützzahl (vgl. 3.3.16),
hier ist lokales Versagen maßgebend

Die plastische Stützzahl n_{pl} nach FKM ergibt sich aus einer Interpretation der Neuber-Umrechnung für die Kerbspannungen, wobei wiederum das elastisch-idealplastische Materialgesetz zugrunde gelegt wird.

$$\alpha_w := 0.95$$

Schweißnahtfaktor der Kehlnaht,
vgl. Tabelle 3.3.5

$$\sigma_{SK-w} := \alpha_w \cdot n_{pl} \cdot R_p = 1508 \text{ MPa}$$

am Nahtübergang, vgl. 3.4.4

$$j_s := 1$$

Lastfaktor, sichere Lastannahme

$$j_p := 1.5$$

Maximaler Grund-Sicherheitsfaktor
gegen Fließen, hohe Schadensfolge,
hohe Wahrscheinlichkeit des Auftretens
der Spannung, vgl. Tabelle 3.5.1

$$K_{T_p} := 1$$

Normaltemperatur, vgl. 3.2.20

$$\frac{R_p}{R_m} = 0.67$$

Niedriges Streckgrenzenverhältnis (<0,75)

$$j_{ges} := j_s \cdot \left(\frac{j_p}{K_{T_p}} \right) = 1.5$$

Gesamtsicherheitsfaktor,
abgeleitet aus 3.5.4

$$a_{SK_w} := \sigma_{vw} \cdot \frac{j_{ges}}{\sigma_{SK_w}} = 0.9$$

statischer Festigkeitsnachweis
ist erbracht, vgl. 3.6.16

$$a_{SK_w} = 90\%$$

statische Auslastung in der Schweißnaht

Der hier durchgeführte statische FKM-Festigkeitsnachweis der Schweißnaht anhand der örtlichen (lokalen) FEM-Spannungskonzentrationen ist als konservativ zu betrachten. Jedoch ist die Anwendung dieser Richtlinie im Stahlbau umstritten, einige Sachverständige lehnen die FKM als Nachweis der statischen Tragsicherheit ab.

4 Gussteil aus Aluminium, Haigh-Diagramm

4.1 Problemstellung

Die nächste Aufgabe beinhaltet wiederum eine Radgabel von einem Fahrzeug einer schienengeführten Sommerrodelbahn. Diese Radgabel (Abb. 1) besteht jedoch aus einer speziellen Aluminiumgusslegierung. Aufgrund besonderer Wärmebehandlung ist das Material hochfest und dennoch **duktil**.

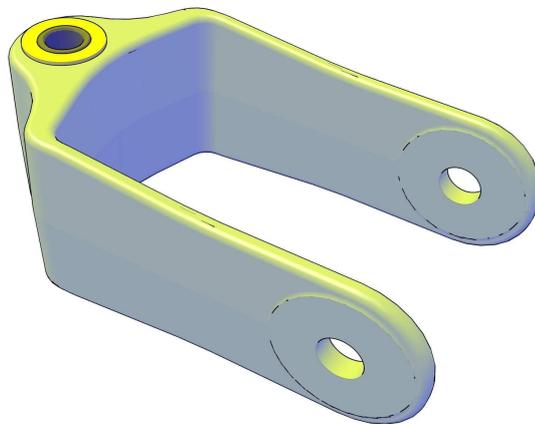


Abbildung 1: Aluminium-Radgabel

In dieser Aufgabe wird auf die Herleitung der Lasten verzichtet, lediglich die Ergebnisse werden nachfolgend präsentiert:

$$F_{max_stat} := 2.4 \text{ kN}$$

maximale Last inkl. Sicherheitsfaktoren

$$F_{o_dyn} := 1.5 \text{ kN}$$

maximale dynamische Last

$$F_{u_dyn} := 0.8 \text{ kN}$$

Ruhelast / Fahrt geradeaus

4.2 CAD-Modell

Die Vorgehensweise nach dem Einlesen der STEP-Datei (**kapitel4_rg_al.stp**) ist weitgehend identisch mit dem Kapitel 2, abgesehen davon, dass die STEP-Daten eine Baugruppe beinhalten. Die beiden Gleitlager sind im CAD-Modell (Abb. 2) ebenfalls verbaut. In der Realität werden die Gleitlager leicht eingepresst und haben somit einen festen Sitz in der Radgabel.

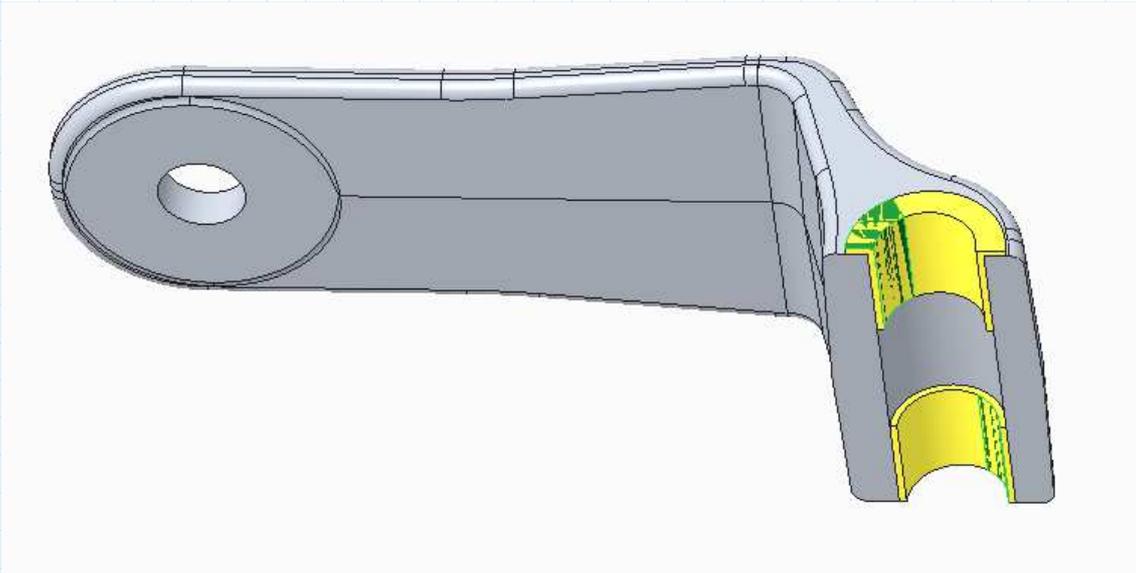


Abbildung 2: Geometrie der Radgabel

4.3 FEM-Modell

Die Features des FEM-Modells (Vorgehensweise wie bisher nach Anweisungen von dem Prozesshandbuch) werden nachfolgend mit Abbildungen (Abb. 3-10) verdeutlicht.

Für das Aluminium (Abb. 3) darf alternativ auch das mitgelieferte Material einer F28-Aluminiumlegierung verwendet werden.

Das Material für die Gleitlager (Abb. 4) ist ein Kunststoff.

ALU

Beschreibung
Dehngrenze min. 200 MPa

Dichte 2.7e-09 tonne/mm³

Strukturmechanisch Thermal Verschiedenes Farbeffekt Benutzerdefiniert

Symmetrie Isotrop

Spannungs-Dehnungs-Reaktion Linear

Querkontraktionszahl 0.33

Elastizitätsmodul 70000 MPa

Wärmeausdehnungskoeffizient 2.4e-05 /C

Abbildung 3: Materialeigenschaften von dem Aluminium

GL

Beschreibung

Dichte 1.2e-09 tonne/mm³

Strukturmechanisch Thermal Verschiedenes Farbeffekt Benutzerdefiniert

Symmetrie Isotrop

Spannungs-Dehnungs-Reaktion Linear

Querkontraktionszahl 0.4

Elastizitätsmodul 3000 MPa

Wärmeausdehnungskoeffizient 8e-05 /C

Abbildung 4: Materialeigenschaften für die beiden Gleitlager

Bei der Drehgelenk-Randbedingung (Abb. 5) wird der Freiheitsgrad der Drehung gesperrt, aber die axiale Verschiebung freigelassen, wie auch im Kapitel 2.

Für die Ebenen-Randbedingung (Abb. 6) sollten alle 6 Flächen angeklickt werden, die in der Symmetrieebene liegen.

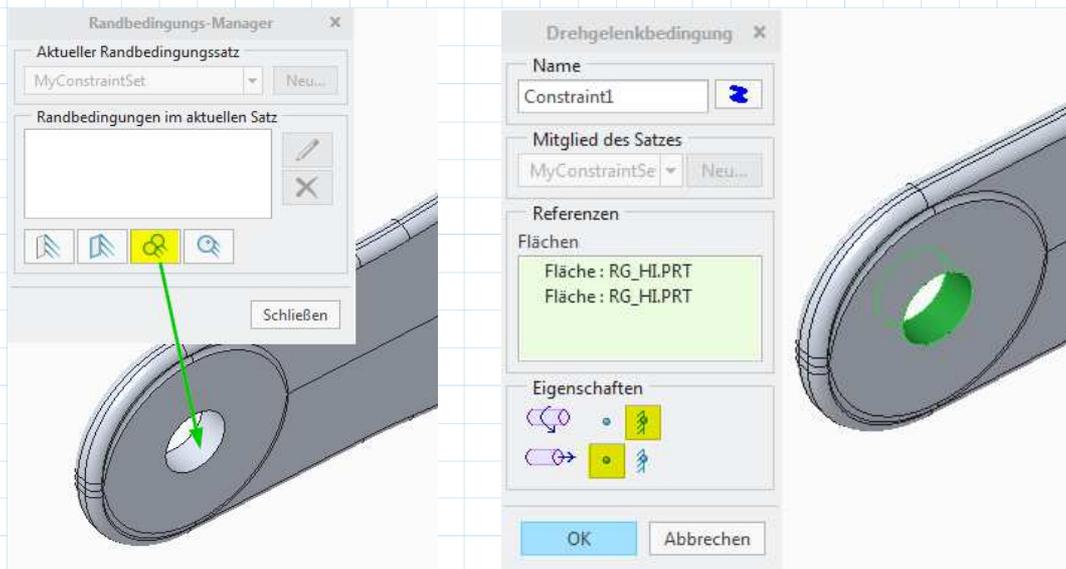


Abbildung 5: Drehgelenk-Randbedingung

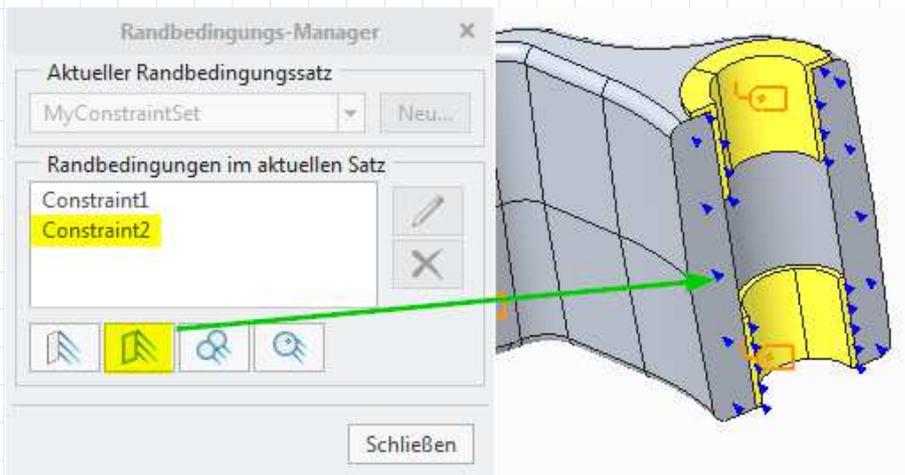


Abbildung 6: Ebenen-Randbedingung als Symmetriebedingung

$$F_{\text{gegen}} := \frac{F_{\text{max_stat}}}{2} = 1.2 \text{ kN}$$

Gegenkraft (Abb. 7) auf die halbe Radgabel

$$l := 105 \text{ mm}$$

Hebel zwischen der Aufnahme der Radgabel und der Radachse

$$M_{\text{biegung}} := \frac{F_{\text{max_stat}}}{2} l = 126 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Biegemoment in der halben Radgabel, eingeleitet als Kräftepaar (vgl. Abb. 8)

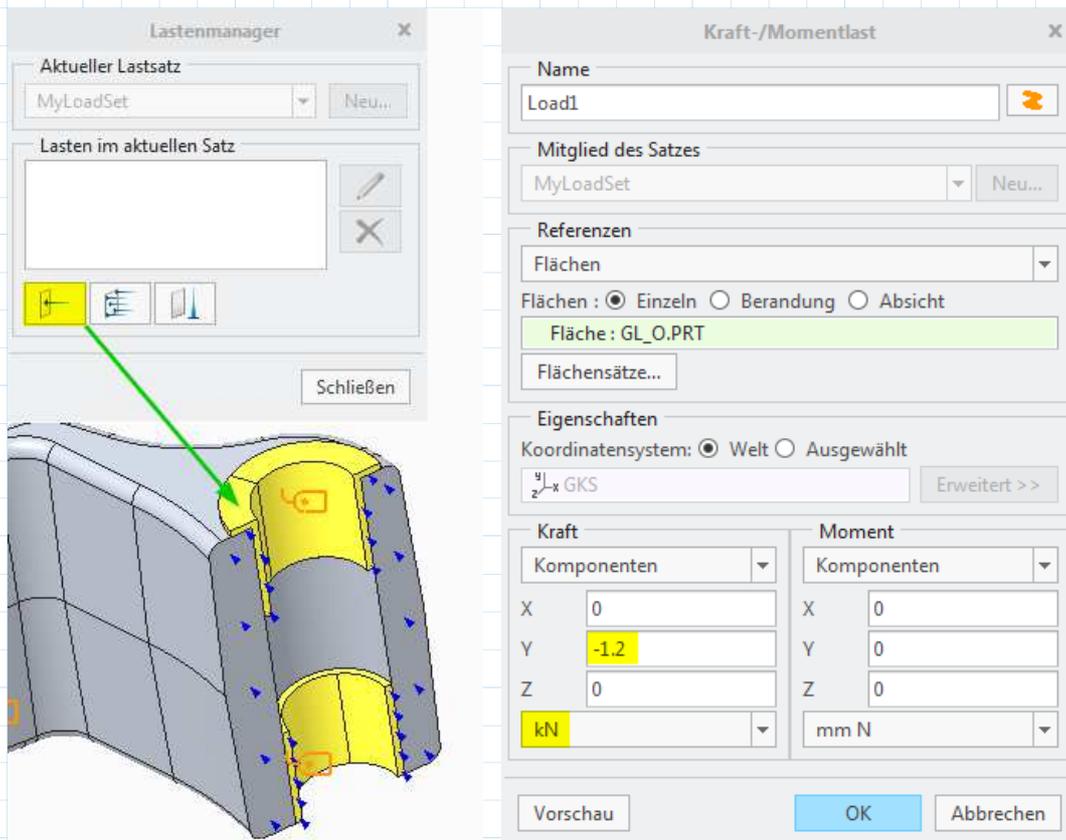


Abbildung 7: Gegenkraft auf die halbe Radgabel

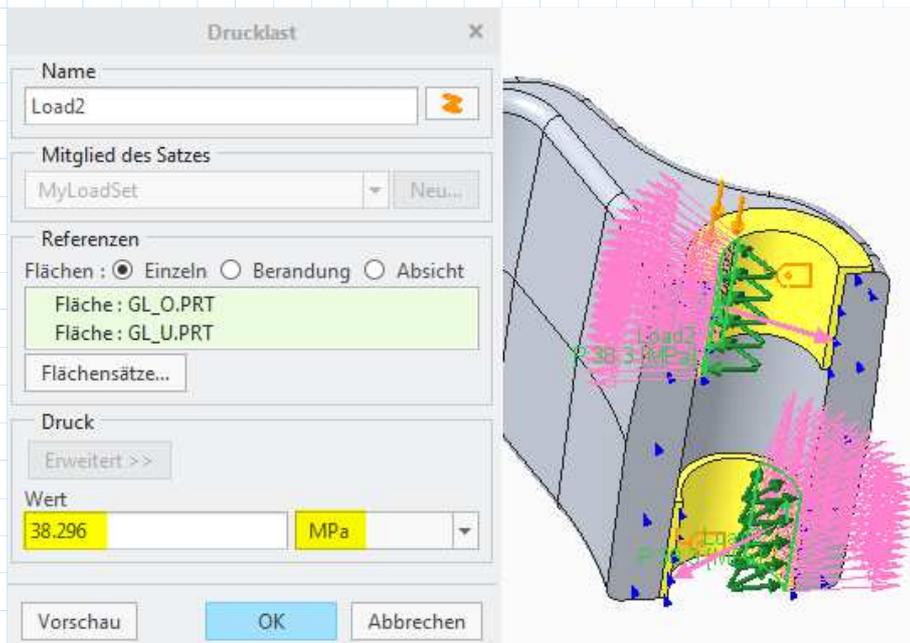


Abbildung 8: Drucklast auf die Gleitlager als Kräftepaar

Die Kontrolle der Lastsumme liefert $M_{biegung} = 126 \text{ N} \cdot \text{m}$ (vgl. Abb. 9).

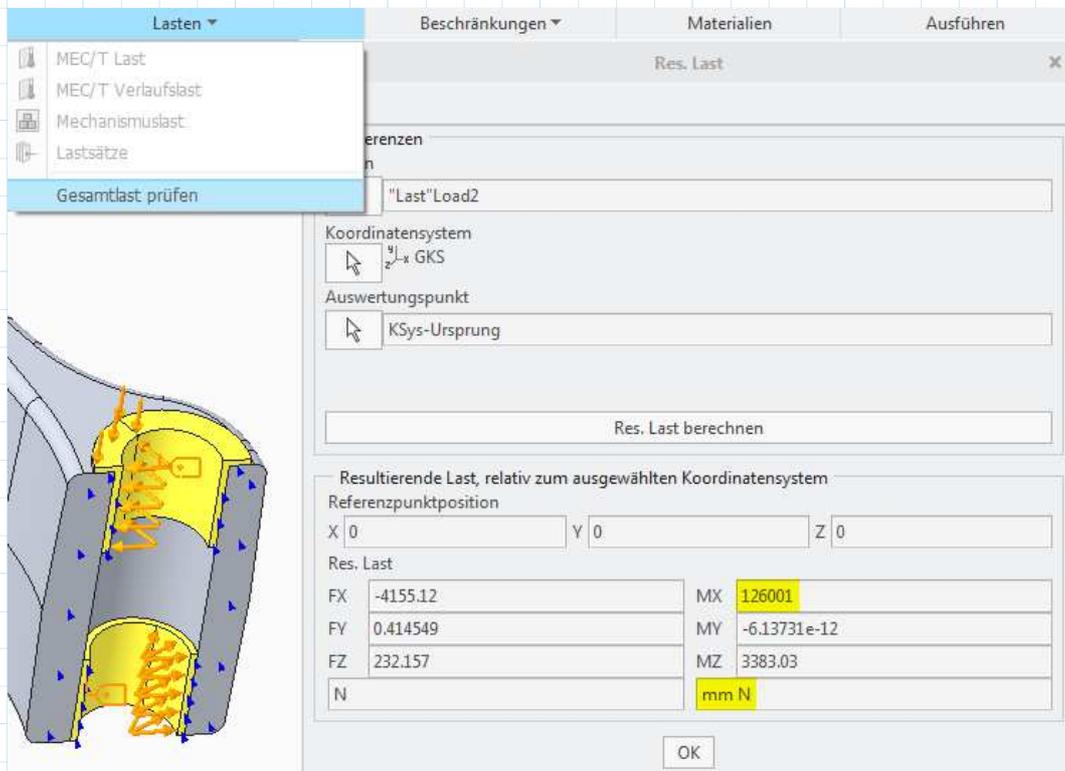


Abbildung 9: Kontrolle von dem Biegemoment

Nun kann die Analyse ausgeführt und ausgewertet werden. Der Hinweis auf mögliche Singularitäten (Abb. 10) ist hier unbedeutend.

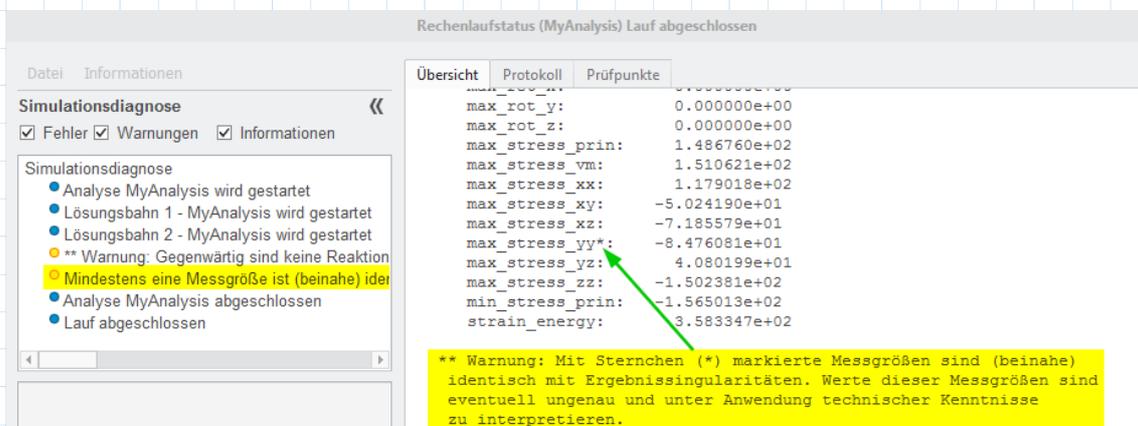


Abbildung 10: Hinweis zu evtl. Singularitäten

4.4 Statische Festigkeit

Die Ergebnisse der Spannung sind auf der Abb. 11 dargestellt.

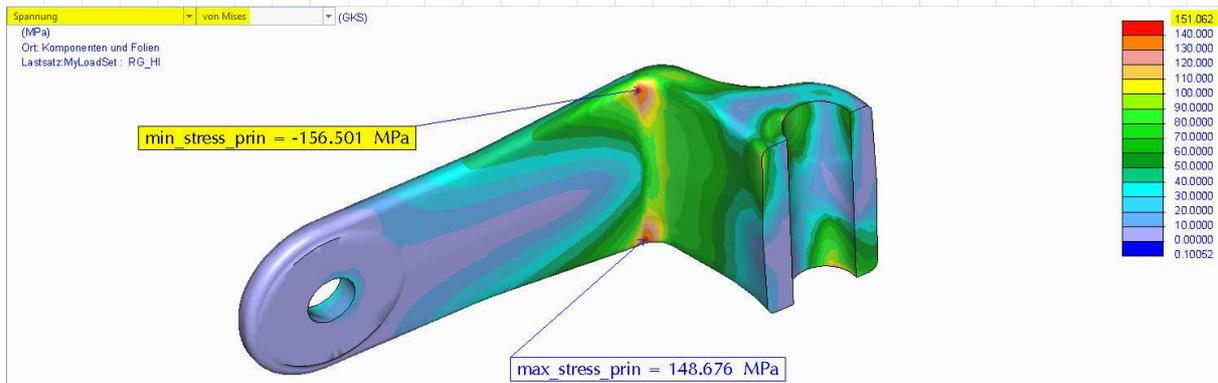


Abbildung 11: Spannungsergebnisse im Farbplot

$$\sigma_{vm_max} := 152 \text{ MPa}$$

maximale Vergleichsspannung nach von-Mises (Abb. 11, Farblegende)

$$\sigma_{max} := 149 \text{ MPa}$$

größte Hauptspannung (Abb. 11)
-> Zugspannung-Messgröße

$$\sigma_{min} := -157 \text{ MPa}$$

kleinste Hauptspannung (Abb. 11)
-> Druckspannung-Messgröße

$$R_{e_min} := 200 \text{ MPa}$$

zugesicherte Mindeststreckgrenze nach der Wärmebehandlung

$$\sigma_{vm_max} \leq R_{e_min} = 1$$

statische Festigkeit ist gegeben

An dieser Stelle wurde ein vereinfachter statischer Festigkeitsnachweis durchgeführt. Für diese spezielle Gusslegierung ist Eurocode 3 nicht zweckmäßig. Die FKM-Richtlinie ist hier aufgrund der Komplexität ebenfalls nicht praktikabel. Für die Bewertung der dynamischen Beanspruchung wird nun im folgenden Abschnitt das vereinfachte Haigh-Diagramm verwendet.

4.5 Haigh-Diagramm

Die lineare Berechnungsmethode erlaubt hier wiederum das einfache Skalieren der Spannungen.

$$F_{max_stat} = 2.4 \text{ kN}$$

$$F_{o_dyn} = 1.5 \text{ kN}$$

$$F_{u_dyn} = 0.8 \text{ kN}$$

$$\sigma_{max} = 149 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = -157 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{1_o} := \sigma_{max} \cdot \frac{F_{o_dyn}}{F_{max_stat}} = 93.1 \text{ MPa}$$

obere Spannung / Zug

$$\sigma_{1_u} := \sigma_{max} \cdot \frac{F_{u_dyn}}{F_{max_stat}} = 49.7 \text{ MPa}$$

untere Spannung / Zug

$$\sigma_{3_o} := \sigma_{min} \cdot \frac{F_{u_dyn}}{F_{max_stat}} = -52.3 \text{ MPa}$$

obere Spannung / Druck

$$\sigma_{3_u} := \sigma_{min} \cdot \frac{F_{o_dyn}}{F_{max_stat}} = -98.1 \text{ MPa}$$

untere Spannung / Druck

$$\sigma_{1_a} := \frac{\sigma_{1_o} - \sigma_{1_u}}{2} = 21.7 \text{ MPa}$$

Amplitude / Zug

$$\sigma_{1_m} := \frac{\sigma_{1_o} + \sigma_{1_u}}{2} = 71.4 \text{ MPa}$$

Mittelspannung / Zug

$$\sigma_{3_a} := \frac{\sigma_{3_o} - \sigma_{3_u}}{2} = 22.9 \text{ MPa}$$

Amplitude / Druck

$$\sigma_{3_m} := \frac{\sigma_{3_o} + \sigma_{3_u}}{2} = -75.2 \text{ MPa}$$

Mittelspannung / Druck

$R_m := 250 \text{ MPa}$

Zugfestigkeit

$R_p := R_{e_min} = 200 \text{ MPa}$

Dehngrenze

$\sigma_{zd_WN} := 0.4 \cdot R_{e_min} = 80 \text{ MPa}$

40% von der Streckgrenze
(falls nicht bekannt)

$\sigma_{1_a} = 21.7 \text{ MPa}$

$\sigma_{1_m} = 71.4 \text{ MPa}$

$\sigma_{3_a} = 22.9 \text{ MPa}$

$\sigma_{3_m} = -75.2 \text{ MPa}$

- $\sigma_{1_a} \text{ (MPa)}$
- $\sigma_{3_a} \text{ (MPa)}$
- $y(x) \text{ (MPa)}$
- $z(w) \text{ (MPa)}$
- $v(u) \text{ (MPa)}$
- $\xi(\theta) \text{ (MPa)}$

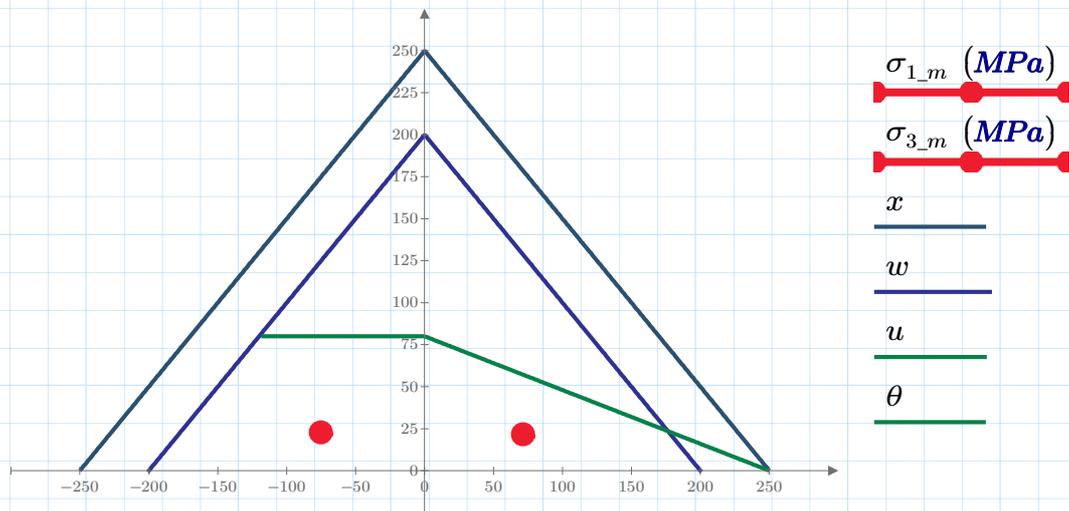


Abbildung 12: Haigh-Diagramm (vereinfacht)

Die berechneten dynamischen Beanspruchungswerte (Abb. 12, rote Punkte) liegen sicher im Bereich der Dauerfestigkeit (unterhalb der grünen Linie in der Abb. 12).

Ende Kapitel 4

5 Seilhülse aus Edelstahl, Eurocode 3

5.1 Problemstellung

Die nächste Aufgabe beinhaltet eine geschweißte Seilhülse von einem Fahrzeug einer schienengeführten Standseilbahn. Diese Seilhülse (Abb. 1) besteht jedoch aus einem rostfreien Edelstahl. Aus diesem Grund kommt wieder Eurocode 3 zum Einsatz, denn es gilt:

"Die in EN 1993-1-9 angegebenen Nachweisverfahren gelten in gleicher Weise für Baustähle, nichtrostende Stähle und ungeschützte wetterfeste Stähle ..." *

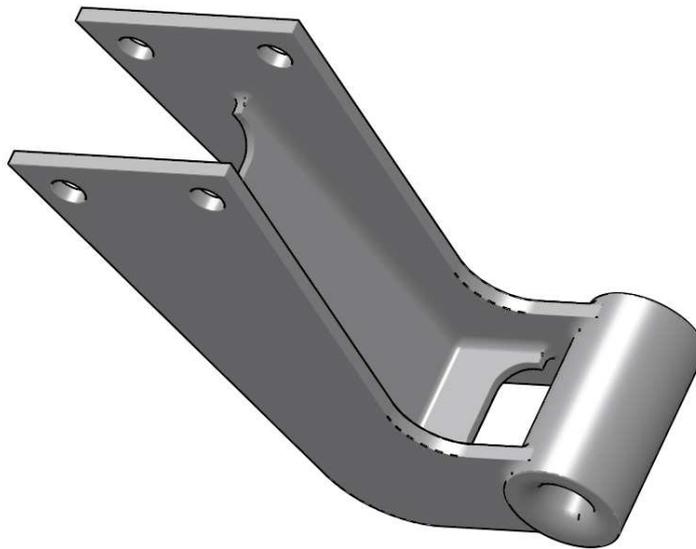


Abbildung 1: Seilhülse geschweißt

Aufgrund der Seilumlenkung findet ein voller Lastwechsel in vertikaler Richtung statt:

$$F_{V_plus} := 3.6 \text{ kN}$$

$$F_{V_minus} := -3.6 \text{ kN}$$

* DIN EN 1993: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten
Teil 1-9: Ermüdung

5.2 CAD-Modell

Die Vorgehensweise nach dem Einlesen der STEP-Datei (**kapitel5_sh_edelst.stp**) ist aus den vorigen Kapiteln bekannt. Die Geometrie der Seilhülse (Abb. 2) wurde bereits derart vorbereitet, dass alle Schweißnähte mit Ersatzradien abgebildet sind.

An dieser Stelle wird erneut betont, dass ausschließlich querschnittsdeckende, umlaufende (vgl. Abb. 2, grüne Pfeile) Nähte zulässig sind, folglich keine unterbrochenen Nähte in FEM rechnen!

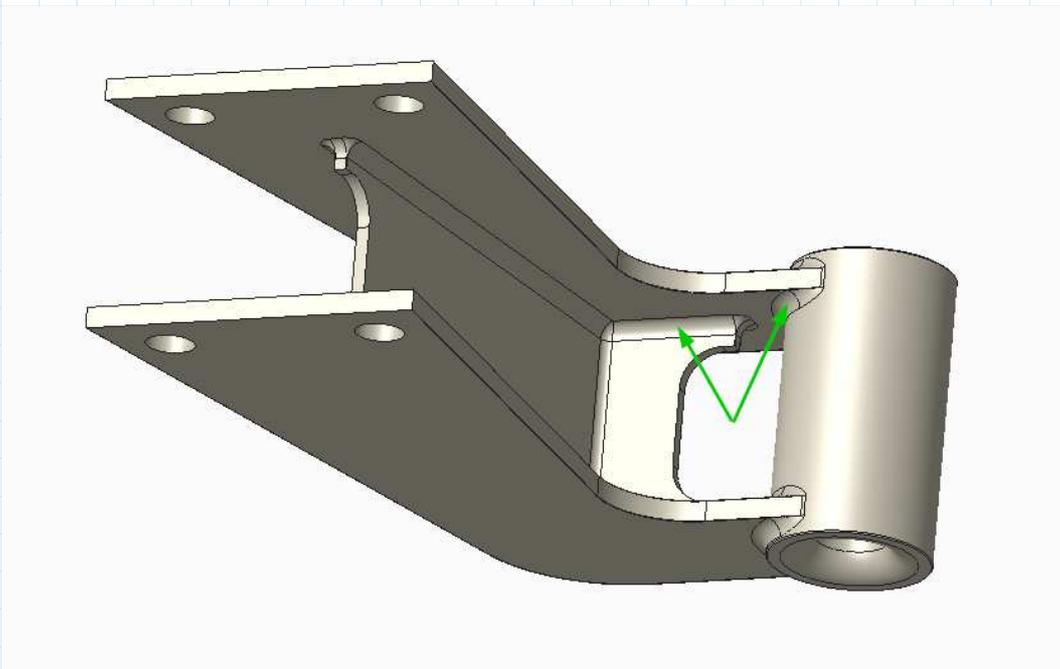


Abbildung 2: Geometrie der Seilhülse

5.3 FEM-Modell

Die Features des FEM-Modells (Vorgehensweise wie bisher nach Anweisungen von dem Prozesshandbuch) werden nachfolgend mit Abbildungen (Abb. 3-6) verdeutlicht.

Für den rostfreien Stahl (Abb. 3) darf alternativ auch das mitgelieferte Material der Legierung 1.4301 verwendet werden.

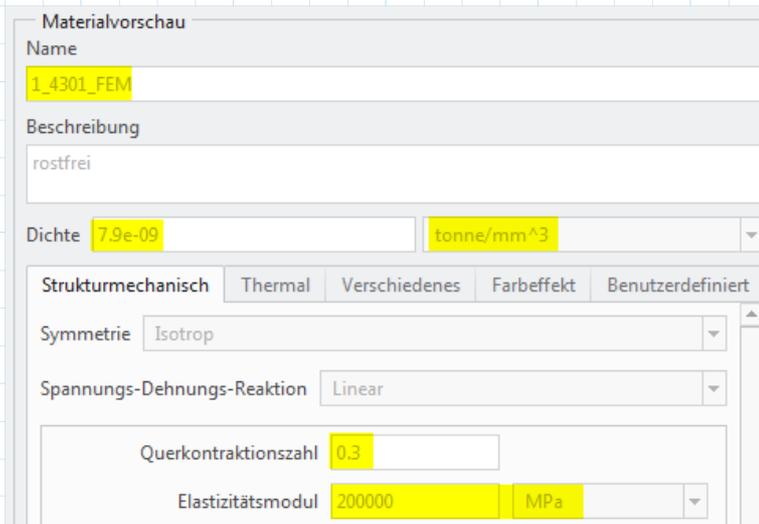


Abbildung 3: Materialeigenschaften von dem rostfreien Stahl

Für die feste Einspannung (Abb. 4) werden alle Bohrungen angeklickt.

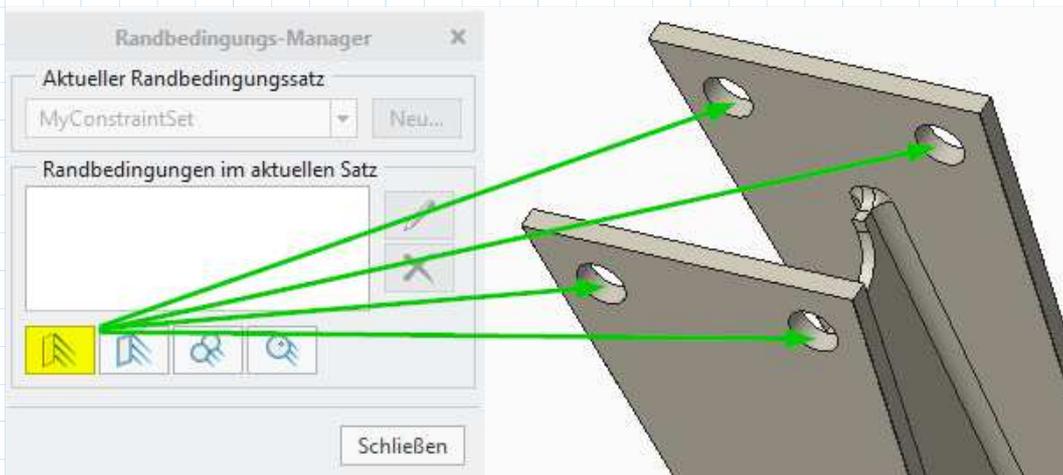


Abbildung 4: Verschiebungsrandbedingung

An dieser Stelle sollte erinnert werden, dass Volumenmodelle in FEM keine rotatorischen Freiheitsgrade (Abb. 5, rot durchgestrichen) besitzen.

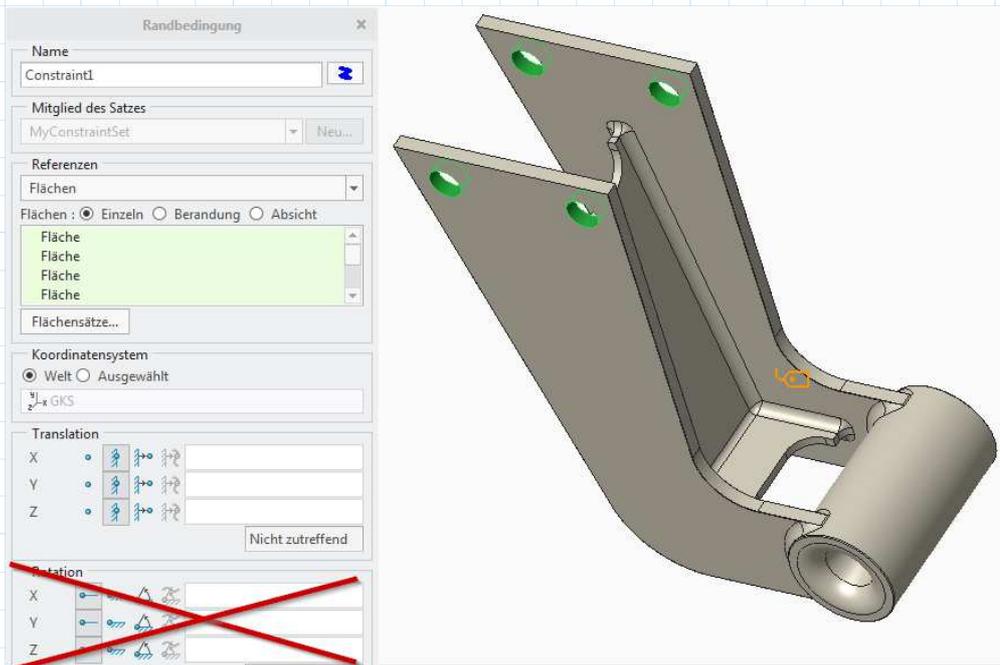


Abbildung 5: Freiheitsgrade der Verschiebung gesperrt

Die Last (Abb. 6) in der Seilhülse wird zusätzlich mit 10% von 3,6 **kN** in Zugrichtung angenommen, um evtl. Reibung (sollte eigentlich 0 sein) zu berücksichtigen.

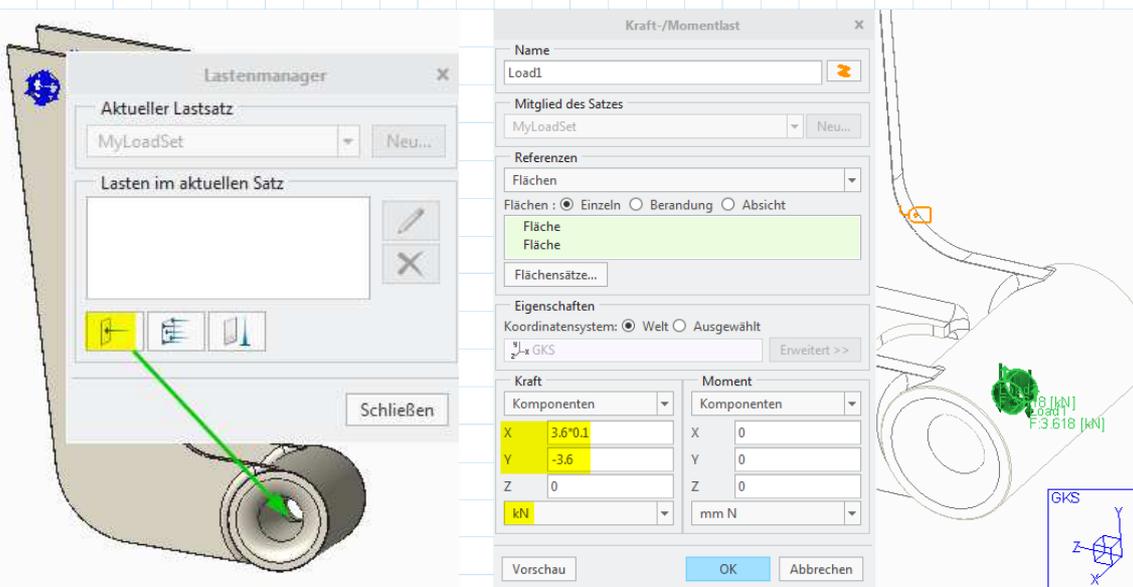


Abbildung 6: Last in der Seilhülse

5.4 Statische Festigkeit

Nun kann die Analyse ausgeführt und ausgewertet werden. Die Ergebnisse der Spannung sind auf der Abb. 7 dargestellt.

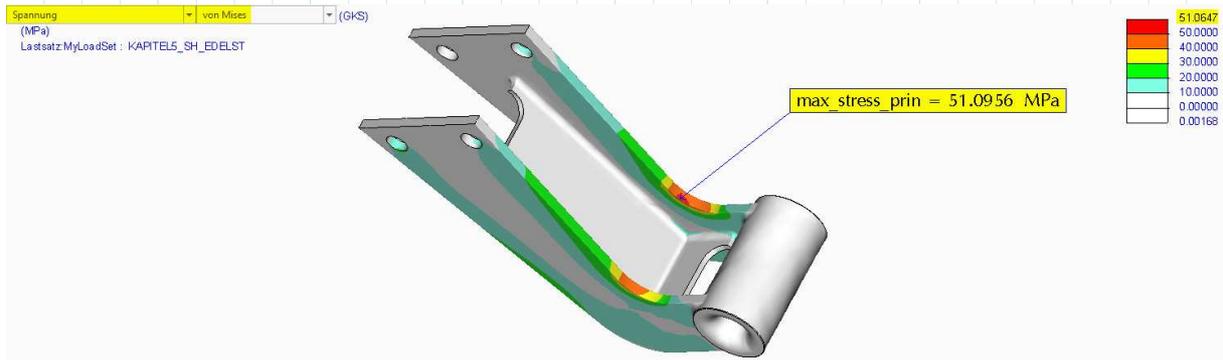


Abbildung 7: Spannungsergebnisse im Farbplot

$$\sigma_{vm_max} := 52 \text{ MPa}$$

maximale Vergleichsspannung nach von-Mises (Abb. 7, Farblegende)

$$\sigma_{max} := 52 \text{ MPa}$$

größte Hauptspannung (Abb. 7)

An dieser Stelle könnten zwar irgendwelche statische Sicherheitsfaktoren berücksichtigt werden, dennoch ist die statische Festigkeit hier überhaupt kein Thema.

$$R_{e_min} := 200 \text{ MPa}$$

Streckgrenze mindestens

$$\sigma_{vm_max} \leq R_{e_min} = 1$$

Nachweis ist erbracht

5.5 Dauerfestigkeit

Auf den ersten Blick erscheinen die Spannungen (Abb. 7) unkritisch. Insbesondere die statische Betrachtung deutet auf ein womöglich überdimensioniertes Bauteil.

Zurzeit übersehen viele Normen die Tatsache, dass nicht nur die Spannung an sich, sondern das bereits dargelegte "Spannungsdelta" das Material schädigt. Dies wird im Eurocode 3 * berücksichtigt.

$$\Delta\sigma_{max} := 2 \cdot \sigma_{max} = 104 \text{ MPa}$$

Spannungsdelta, da ein voller Lastwechsel!

$$\Delta\sigma_{C_best} := 160 \text{ MPa}$$

Bester Kerbfall für ungeschweißte Bereiche

$$\Delta\sigma_C := 140 \text{ MPa}$$

Kerbfall für brenn-geschnittene Bleche

$$\Delta\sigma_D := \left(\frac{2}{5}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \Delta\sigma_C = 103 \text{ MPa}$$

Dauerfestigkeitswert nach DIN EN 1993-1-9

$$\Delta\sigma_{max} \leq \Delta\sigma_D = 0$$

"0" bedeutet "Bedingung nicht erfüllt"

Ganz unerwartet wird es eng mit der Dauerfestigkeit. Für den sicheren Betrieb sollte folglich eine "saubere" Schnittkontur der beiden Wangen erfolgen, um in den besten Kerbfall $\Delta\sigma_{C_best} = 160 \text{ MPa}$ zu gelangen.

* DIN EN 1993: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten
Teil 1-9: Ermüdung

6 Stahlbau Rechteckvordach

6.1 Problemstellung

Die nächste Aufgabe beinhaltet die tragende Konstruktion von einem Rechteckvordach. In vielen Fällen ist ein Verankern an der Gebäudewand unzulässig oder unerwünscht, dann wird eine solche Konstruktion (Abb. 1) selbsttragend ausgeführt.

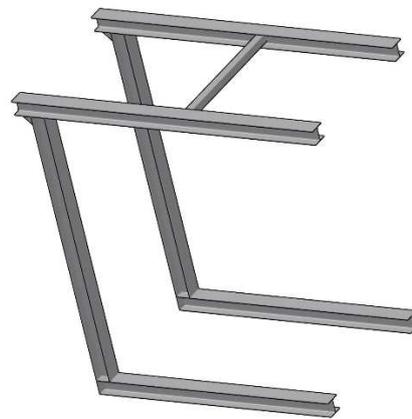


Abbildung 1: Vordach als Beispiel, vereinfachtes Modell

Für die Auslegung der Konstruktion ist hierbei vor allem die Windlast relevant. Das stabilisierende Moment aus dem Eigengewicht zuzüglich des Ballastgewichts samt der Pflasterung sollte auf jeden Fall deutlich höher sein als das Kippmoment aus dem entsprechenden Winddruck *. Hier reicht eine analytische Betrachtung.

Mittels FEM soll nachfolgend die Beanspruchung durch das Eigengewicht und die Schneelast (ebenfalls ortsabhängig) ermittelt werden.

$$F_{\text{schnee}} := 2 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

maximale Schneelast (ortsabhängig)
in kN pro Fläche (in m^2)

* Schneider, Bautabellen für Ingenieure
20. Auflage 2012, Tafel 3.25

6.2 CAD-Modell

Die Vorgehensweise nach dem Einlesen der STEP-Datei (**kapitel6_vd_st.stp**) ist aus den vorigen Kapiteln bekannt. Die vereinfachte Stahlbau-Geometrie (Abb. 1) wurde bereits derart vorbereitet, dass alle relevanten Schweißnähte mit Ersatzradien abgebildet sind.

Als Stahlbauprofil wurde HEA 160 festgelegt (Abb. 2).

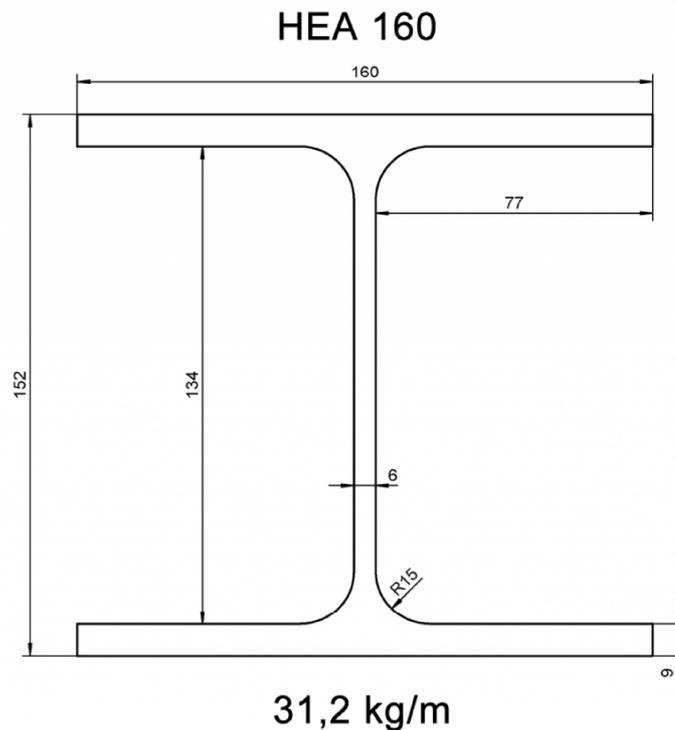


Abbildung 2: HEA 160

6.3 FEM-Modell

Die Features des FEM-Modells (Vorgehensweise wie bisher nach Anweisungen von dem Prozesshandbuch) werden nachfolgend mit Abbildungen (Abb. 3-6) verdeutlicht.

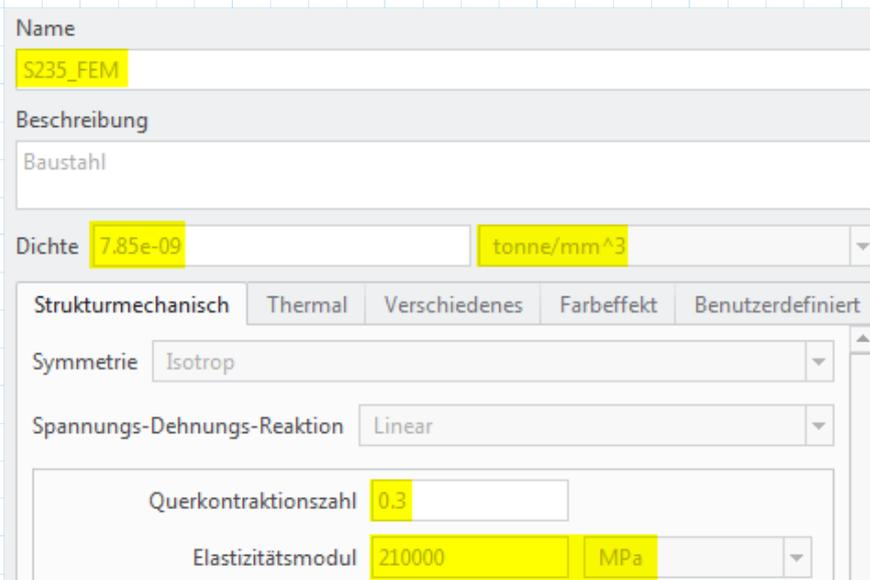


Abbildung 3: Materialeigenschaften von dem Baustahl

Für die feste Einspannung (Abb. 4) werden die beiden unteren Flächen angeklickt.

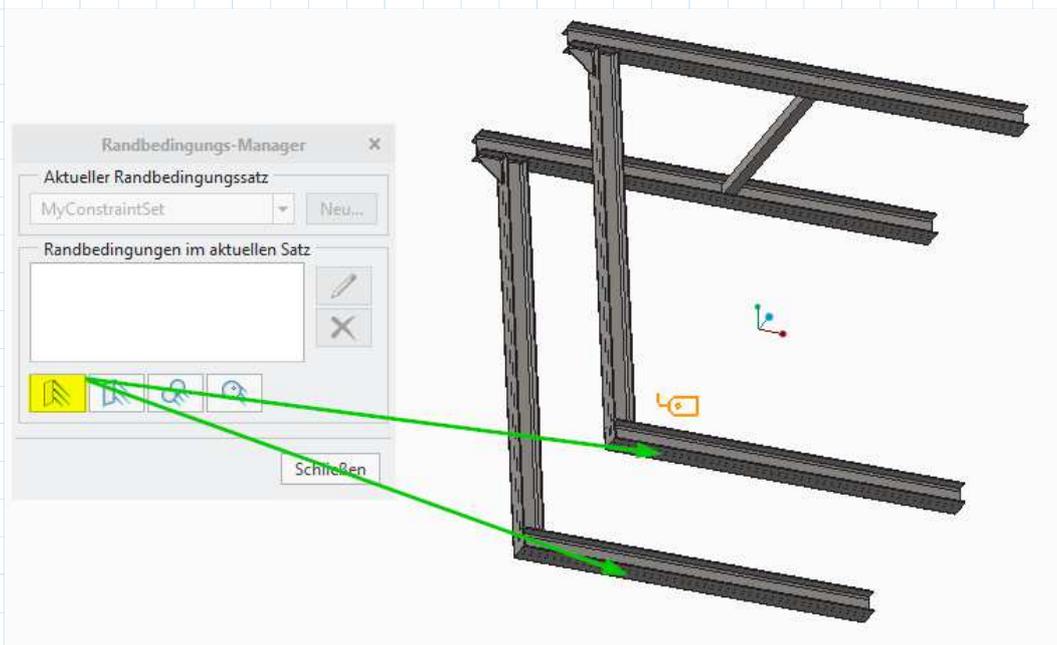


Abbildung 4: Verschiebungsrandbedingung

Nun wird auch die Gravitationslast (Abb. 5) benötigt, um das Eigengewicht zu berücksichtigen. Diese Last ist global und benötigt keine bestimmten Referenzen.

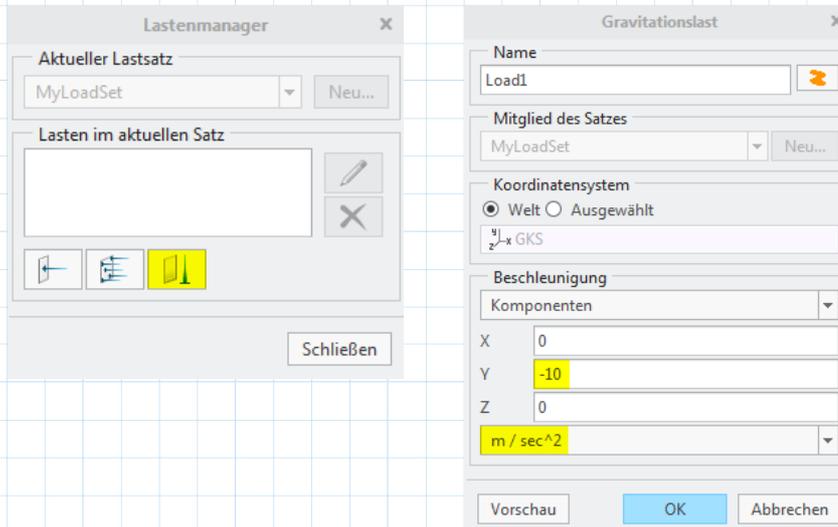


Abbildung 5: Gravitationslast

Die Schneelast als Kraft (Abb. 6) berücksichtigt die Dachfläche x Schneelast pro Fläche.

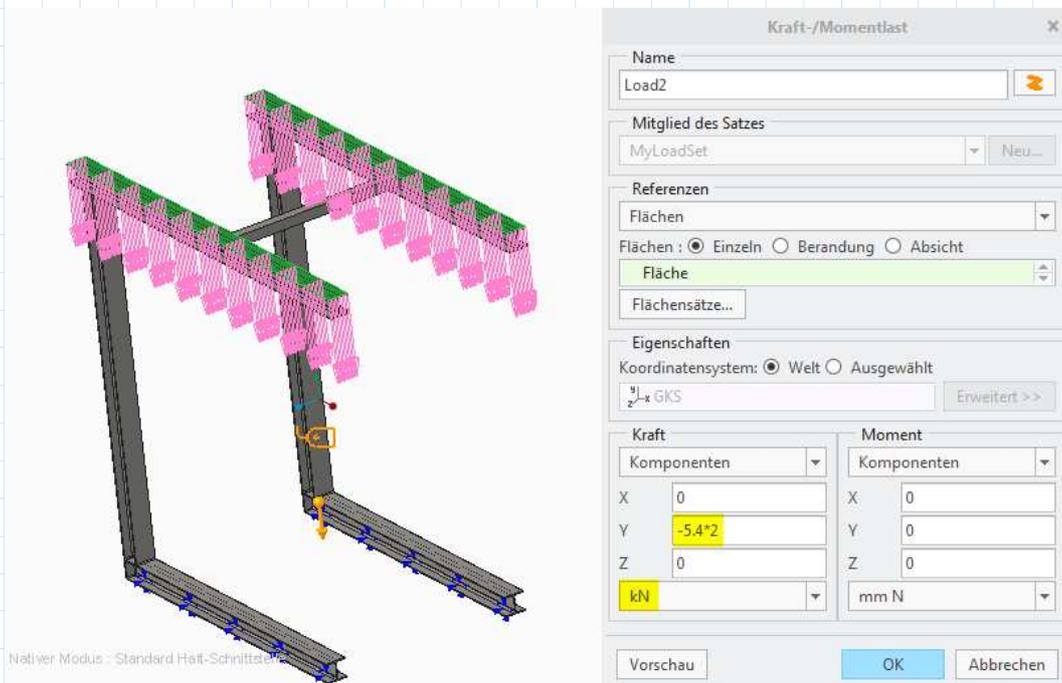


Abbildung 6: Schneelast

6.4 Statische Festigkeit

Nun kann die Analyse ausgeführt und ausgewertet werden. Diesmal dauert die Berechnung deutlich länger (ca. 5-10 Minuten). Die FEM-Ergebnisse sind auf der Abb. 7 dargestellt.

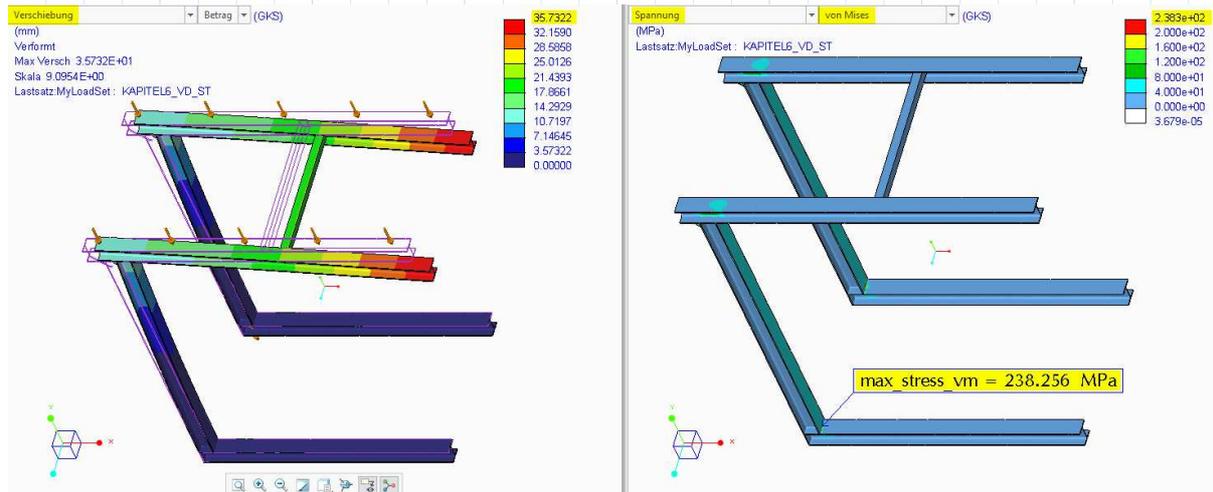


Abbildung 7: Verformungs- und Spannungsergebnisse im Farbplot

$$\sigma_{vm_max} := 240 \text{ MPa}$$

maximale Vergleichsspannung nach von-Mises (Abb. 7, rechts)

Die berechnete **maximale Kerbspannung** (Abb. 7, rechts) ist vollkommen unkritisch, denn die Schneelast ist statisch. Jedoch ist der Verformungswert von 36 *mm* (Abb. 7, links) ein Zeichen für eine relativ "weiche" Konstruktion.

Für die Anwendung als Vordach ist das natürlich kein Problem, aber z.B. als Balkon in einem öffentlichen Bereich wäre dies unzulässig.

6.5 Modellgrenzen

Dem Anwender ist vielleicht aufgefallen, dass die Geometrie stark vereinfacht wurde, z.B. ist das Querprofil als Vollmaterial modelliert. Der Grund hierfür ist die nahezu erreichte Größenbegrenzung des CAD-Modells.

Mittels Such-Tool  in Creo Parametric (Abb. 8) lässt sich die Anzahl der Flächen im Modell anzeigen.

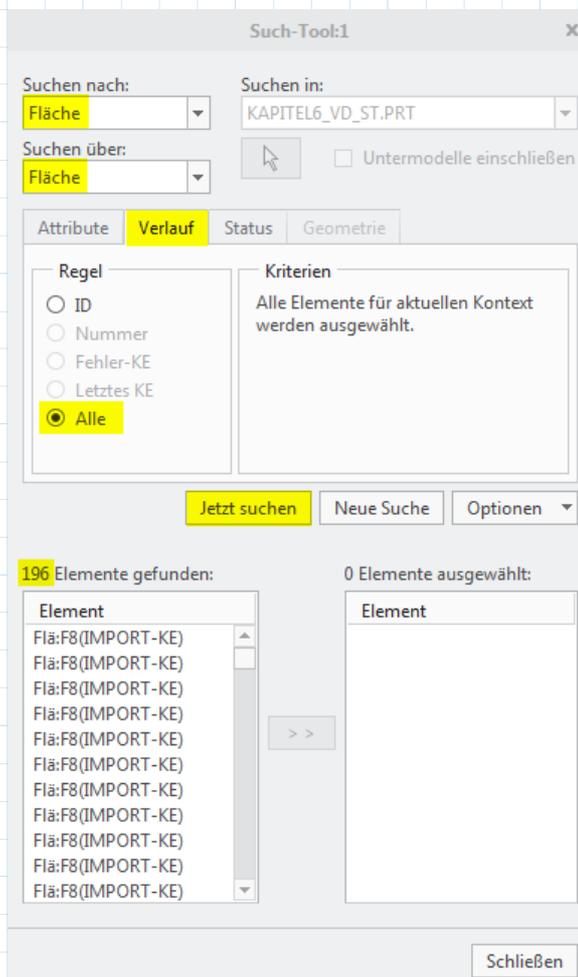


Abbildung 8: Anzahl der Flächen im Such-Tool

Die Geometrie beinhaltet 196 Flächen (Abb. 8). Die **maximal zulässige Anzahl** beträgt **199**. Hätte das Modell noch 4 Flächen mehr, wäre Simulate Lite nicht mehr ausführbar.

7 Balkongeländer aus Edelstahl

7.1 Problemstellung

Die nächste Aufgabe beinhaltet die tragende Konstruktion von einer Absturzsicherung. Im konkreten Fall soll ein Geländer (Abb. 1) für einen Balkon im privaten Wohngebäude berechnet werden.

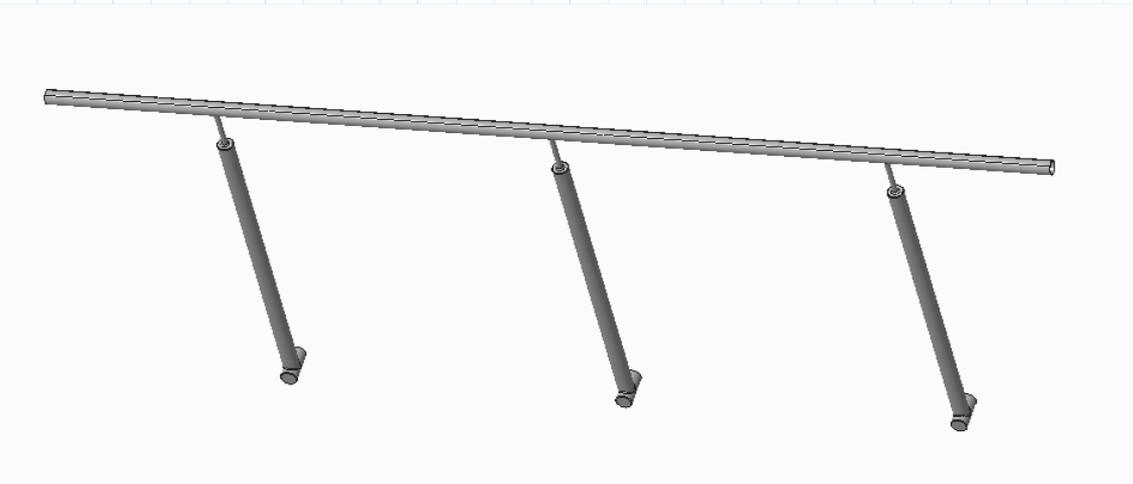


Abbildung 1: Balkon-Absturzsicherung

Vor der eigentlichen FEM-Berechnung sollte der Querschnitt für die Pfosten (hier ein Edelstahl-Rohr 48,3x2,6 $mm \times mm$) überschlägig kontrolliert werden.

$$D_a := 48.3 \text{ mm}$$

$$D_i := 43.1 \text{ mm}$$

Rohrdurchmesser
außen / innen

$$H := 1100 \text{ mm}$$

Geländerhöhe von der Befestigung
bis zum Handlaufrohr

$$R_e := 200 \text{ MPa}$$

Streckgrenze des Materials (mindestens)

$$W := \frac{\pi}{32} \frac{(D_a^4 - D_i^4)}{D_a} = 4.05 \text{ cm}^3$$

Widerstandsmoment

$$F_{max} := R_e \cdot \frac{W}{H} = 0.74 \text{ kN}$$

maximal zulässige Anpralllast
auf einen Pfosten

An dieser Stelle wird klar unterschieden, ob die Absturzsicherung im öffentlichen Bereich oder in einem privaten Wohngebäude geplant wird.

$$F_{anprall_privat} := 0.5 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

für private Wohngebäude

$$F_{anprall_oeffentlich} := 1 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

öffentliche Gebäude (Paniklast!)

$$F_{auflehnlast} := 0.15 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

Auflehnlast (vertikal)

Der aktuelle Pfostenabstand beträgt 1 m (Abb. 2). Damit wäre der ausgelegte Querschnitt des Rohres (48,3x2,6) für ein öffentliches Gebäude unzulässig. In manchen Ländern oder in Fussballstadien gelten noch viel strengere Vorgaben für Anpralllasten. Hier handelt es sich jedoch um ein privates Haus, somit gelten die folgenden Lasten, umgerechnet auf 3 m Länge des Modells:

$$L := 3 \text{ m}$$

Länge des Modells (Abb. 2)

$$F_{anprall} := F_{anprall_privat} \cdot L = 1.5 \text{ kN}$$

Anpralllast im Modell

$$F_{vertikal} := F_{auflehnlast} \cdot L = 0.45 \text{ kN}$$

Auflehnlast im Modell

Im vorliegenden Bauvorhaben ist die Füllung der Geländerfelder nicht dargestellt. Hier wird unterstellt, dass diese aus Stäben besteht, wobei eine **vertikale Anordnung** den entscheidenden Vorteil bietet, dass kleine Kinder nicht hochklettern können. Die horizontale Anordnung der Stäbe wäre zwar eher dem optischen Anspruch gerecht, hätte aber eben diesen gravierenden Sicherheitsmangel und sollte in keinem Fall gebaut werden!

Sollte die Geländerfüllung aus Glas oder sonstigen Platten bestehen, dann sollte zusätzlich die Beanspruchung durch den Winddruck * kontrolliert werden.

* Schneider, Bautabellen für Ingenieure
20. Auflage 2012, Tafel 3.25

7.2 CAD-Modell

Die Vorgehensweise nach dem Einlesen der STEP-Datei (**kapitel7_gf_st.stp**) ist aus den vorigen Kapiteln bekannt. Die vereinfachte Geometrie (Abb. 1) wurde bereits derart vorbereitet, dass alle relevanten Schweißnähte mit Ersatzradien abgebildet sind.

Als Modellgröße sind hier 3 *m* (Abb. 2) festgelegt, wobei streng genommen auch 1 *m* mit nur einem Pfosten reichen würde.

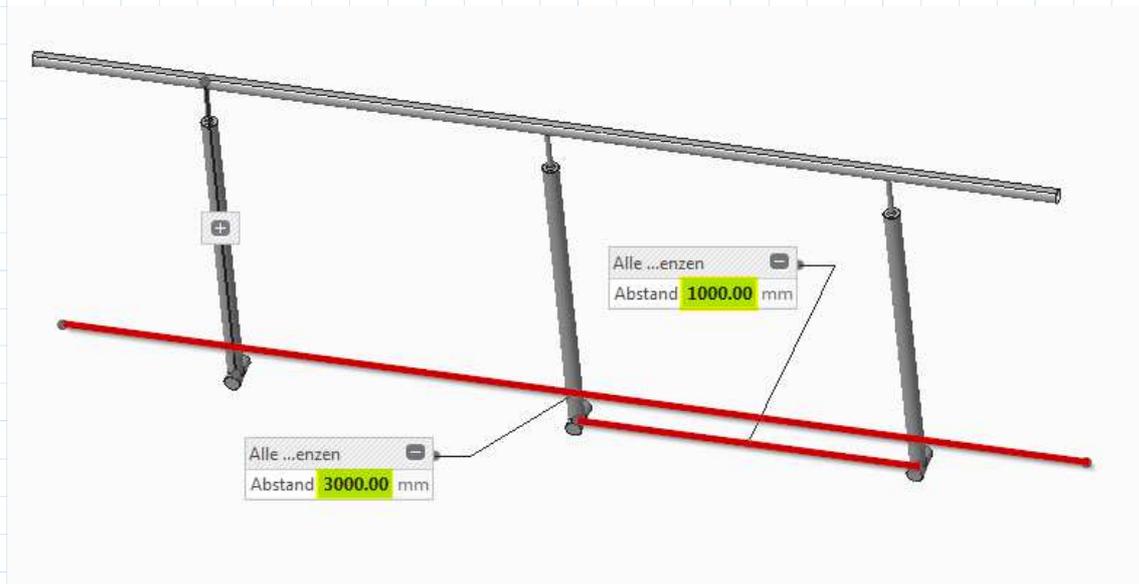


Abbildung 2: CAD-Modell von dem Balkon-Geländer

7.3 FEM-Modell

Die Features des FEM-Modells (Vorgehensweise wie bisher nach Anweisungen von dem Prozesshandbuch) werden nachfolgend mit Abbildungen (Abb. 3-7) verdeutlicht.

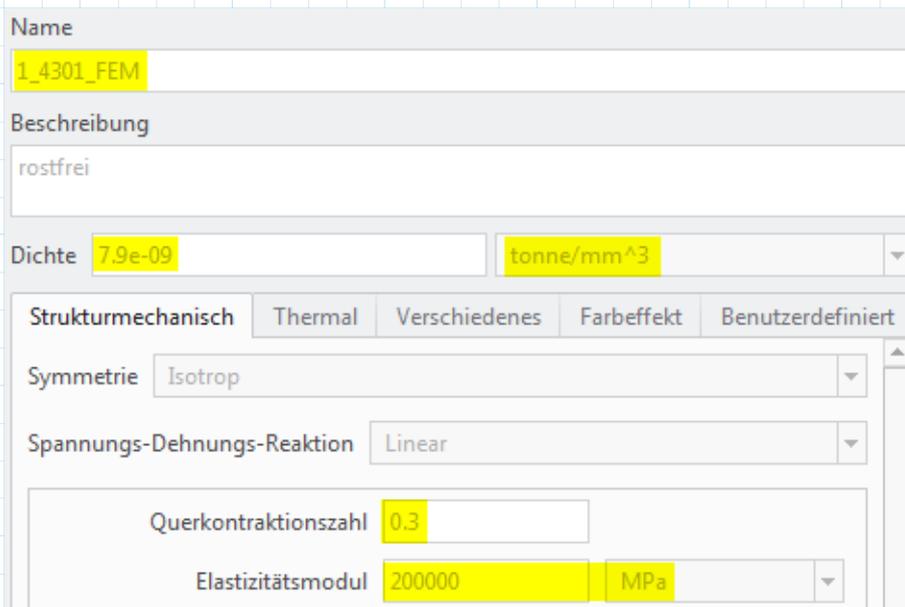


Abbildung 3: Materialeigenschaften von dem Edelstahl

Für die feste Einspannung (Abb. 4) werden die unteren 3 Stirnflächen (Abb. 4, grüne Pfeile) angeklickt.

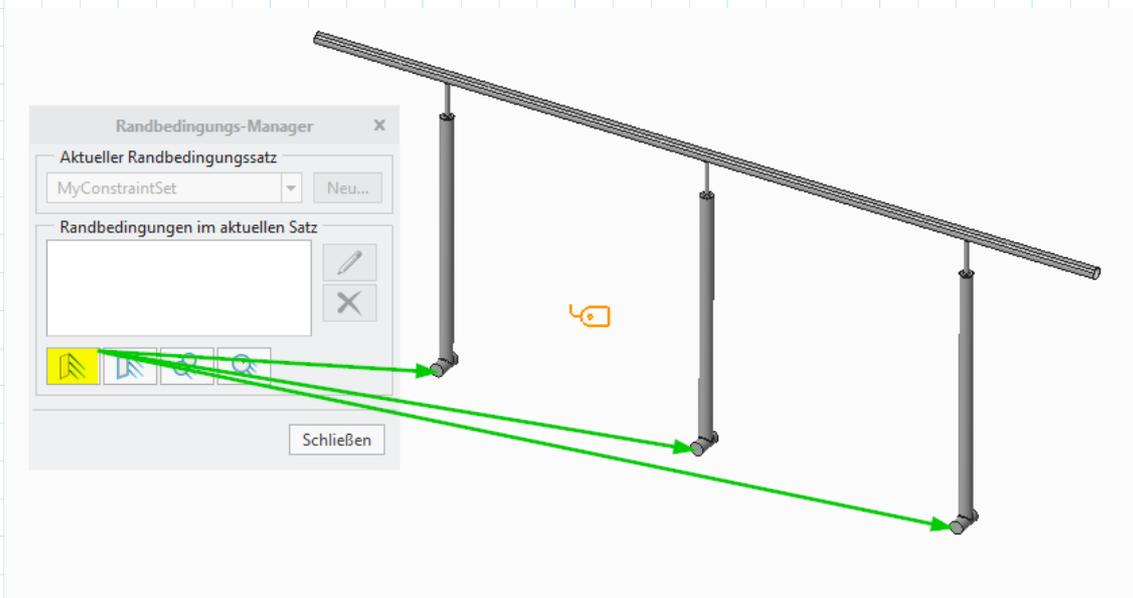


Abbildung 4: Verschiebungsrandbedingung

Nun wird auch die Ebenen-Randbedingung (Abb. 5) benötigt, dafür werden die beiden Stirnflächen von dem "abgeschnittenen" Handlaufrohr angeklickt.



Abbildung 5: Ebenen-Randbedingung

Die Anpralllast als Kraft (Abb. 6) wird auf die seitliche vorbereitete Fläche aufgebracht.

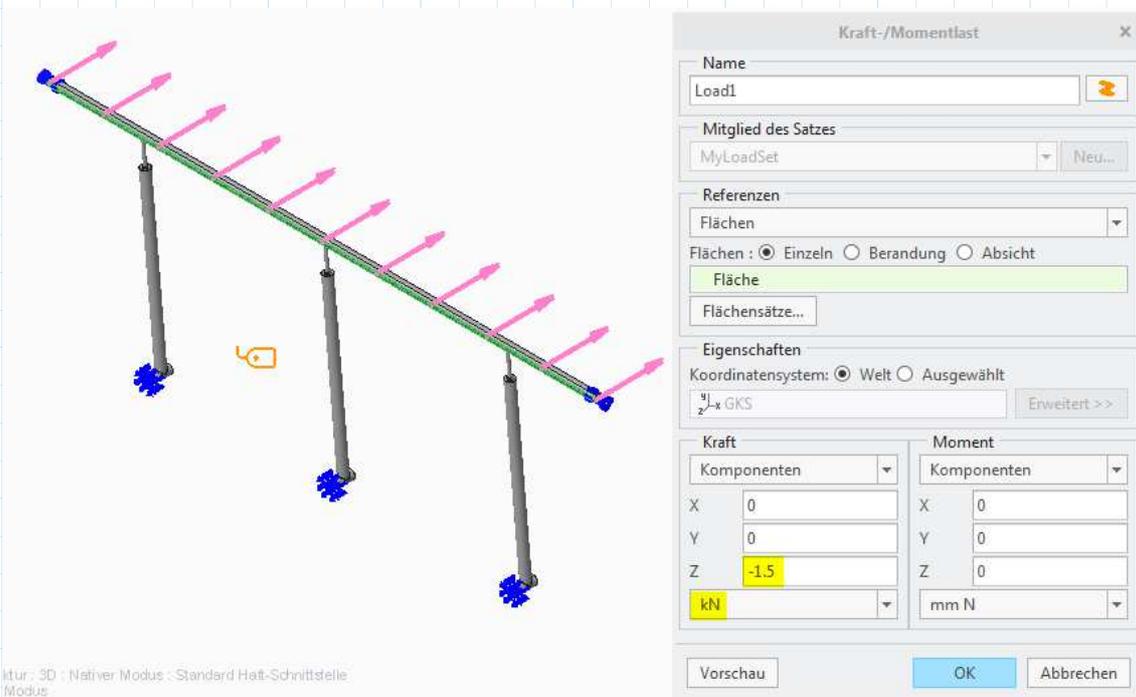


Abbildung 6: Anpralllast

Die Auflast als Kraft (Abb. 7) wird auf die obere vorbereitete Fläche aufgebracht.

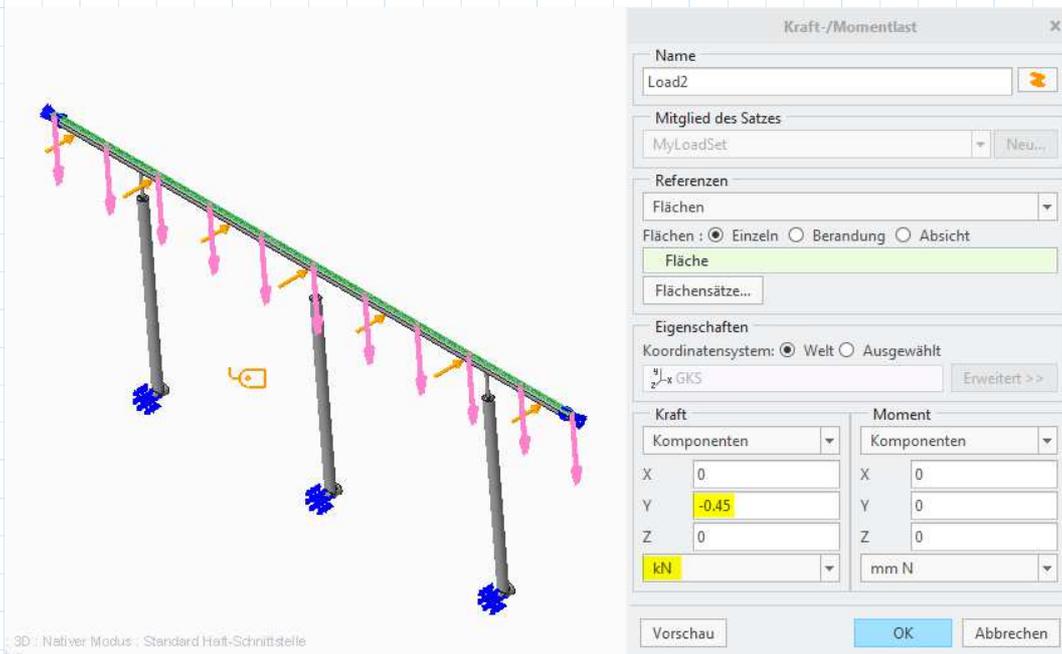


Abbildung 7: Auflast

7.4 Statische Festigkeit

Nun kann die Analyse ausgeführt und ausgewertet werden. Auch diesmal dauert die Berechnung etwas länger (ca. 5-10 Minuten). Die FEM-Ergebnisse sind auf der Abb. 8 dargestellt.

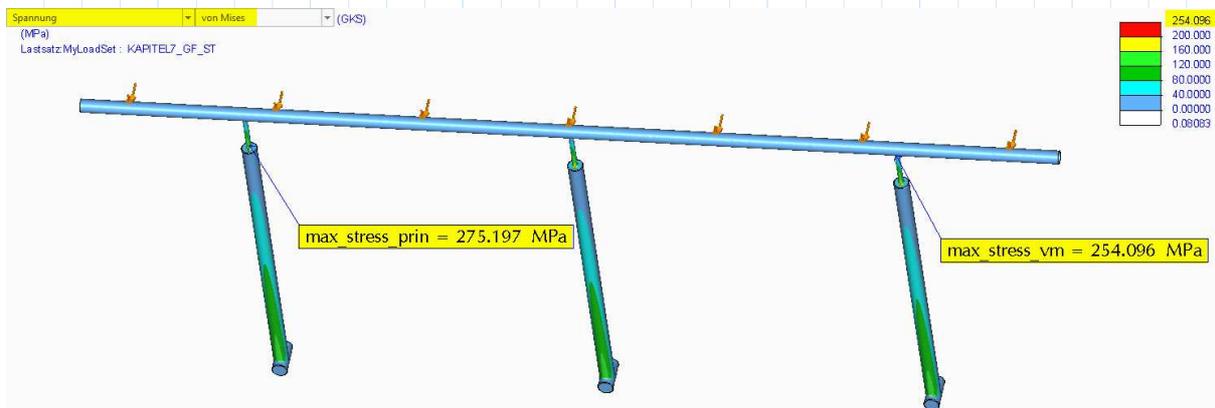


Abbildung 8: Spannungsergebnisse im Farbplot

$$\sigma_{vm_max} := 255 \text{ MPa}$$

maximale Vergleichsspannung
nach von-Mises (Abb. 8)

Die berechnete **maximale Kerbspannung** ist auch bei diesem Beispiel unkritisch, denn der Anprall wird als ein seltener (einmaliger, außergewöhnlicher) Lastfall bewertet. Somit wird hierbei keine Materialermüdung betrachtet.

An dieser Stelle wird betont, dass die Vergleichsspannung nach von-Mises häufig als Filter dient. Mit dem Vorteil, dass diese Vergleichsspannung immer positiv ist, kann in einem einzigen Farbplot ein Überblick über die Beanspruchung im gesamten Modell verschafft werden.

Weiterhin wird empfohlen, Schnittdarstellungen ("Abdeckfläche") im Farbplot zu erstellen, um die Spannungen im Inneren der Pfostenrohre zu kontrollieren.

8 Druckbehälter aus Automatenstahl

8.1 Problemstellung

Die nächste Aufgabe beinhaltet einen Druckbehälter. Im Druckraum (Abb. 1, gelb markiert) steigt der Druck schwellend von 20 *bar* bis auf maximal 200 *bar*.

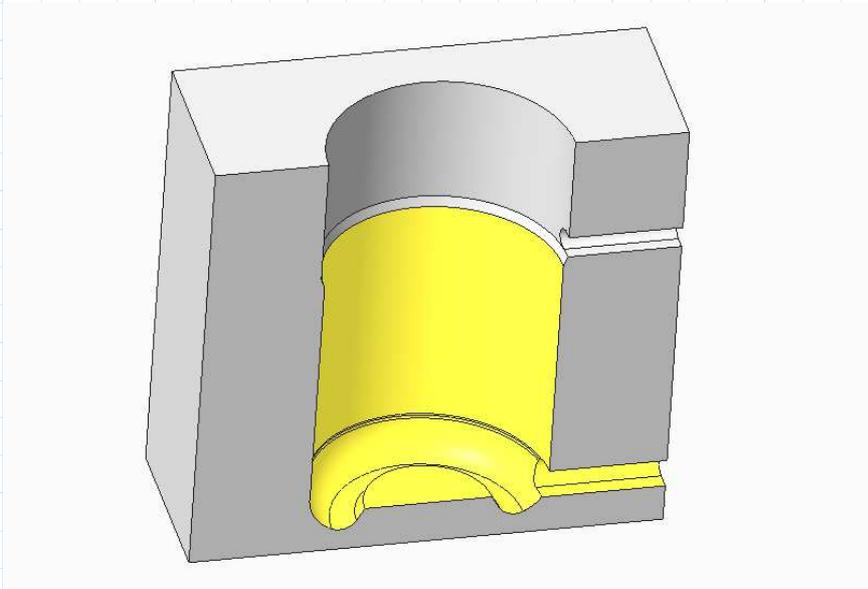


Abbildung 1: Druckraum im Druckbehälter

$$P_0 := 20 \text{ bar} = 2 \text{ MPa}$$

minimaler Druck

$$P_{max} := 200 \text{ bar} = 20 \text{ MPa}$$

maximaler Druck

Für den zu untersuchenden Druckbehälter soll die Materialwahl überprüft werden. Zunächst wird allgemein von einem Automatenstahl ausgegangen. Bei dieser Größe des Bauteils sind die Festigkeitseigenschaften etwa mit dem Baustahl S235 vergleichbar.

$$R_{e_min} := 245 \text{ MPa}$$

Streckgrenze mindestens

$$R_{m_min} := 360 \text{ MPa}$$

Zugfestigkeit mindestens

8.2 CAD-Modell

Die Vorgehensweise nach dem Einlesen der STEP-Datei (**kapitel8_db_st.stp**) ist aus den vorigen Kapiteln bekannt. Die stark vereinfachte Geometrie (Abb. 1) wurde außerdem halbiert, um die Spiegelsymmetrie auszunutzen.

Hierbei wird die flächenbezogene Last (Druck) im Gegensatz zu einer Kraft natürlich nicht halbiert.

8.3 FEM-Modell

Die Features des FEM-Modells (Vorgehensweise wie bisher nach Anweisungen von dem Prozesshandbuch) werden nachfolgend mit Abbildungen (Abb. 2-5) verdeutlicht.

The image shows a software interface for defining material properties. The material name is 'STAHL' and the description is 'Automatenstahl'. The density is set to 7.85e-09 tonne/mm³. The material is defined as isotropic with a linear stress-strain response. The Poisson's ratio is 0.3 and the modulus of elasticity is 210000 MPa. The interface includes tabs for 'Strukturmechanisch', 'Thermal', 'Verschiedenes', 'Farbeffekt', and 'Benutzerdefiniert'.

STAHL		
Beschreibung	Automatenstahl	
Dichte	7.85e-09	tonne/mm ³
Strukturmechanisch Thermal Verschiedenes Farbeffekt Benutzerdefiniert		
Symmetrie	Isotrop	
Spannungs-Dehnungs-Reaktion	Linear	
Querkontraktionszahl	0.3	
Elastizitätsmodul	210000	MPa

Abbildung 2: Materialeigenschaften von dem Automatenstahl

Für die feste Einspannung (Abb. 3) wird die obere Fläche (Abb. 3, grüner Pfeil) angeklickt.

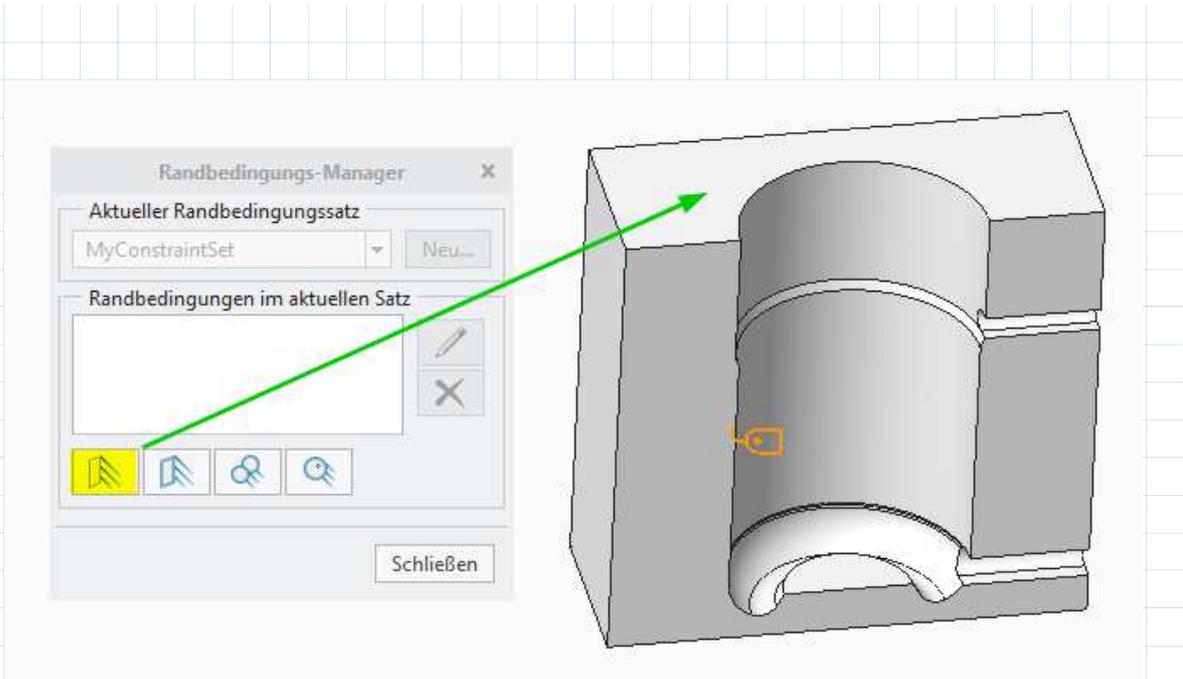


Abbildung 3: Verschiebungsrandbedingung

Nun wird auch die Ebenen-Randbedingung (Abb. 4) an 3 Flächen (Abb. 4, grüne Pfeile) für die Symmetrie benötigt.

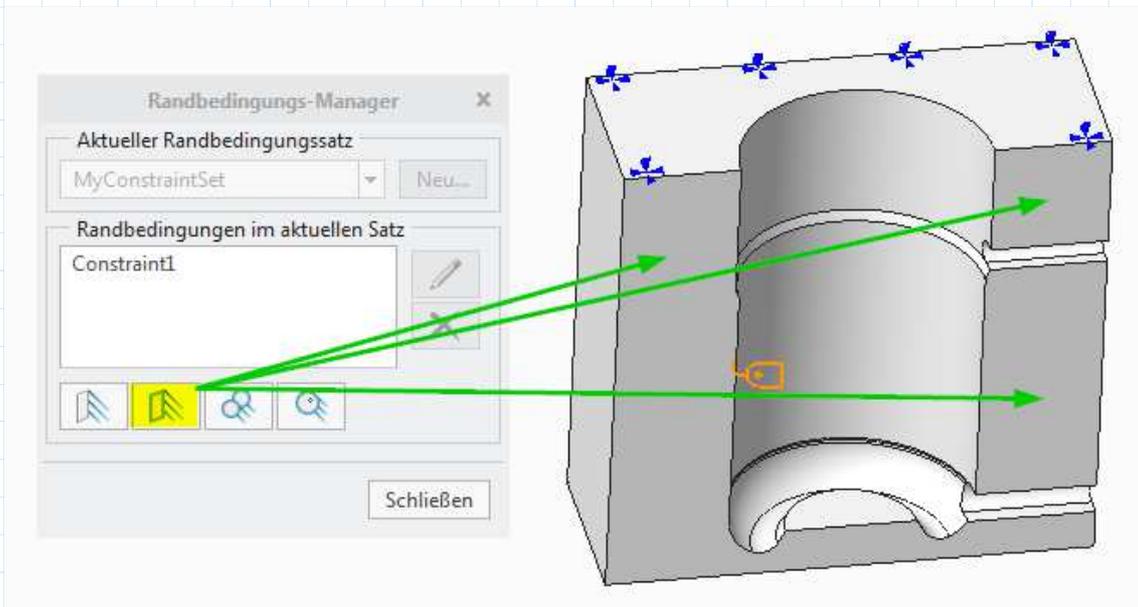


Abbildung 4: Ebenen-Randbedingung

Die Drucklast (Abb. 5) wird im gesamten Druckraum (vgl. Abb. 1) aufgebracht.

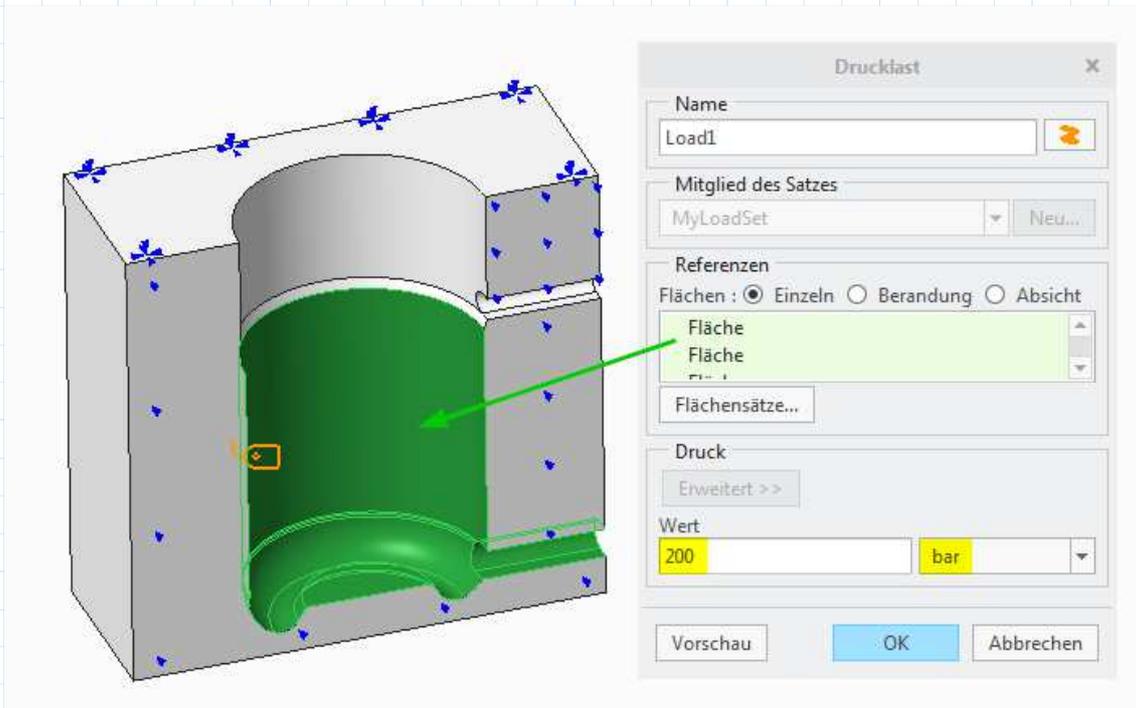


Abbildung 5: Drucklast

An dieser Stelle sollten normalerweise auch Ersatzlasten für alle Öffnungen (als Deckelersatz) aufgebracht werden. Hier ist es jedoch nicht notwendig, da die vertikale Richtung nach oben durch die feste Einspannung gehalten wird. Die untere seitliche Öffnung ist klein und hat kaum Einfluss auf die Kräfteverteilung im Druckbehälter.

In solchen Fällen ist das Nutzen der Funktion "Gesamtlast prüfen" sehr hilfreich.

8.4 Statische und dynamische Festigkeit

Nun kann die Analyse ausgeführt und ausgewertet werden. Die FEM-Ergebnisse sind auf der Abb. 6 dargestellt.

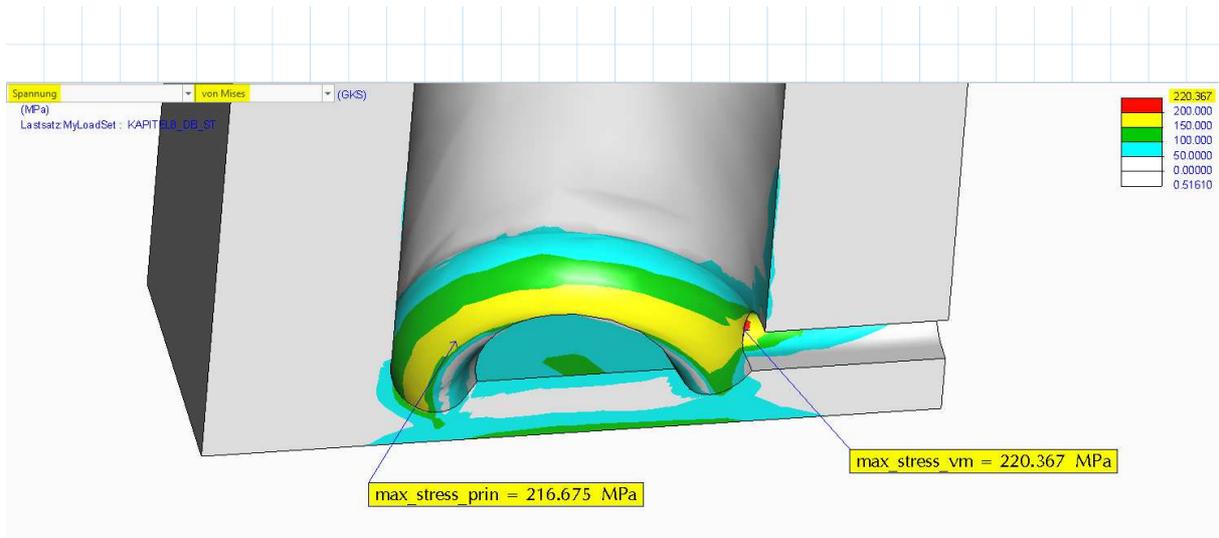


Abbildung 6: Spannungsergebnisse im Farbplot

$$\sigma_{vm_max} := 221 \text{ MPa}$$

maximale Vergleichsspannung
nach von-Mises (Abb. 6)

$$\sigma_{vm_max} \leq R_{e_min} = 1$$

statische Festigkeit ist erfüllt

Die dynamische Festigkeit wird diesmal wieder (vgl. Kapitel 4) mit dem vereinfachten Haigh-Diagramm (Abb. 7) überprüft.

$$\sigma_o := 220 \text{ MPa}$$

maximale Hauptspannung
(Abb. 6, aufgerundet)

$$\sigma_u := 22 \text{ MPa}$$

minimale Hauptspannung,
skaliert von 200 auf 20 *bar*

$$\sigma_a := \frac{\sigma_o - \sigma_u}{2} = 99 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m := \frac{\sigma_o + \sigma_u}{2} = 121 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{zd_WN} := 0.5 \cdot R_{e_min} = 122.5 \text{ MPa}$$

50% von der Streckgrenze
(für den Automatenstahl OK)

Zug-Druck-Wechselfestigkeit

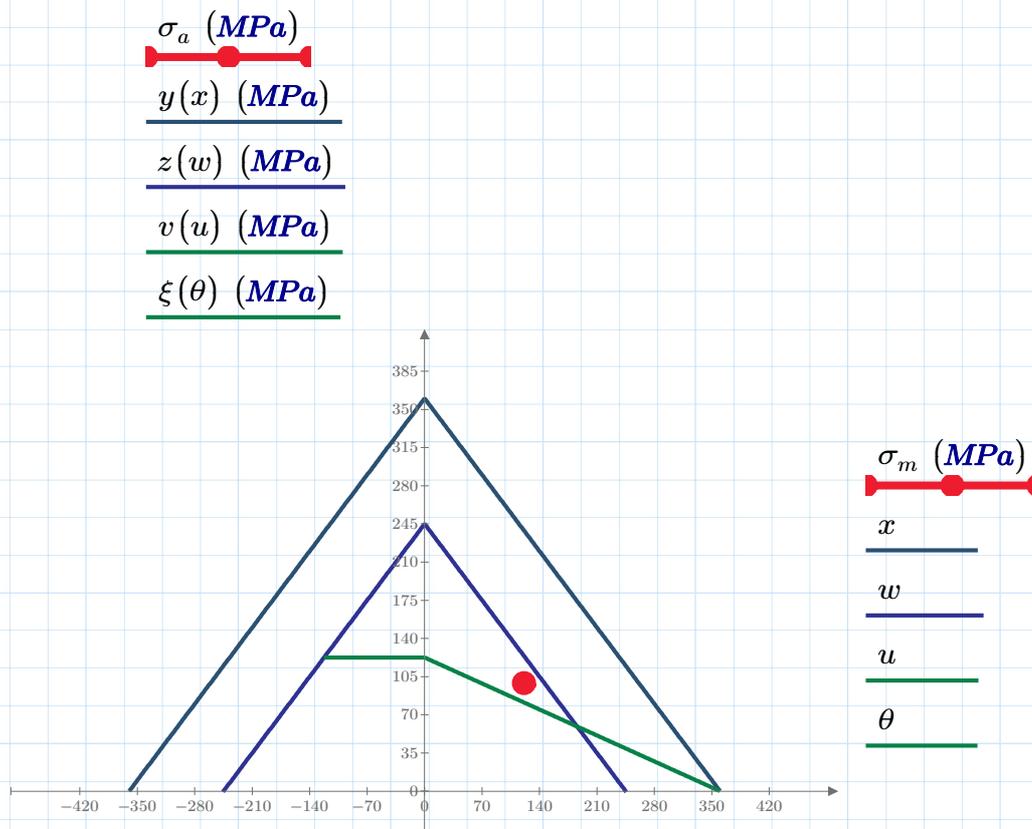


Abbildung 7: Haigh-Diagramm (vereinfacht)

Die ermittelte dynamische Spannung (Abb. 7, roter Punkt) liegt **nicht** im sicheren Dauerfestigkeitsbereich. Somit ist entweder eine genauere Untersuchung hinsichtlich der geforderten Lebensdauer erforderlich, oder ein besseres Material (z.B. eine Gusslegierung EN-GJS-500-7).

9 Sonderfeder, erzwungene Dehnung

9.1 Problemstellung

Die nächste Aufgabe beinhaltet eine Zugfeder in einer Sonderausführung. Die Feder soll um 25 *mm* (Abb. 1) gestreckt werden. Die erforderliche Last ist zunächst nicht bekannt. Gesucht wird der passende Stahlwerkstoff, um die elastische Materialgrenze einzuhalten.

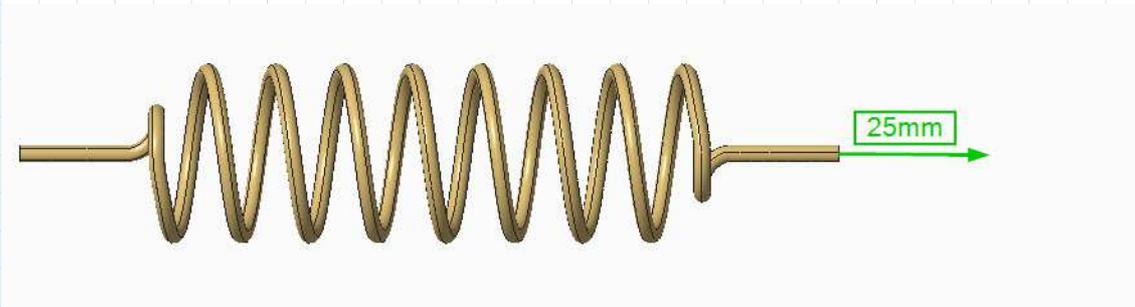


Abbildung 1: Zugfeder soll um 25 *mm* gedehnt werden

9.2 CAD-Modell

Die Vorgehensweise nach dem Einlesen der STEP-Datei (**kapitel9_zf_federst.stp**) ist aus den vorigen Kapiteln bekannt. Die etwas vereinfachte Geometrie (Abb. 1) beinhaltet 4 aufgeprägte Flächen.

Auf diese Flächen wird eine Drucklast 1 *bar* aufgebracht, um formal einen Lastsatz zu simulieren. Ansonsten wird eine erzwungene Verschiebung von 25 *mm* definiert, womit die eigentliche Beanspruchung der Zugfeder hervorgerufen wird.

Weiterhin beeinflussen die Flächenbegrenzungen auch den Vernetzer. Damit ist es eine der Möglichkeiten, die Vernetzung gezielt zu verfeinern.

9.3 FEM-Modell

Die Features des FEM-Modells (Vorgehensweise wie bisher nach Anweisungen von dem Prozesshandbuch) werden nachfolgend mit Abbildungen (Abb. 2-5) verdeutlicht.

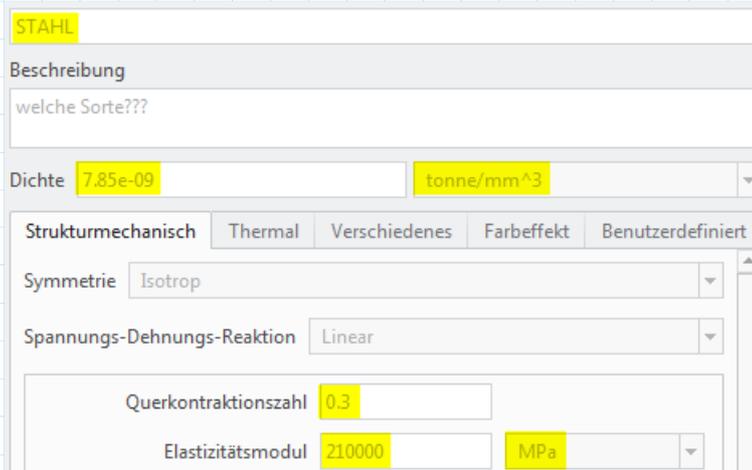


Abbildung 2: Materialeigenschaften Stahl allgemein

Die feste Einspannung (Abb. 3) wird für das eine der beiden Federenden (Abb. 3, grüner Pfeil) definiert.

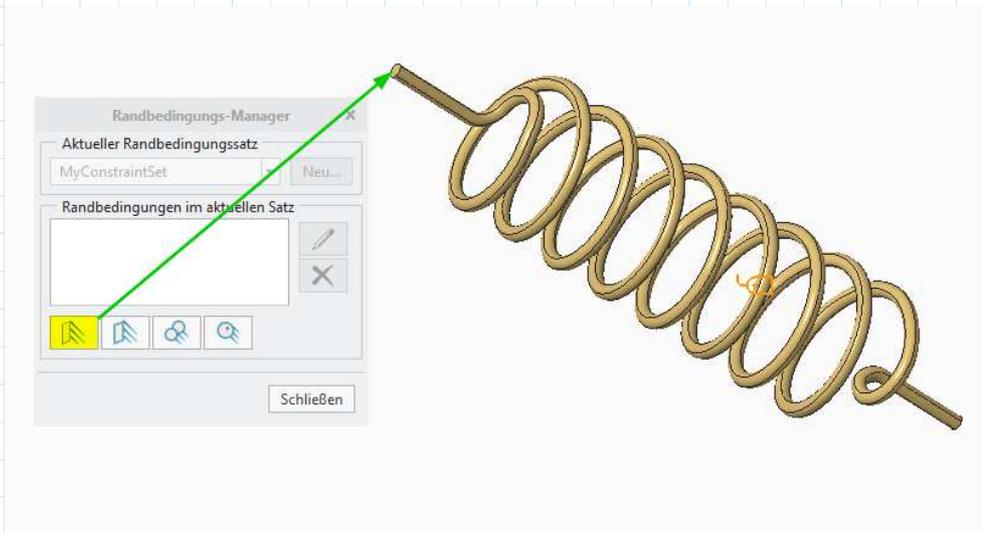


Abbildung 3: Verschiebungsrandbedingung fest

Nun wird für die andere Seite zwar die feste Einspannung (Abb. 4, links), jedoch mit erzwungener Verschiebung (Abb. 4, rechts) aufgebracht.

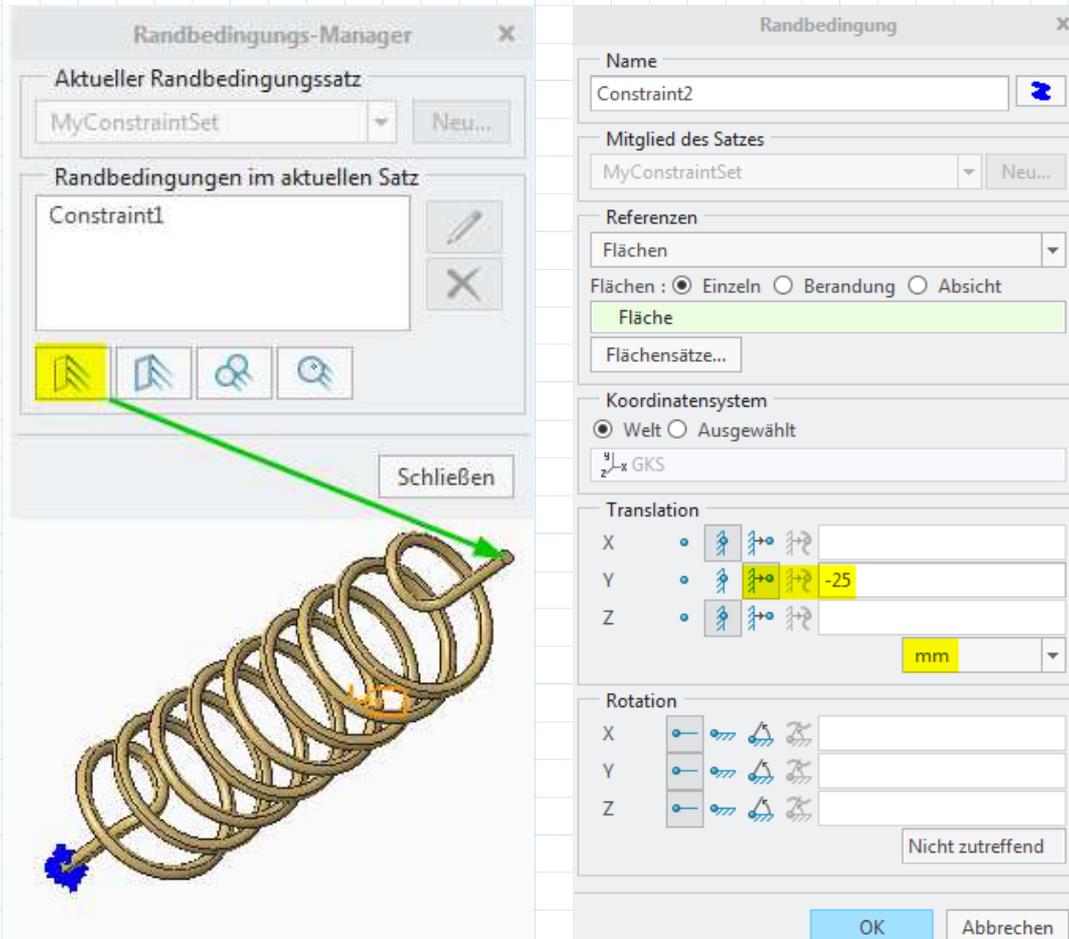


Abbildung 4: Erzwungene Verschiebung

Das Vorzeichen (Abb. 4, rechts) ergibt sich natürlich passend zum Koordinatensystem, um eine Dehnung der Zugfeder (keine Stauchung) zu erzwingen.

Die formale Drucklast wird auf alle 4 aufgeprägten Flächen (Abb. 5) aufgebracht.

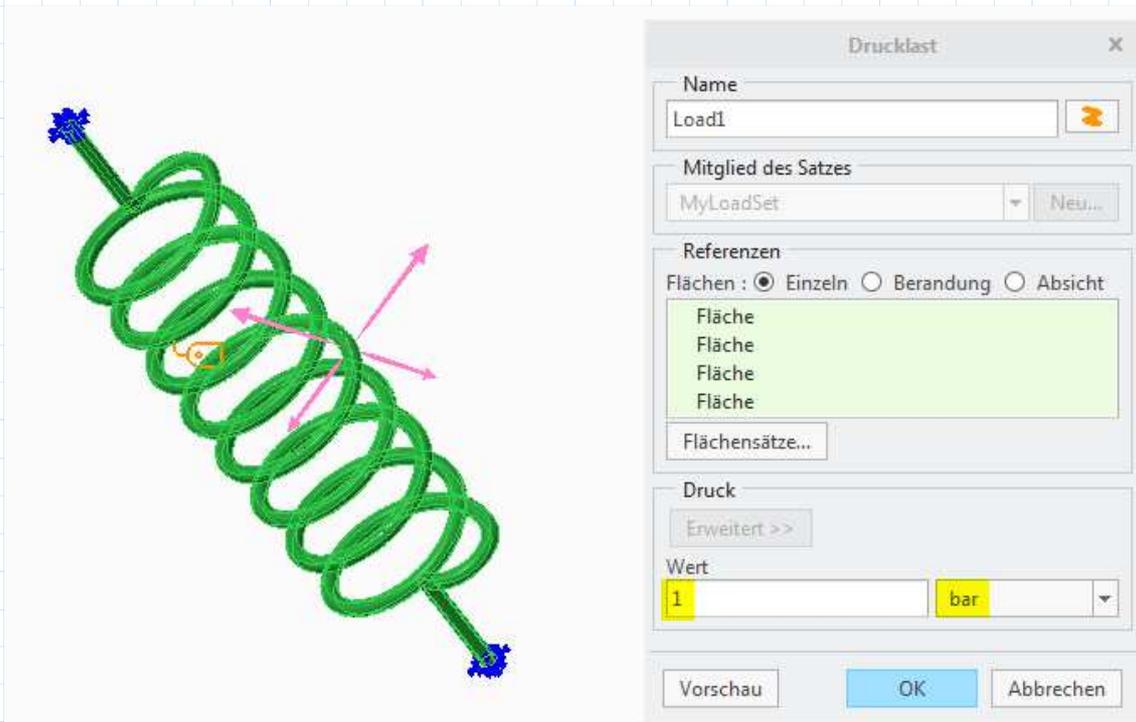


Abbildung 5: Drucklast

Für eine formale Definition der Last (damit das Programm überhaupt anfängt, zu rechnen) eignet sich auch irgendeine andere beliebige kleine Last.

9.4 Statische Festigkeit

Nun kann die Analyse ausgeführt und ausgewertet werden. Die FEM-Ergebnisse sind auf der Abb. 6 dargestellt.

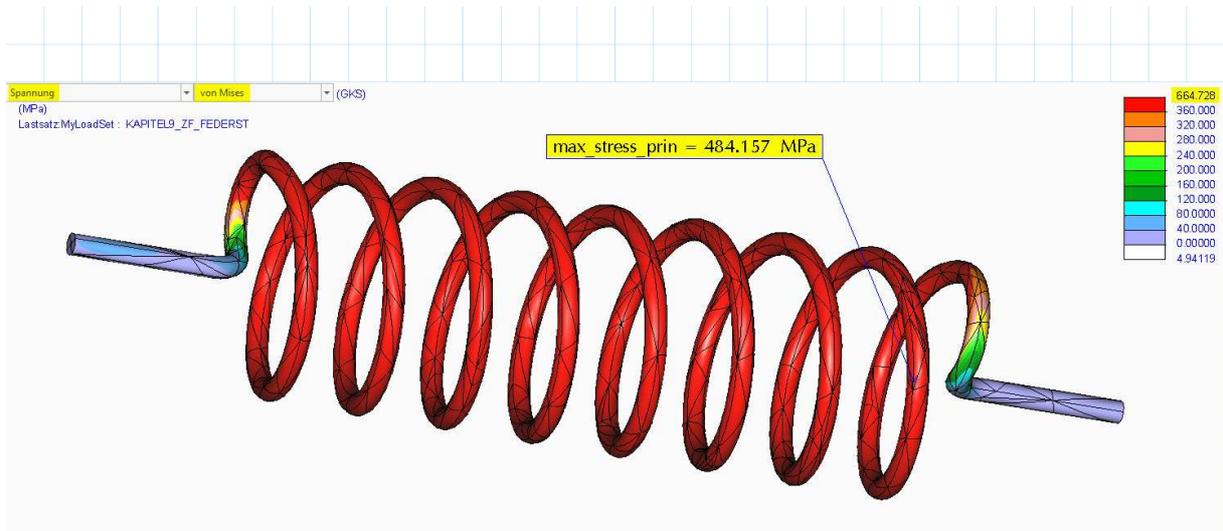


Abbildung 6: Spannungsergebnisse im Farbplot

Die hohen Spannungswerte (Abb. 6) verdeutlichen die Notwendigkeit von einem Federstahl mit hoher Dehngrenze.

Sollte der Anwender bei diesem Beispiel ein möglichst exaktes (akademisches) Ergebnis anstreben, dann wird doch eine **lizenzierte** Version von **PTC Creo Simulate** benötigt, um auf die entsprechenden FEM-Werkzeuge (Netzverfeinerung, Mehrfachkonvergenz etc.) zugreifen zu können.

Literaturangaben

PTC-Onlinehilfe

DIN EN 1993: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten
Teil 1-1: Allgemeine Bemessungsregeln und Regeln für den Hochbau
Teil 1-8: Bemessung von Anschlüssen
Teil 1-9: Ermüdung

FKM-Richtlinie
RECHNERISCHER FESTIGKEITSNACHWEIS FÜR MASCHINENBAUTEILE
aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen
7., überarbeitete Ausgabe 2020

GB 8408-2018 (China)

Example Eurocode 3 Design of steel structures
EN 1993-1-9 Fatigue German, Sprache Deutsch
Betriebsfestigkeitsnachweis nach Eurocode 3
Paul Kloninger, GRIN-Verlag, 2017

Kloninger, P.: Pro/MECHANICA verstehen lernen, Springer Verlag 2012
ISBN 978-3-642-24841-2

CADFEM User's Meeting 2010, Schmied Engineering GmbH

Schneider, Bautabellen für Ingenieure, 20. Auflage 2012