

# Software: FEM - Tutorial - FEM-Prozess 2D-Bauteil

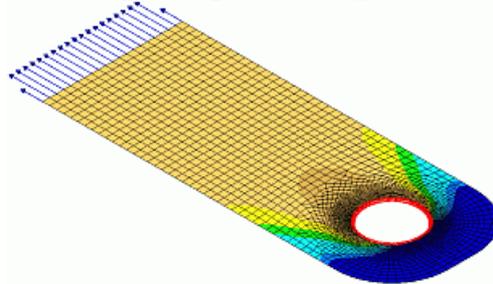
Aus OptiYummy

↑



## 1. Komplex im FEM-Tutorial FEM-Prozess (Beispiel "flaches Bauteil")

Autoren: Dr.-Ing. Alfred Kamusella, Dipl.-Ing. Christoph Steinmann, Dr.-Ing. Richard Günther



Die Leute, die niemals Zeit haben, tun am wenigsten.  
- Georg Christoph Lichtenberg -

### 0. Einleitung

- Beispiel
- Maßsystem

### A. CAD-Modell basierter Prozess im CAD-System (*Autodesk Fusion*)

#### 1. **Preprocessing (Modellbildung)**

- Geometrie (CAD-Modell)
  1. Projekt-Definition
  2. Bauteil-Definition
  3. Grundkörper (Skizziertes Element)
  4. Bohrung (Platziertes Element)
  5. Abrundung (Platziertes Element)
  6. Definition physikalischer Eigenschaften (Material)
- CAD-Modell in Umgebung für Belastungsanalysen einbinden
- Netzgenerierung
- Hinzufügen der Lasten (Loads)
- Abhängigkeiten definieren (Constraints)

#### 2. **Modellberechnung**

- Modellvalidierung als Grundlage der Belastungsanalyse
- **Postprocessing (Ergebnisse)**
  1. Auflage-Reaktionen
  2. Vergleichsspannung
  3. Deformation
  4. Beanspruchung (Sicherheitsfaktor)

#### 3. **Weiterer Lastfall**

- Spielpassung auf biegesteifem Bolzen

#### 4. **Modal-Analyse**

- Resonanz-Frequenzen mit fixiertem Lochrand

### B. CAD-Modell basiert mit separatem FEM-Programm (*Ansys Mechanical*)

## 1. **Präprocessing**

- CAD-Modell in FEM-Programm übertragen
- Grundlagen zum User-Interface des FEM-Programms
- Netzgenerierung
- Definieren von Randbedingungen (Lasten & Lagerungen)

## 2. **Modellberechnung**

- Analyse (Simulation)

## 3. **Postprocessing (Ergebnisse)**

- Auflage-Reaktionen
- Vergleichsspannung
- Deformation
- Beanspruchung (Sicherheitsfaktor)

## 4. **Modifizierte Randbedingungen**

- Spielpassung auf biegesteifem Bolzen

## 5. **Modal-Analyse**

- Resonanz-Frequenzen mit fixiertem Lochrand

## **C. 2D-Modell im FEM-Programm (Ansys Mechanical)**

- Ableiten eines 2D-Modells
- 2D-Belastungsanalyse

## **D. Strukturierte Netzerzeugung (2D) im FEM-Programm (Ansys Mechanical)**

- Strukturierte Vernetzung (Mapped Mesh)
- Strukturierte Vernetzung (Geometrie)
- Strukturierte Vernetzung (Flächenvernetzung)
- Ansys-Symmetriemodell Belastungsanalyse

## **E. Zusammenfassung**

- Elastostatische Finite-Elemente-Simulation (Grundlagen)
- Ergebnis-Aufbereitung

## **Einzusendende Ergebnisse**

- Teilnehmer der Lehrveranstaltung "**Finite Elemente Methode**" laden ihre Ergebnisse im Opalkurs hoch.
- Die in der Übungsanleitung gestellten **Fragen** sind im bereitgestellten PDF-Dokument zu beantworten.
- Alle Modell-Szenarien sind mit der max. zulässigen Kraft für einen **Sicherheitsfaktor  $\geq 2$**  der Lasche zu konfigurieren und zu simulieren, falls diese Kraft ermittelt werden sollte.
- Der Inhalt des in *Fusion 360* bearbeiteten Projektes ist mittels **Datei > Exportieren > (Typ=\*.f3d auf dem eigenen Computer)** als Fusion-Archivdatei zu speichern: **Lasche\_xx.f3d**.
- Das gesamte Ansys-Projekt muss über die *Workbench* mit **Datei > Archiv** ebenfalls als Archiv "**FEM1\_Ansys\_xx.wbpz**" gesichert werden. Dabei sind **beide Haken** im Sicherungsdialog zu **setzen** (Ergebnisse und externe Daten sichern)!
- Für den Upload bei Opal mit (xx=Teilnehmer-Nummer 01...99) ist **ein** Archiv-File **FEM1\_xx** (z.B. als .zip) mit der Fusion-Archivdatei und dem archivierten Ansys-Projekt zu senden.

## **Hinweise:**

- Da das Hochladen der sehr großen Archiv-Datei (ca. 130 MB) etwas Zeit in Anspruch nehmen

kann, sollte man für die Abgabe genug Reserve vorhalten.

- Die Dateien dieser Übung umfassen ca. 300 MByte. Teilnehmer der Lehrveranstaltung "**Finite Elemente Methode**" sichern den aktuellen Bearbeitungszustand auf ihrem Home-Laufwerk (Z:) oder auf privaten Datenträgern. Das Datenlaufwerk D: wird automatisch gelöscht.

### **Einsendeschluss:**

- Die Nacht vor dem nächsten Übungskomplex. Die Nacht endet morgens um 10:00 Uhr.

← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_FEM-Prozess\\_2D-Bauteil&oldid=25526](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_FEM-Prozess_2D-Bauteil&oldid=25526)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Beispiel

Aus OptiYummy



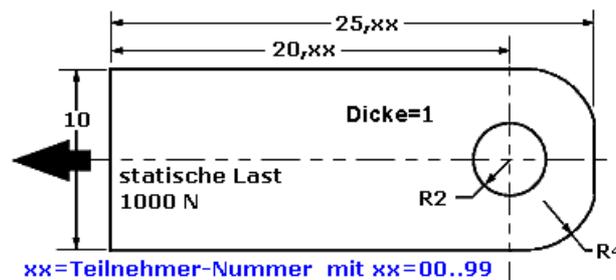
← →  
**Beispiel**

Am Beispiel der statischen Zugbelastung eines Blechstreifens soll zuerst in einem CAD- und dann in einem FEM-Programm der gesamte FEM-Prozess komplett durchgespielt werden:

- Die umfangreiche Funktionalität eines FEM-Programms kann auf Grund ihrer Andersartigkeit im Vergleich zum CAD-Programm den erfahrenen CAD-Nutzer zumindest erst einmal verwirren.
- Für den Einsteiger in die FEM ist es wichtig, zuerst ein Gefühl dafür zu entwickeln:
  1. wie man mit den erforderlichen Finite-Elemente-Netzen arbeitet
  2. welche grundlegenden Fehler man dabei machen kann

## Problem-Beschreibung

- Die Lasche mit einer **Dicke=1 mm** soll als Aufhängung für eine größere statische Last dienen:



- Wir werden die Geometrie und die Eigenschaften des Materials definieren.
- Wir erstellen ein Finite-Elemente-Netz und definieren die Zwangsbedingungen und die Belastung.
- Die Halterung (Lasche) soll aus **Stahl C35** gefertigt werden.
- Für die Befestigung werden wir unterschiedliche Varianten untersuchen:
  1. Die Wand des Loches wird vollständig fixiert ("verschweißt" mit einem ideal starren Bolzen). Das Loch bildet also mit dem ideal starren Bolzen ein Festlager.
  2. Vergleichend dazu untersuchen wir die Lagerung der Lasche mittels Spielpassung auf dem ideal starren Bolzen.
- Die Lasche wird zuerst belastet mit einer statischen Zugkraft von  $1000\text{ N}$ . Danach werden wir die zulässige Zugkraft für einen Sicherheitsfaktor=2 ermitteln.

## Modellbildungsprozess

- Die Erstellung eines Finite-Elemente-Modells verläuft grundsätzlich in drei Schritten:
  1. Beschreiben der Geometrie
  2. Definition physikalischer Eigenschaften und Vernetzung
  3. Definieren von Belastungen / Abhängigkeiten





# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Mass-System

Aus OptiYummy

↑



## Wahl des Maßsystems

### **Hinweis:**

Klassische FEM-Programme verwenden auf ihrer Benutzeroberfläche häufig noch keine **Maßeinheiten**, sondern rechnen nur mit den Zahlenwerten. Der Nutzer ist für die Interpretation dieser Zahlenwerte als physikalische Größe selbst verantwortlich! Erst die neueren Entwicklungen unterstützen den Anwender bei der Verwendung von Maßeinheiten, einschließlich ihrer Umrechnung.

- Wenn wir unser Blechteil in einem CAD-System bearbeiten, so ist es dort üblich, an der Schnittstelle zum Nutzer in Millimeter [mm] zu hantieren. Es besteht jedoch auch die Möglichkeit, andere Maßeinheiten zu wählen. Das rechnerinterne CAD-Modell benutzt jedoch zumindest in der deutschsprachigen Version meist die SI-Basiseinheit Meter [m].
- Man sollte bei Finite-Elemente-Modellen nach Möglichkeit mit der Einheit Meter [m] arbeiten und konsequent alle anderen physikalischen Größen mit SI-Einheiten (ohne "Vorsätze") verwenden. Nur so vermeidet man die Fehlerquelle der Umrechnungsfaktoren.
- Die Konsequenzen sollen für die Mechanik-Domäne an gebräuchlichen **Maßsystemen** verdeutlicht werden:

System	Länge	Masse	Zeit	Kraft
MKS (SI)	1 m	1 kg	1 s	1 N
c g s	1 cm	1 g	1 s	0.00001 N
TMS (alt)	1 m	1 TM=1 kp*s <sup>2</sup> /m	1 s	1 kp=9,81 N
fps	1 ft	1 lb	1 s	1 lbf=4,45 N
mm t s	1 mm	1 t	1 s	1 N

MKS (SI) = Meter Kilogramm Sekunde  
c g s = Zentimeter Gramm Sekunde (absolutes System, Gauß)  
TMS (alt) = Technisches Maßsystem  
fps = feet pound second (lb=pound)  
mm t s = Millimeter Tonne Sekunde

- Wenn man von den SI-Einheiten abweicht, besitzen die Werte der berechneten physikalischen Größen mehr oder weniger "exotische" Dimensionen. Besonders kritisch ist dabei, dass man dies auch bei der Eingabe der Materialwerte berücksichtigen muss, die sich ja ebenfalls in das gewählte Maßsystem einordnen!

### **Achtung:**

Die beschränkte Genauigkeit des Gleichungslösers kann bei sehr unterschiedlichen Größenordnungen der verwendeten physikalischen Größen zu nicht vernachlässigbaren Fehlern führen, z.B. in Mikrosystemen:



$$10^{-15} \text{ kg}, 10^{-6} \text{ m und } 10^{+3} \text{ V}$$

In solchen Fällen muss man auf ein geeignetes Maßsystem umsteigen (z.B. auf der Basis von  $\mu\text{m}$  für die Länge) und die Umrechnungsfaktoren konsequent für alle physikalischen Größen beachten.

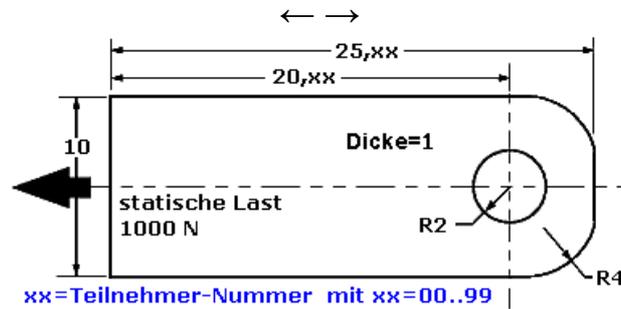
← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Mass-System&oldid=22957](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Mass-System&oldid=22957)“

---

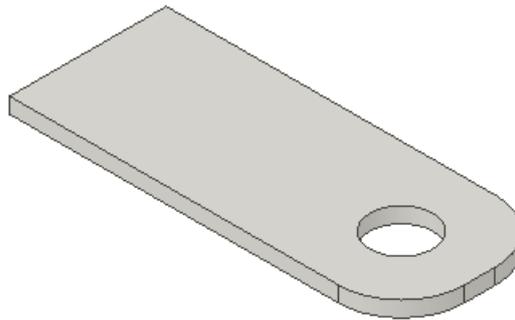
# Software: FEM - Tutorial - 2D-Komponente - Geometrie

Aus OptiYummy



## Geometrie (CAD-Modell)

Die Abfolge der Prozess-Schritte beginnt mit der Geometrie-Modellierung:



Das zu untersuchende Bauteil kann innerhalb einer CAD-Umgebung als CAD-Modell meist bedeutend leichter modelliert werden, als in einem "reinem" FEM-Programm:

- Damit das FEM-Tutorial unabhängig von einer vorherigen Einarbeitung in *Autodesk Fusion 360* benutzbar ist, wird auf den folgenden Seiten die Modellierung der Geometrie für den Einsteiger ausführlich beschrieben.
- Zur Software-Beschaffung, Installation und Inbetriebnahme wird dem "Fusion-Laien" der Abschnitt **Autodesk Fusion 360 (Schnellstart)** empfohlen.



Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Komponente\\_-\\_Geometrie&oldid=23591](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Komponente_-_Geometrie&oldid=23591)“

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Komponente - Projekt-Definition

Aus OptiYummy

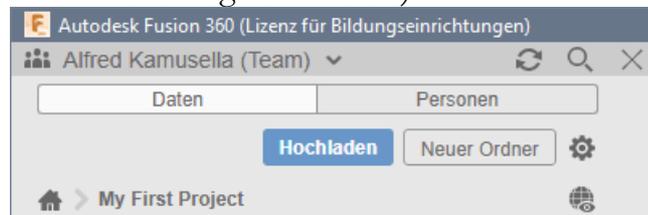
↑



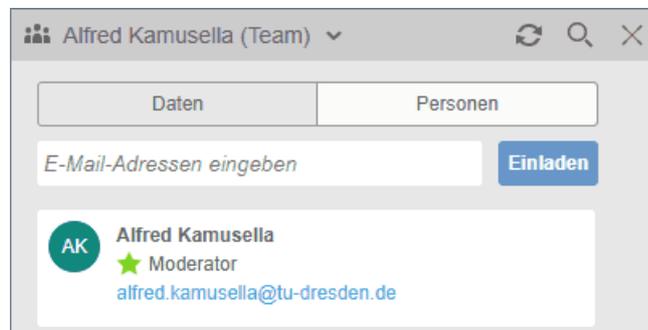
## Projekt-Definition

Innerhalb von *Autodesk Fusion 360* findet jegliche Arbeit im Rahmen eines Projektes statt:

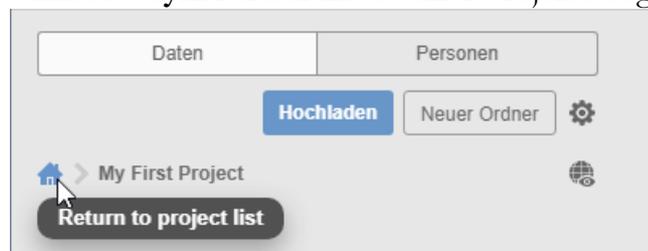
- Die erforderlichen Projekte werden innerhalb des aktuellen Teams definiert.
- Projekte bieten in *Fusion 360* einen Kontrollmechanismus, mit dem man festlegen kann, wer auf bestimmte Informationen Zugriff hat. Sie sind grundsätzlich als sogenannte "Gruppenprojekte" organisiert, was im Prinzip z.B. dem Datenbank-orientierten, "Vault-Projekt" von *Autodesk Inventor* entspricht.
-  **"Datenpanel einblenden"** ermöglicht den Zugriff auf die Projektverwaltung. Das konkrete Erscheinungsbild ist dabei zur Zeit noch einem starkem Umbau unterworfen (z.B. wurde **"My First Project"** für neue Nutzer anscheinend wegrationalisiert):



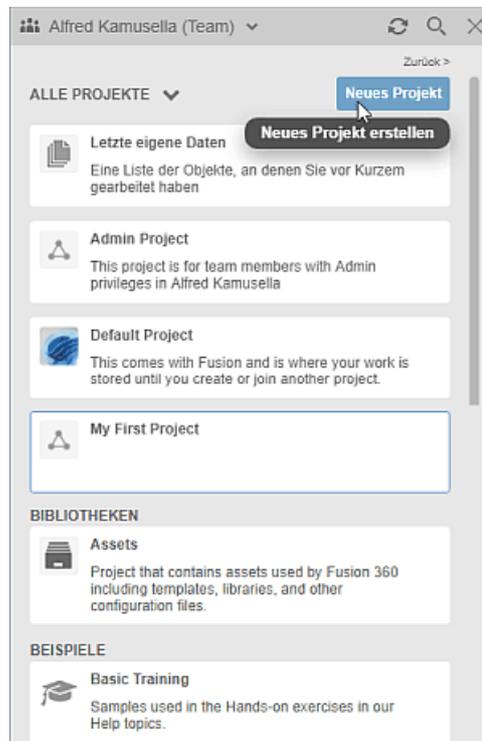
- Für jedes Projekt existiert eine **Daten-** und eine **Personen-**Verwaltung, was sich in den beiden Registerkarten widerspiegelt. Standardmäßig besitzt in einem Projekt der Nutzer als  **"Moderator"** volle Zugriffsrechte:



- Um für die aktuelle Übung ein neues Projekt anlegen zu können, muss man sich in der Datenverwaltung über das **"Haus"-Symbol** zur Liste seiner Projekte begeben:



- Neben "My First Project" existieren dort bereits von *Autodesk* vordefinierten Beispiel- und Demo-Projekte:

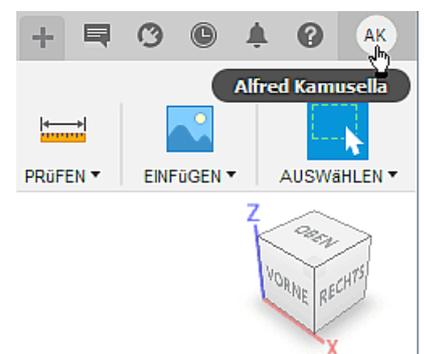


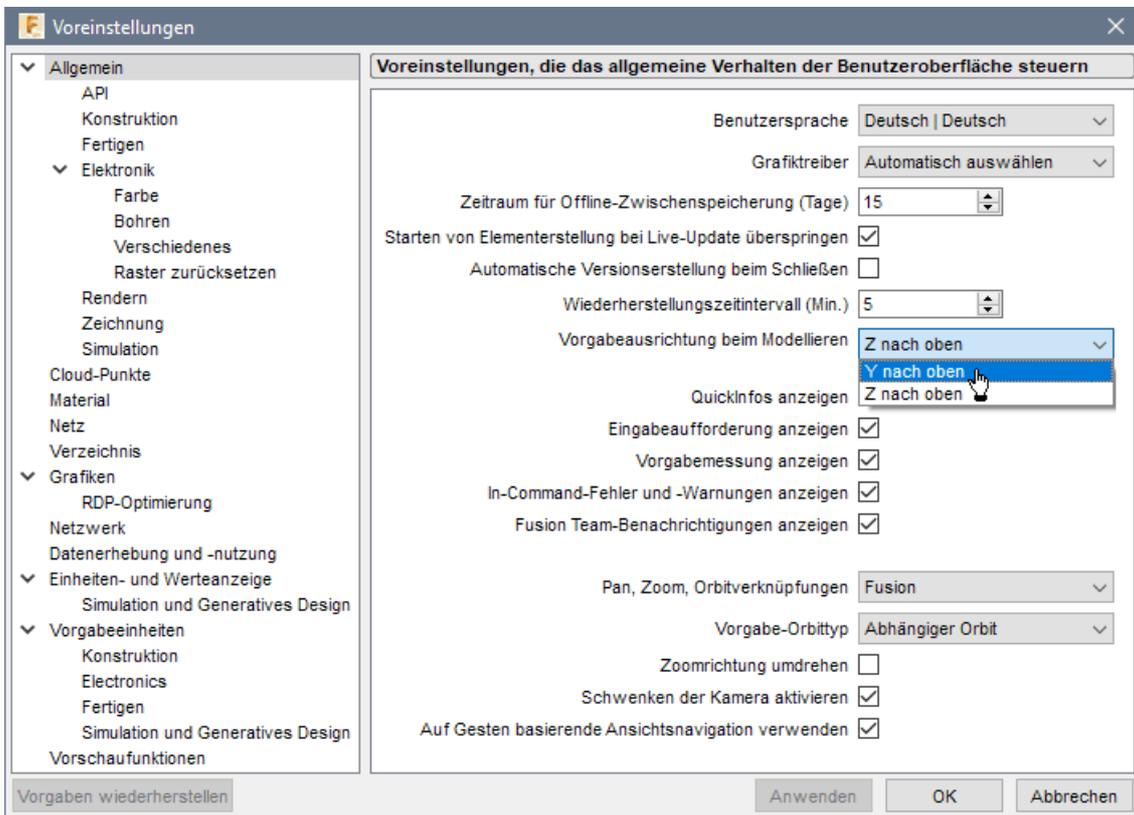
- Wir erstellen ein neues Projekt und nennen es "FEM1\_in\_CAD\_xx" (mit Teilnehmer-Nr. xx=01...99).
- Die Auswahl eines Projekt als aktuell aktives Projekt erfolgt durch Doppelklick. Danach befindet man sich wieder in der aktiven Projekt-Datengruppe. Das Projekt enthält noch keine Dateien:



### Nutzerspezifische Voreinstellungen

- Für aktuell neue Fusion-Nutzer ist die **Z-Achse** des Modell-Koordinatensystems in der Standardeinstellung nach **Oben** orientiert.
- Zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Übungsanleitung war noch die Y-Achse standardmäßig nach Oben orientiert, was sich im Text der Anleitung und einigen Bildern zeigt. Die konkrete Orientierung des Modell-Koordinatensystems ist für das Übungsbeispiel unwichtig. Um eine Übereinstimmung zwischen Bearbeitung und Anleitung herzustellen, kann die Orientierung unter **Benutzername > Voreinstellungen > Allgemein** geändert werden:





- **Hinweis:** Die Änderung der "Vorgabeausrichtung beim Modellieren" wird erst in der nächsten neuen Konstruktion wirksam! Deshalb muss die aktuelle leere Konstruktionsdatei geschlossen werden, worauf sich automatisch eine neue Konstruktionsdatei öffnet.
- Wer die Voreinstellung nicht ändern möchte, beachtet das bitte beim Abgleich seiner Arbeit mit den jeweiligen Abbildungen in der Anleitung (Y-Anleitung = Z-Modell).

← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Komponente\\_-\\_Projekt-Definition&oldid=26814](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Komponente_-_Projekt-Definition&oldid=26814)“

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Komponente - Bauteil-Definition

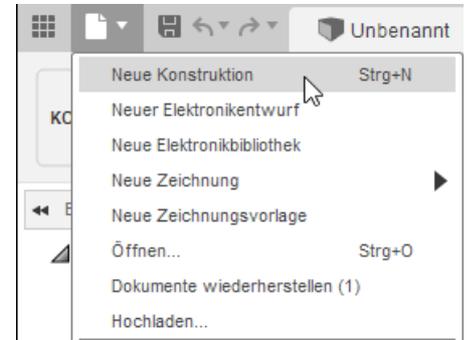
Aus OptiYummy

↑



## Bauteil-Definition innerhalb einer "Konstruktion"

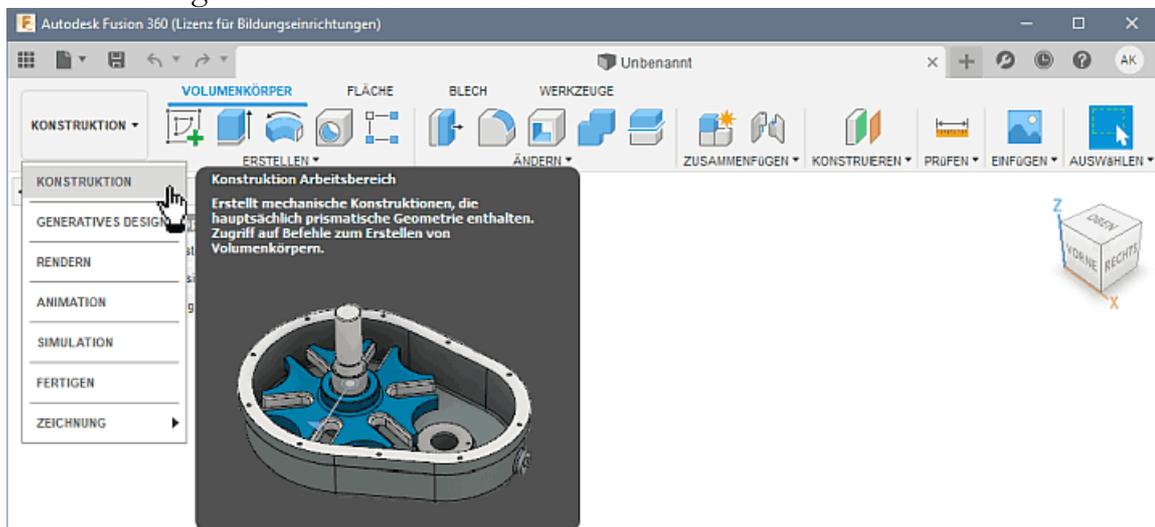
Im Datei-Menü  wird in Hinblick auf den Mechanik-Entwurf grob zwischen **Konstruktion** und **Zeichnung** unterschieden. Am Anfang ist es nicht erforderlich, eine "neue Konstruktion" zu erstellen, weil eine solche bereits unter der Bezeichnung "Unbenannt" innerhalb eines neuen Projektes angelegt wurde. Es würde ansonsten nur eine zusätzliche "unbenannte" Konstruktionsdatei erstellt:



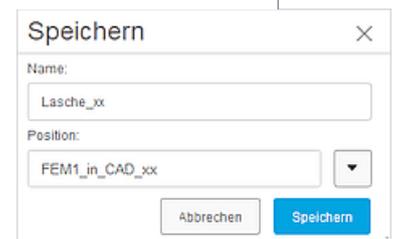
- **Konstruktion:** repräsentiert den Konstruktionsprozess für Bauteile oder Baugruppen von der Aufgabenstellung bis zur Fertigungsvorbereitung.
- **Zeichnung:** repräsentiert die Bestandteile von Zeichnungssätzen als heutzutage noch wichtiges Ergebnis von Konstruktionsprozessen.

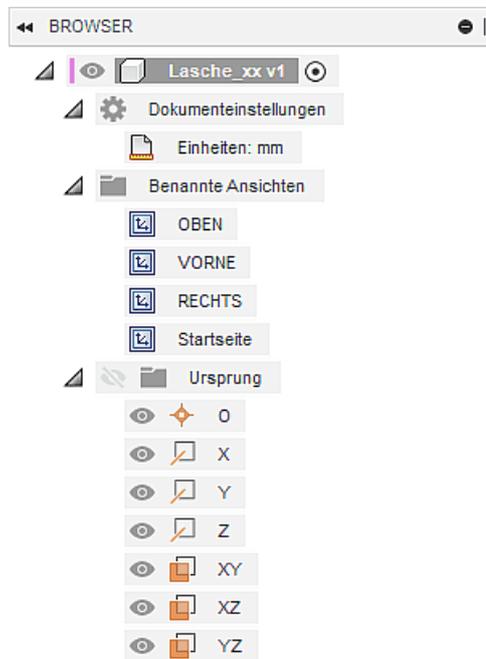
Innerhalb einer **Konstruktion** werden in Abhängigkeit vom Bearbeitungszustand unterschiedliche Zielstellungen verfolgt (z.B. Animieren, Simulieren, Fertigen):

- **Arbeitsbereiche** organisieren die verfügbare Funktionalität in Abhängigkeit von den aktuellen Konstruktionszielen. Jeder Arbeitsbereich (im vertikalen Aufklapp-Menü) umfasst einen speziellen horizontalen Werkzeugkasten am oberen Rand:



- So dient z.B. der Arbeitsbereich "Konstruktion" dem Erstellen mechanischer Konstruktionen unterschiedlichster Art. Dafür werden im Werkzeugkasten die benötigten Funktionen vom Skizzieren bis zum Fertigen zur Verfügung gestellt. Standardmäßig ist zu Beginn die Werkzeug-Gruppe für das Konstruieren der Basiselemente für Volumenkörper aktiv (blau markiert), da Flächen- und Blechkonstruktionen nicht so häufig benötigt werden.
- Wir speichern  die noch unbenannte Konstruktion unter dem Namen "**Lasche\_xx**" (mit Teilnehmer-Nr. **xx=01...99**) in den Projekt-Ordner.
- Jedes Speichern erzeugt, beginnend mit der Version **v1**, eine neue Version **vn** der Konstruktion! Die aktuelle Version **vi** ist dem Datei-Namen nachgestellt:



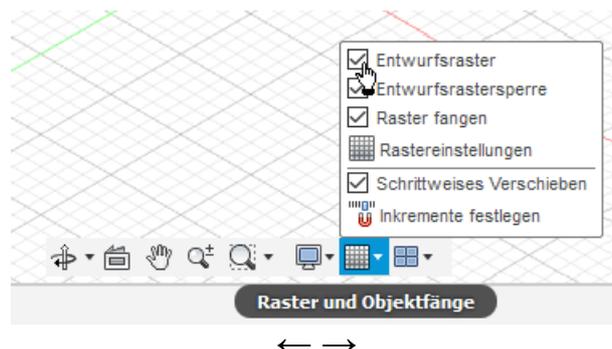


- **Hinweis:** Nach Änderungen wird in regelmäßigen Abständen automatisch eine Wiederherstellungsdatei für den aktuellen Bearbeitungszustand erstellt, ohne dabei die zuvor manuell gespeicherte Version zu überschreiben.

Jede neue Konstruktion enthält standardmäßig bereits eine leere **Komponente** als obersten Eintrag in der Browser-Darstellung, welche den gleichen Namen besitzt, wie die Konstruktion (einschließlich Versionsnummer):

- **Komponente** entspricht dem einzelnen "Bauteil" (wie es z.B. im *Autodesk Inventor* Verwendung findet), solange sie nicht selbst wieder Komponenten enthält:
  - In der deutschen Fusion-Version wird standardmäßig die Einheit **mm** verwendet.
  - Eine Konstruktion kann beliebig viele Komponenten enthalten, dadurch wird die Konstruktion dann zur Baugruppe.
  - Jede Komponente (hier ein "Bauteil") enthält ihr eigenes 3D-**Ursprung**-Koordinatensystem.
- **Ursprung-Koordinatensystem** - definiert die Lage einer Komponente (hier Bauteil) im Raum, wobei im Beispiel folgendes gilt:
  - **Y-Achse** zeigt nach **OBEN**
  - **XY-Ebene** definiert die **Ansicht von VORNE** (in der technischen Zeichnung meist als **Erst-Ansicht** genutzt)
  - **Z-Achse** zeigt in der Ansicht von VORNE auf den Betrachter

**Hinweis:** Falls im Ansichtsbereich ein "Entwurfsraster" angezeigt wird, kann man es über die Anzeigeeinstellungen ausblenden. Beim Erstellen von Bildern für diese Übungsanleitung wurde damit die Übersichtlichkeit erhöht:



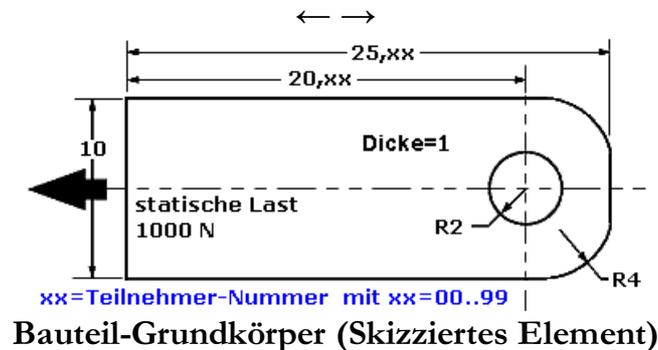
Definition&oldid=25721“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Komponente - Bauteil-Grundkörper

Aus OptiYummy

↑



## CAD-Modelle von Bauteilen:

können fertigungsorientiert entwickelt werden. Dabei muss man zuerst klären, mit welchem Fertigungsverfahren das Teil hergestellt werden soll!

Handelt es sich um ein abtragendes Verfahren, so beginnt man mit dem Rohteil (Grundkörper). Dieses muss in der Größe den Hauptabmessungen des Bauteils entsprechen. Das Bauteil entsteht schrittweise durch die Definition von Elementen (im Beispiel zur schrittweisen Materialabtragung vom Grundkörper).

## Basis-Körper:

ist das erste Element, das in einem Bauteil erstellt wird. Der Basis-Körper sollte die Ausgangsform (das Rohteil) des Bauteils darstellen.

## Körper (Elemente):

sind abgegrenzte Einheiten parametrischer Geometrie, aus denen die komplexere Geometrie von Komponenten (Bauteilen) schrittweise entwickelt wird.

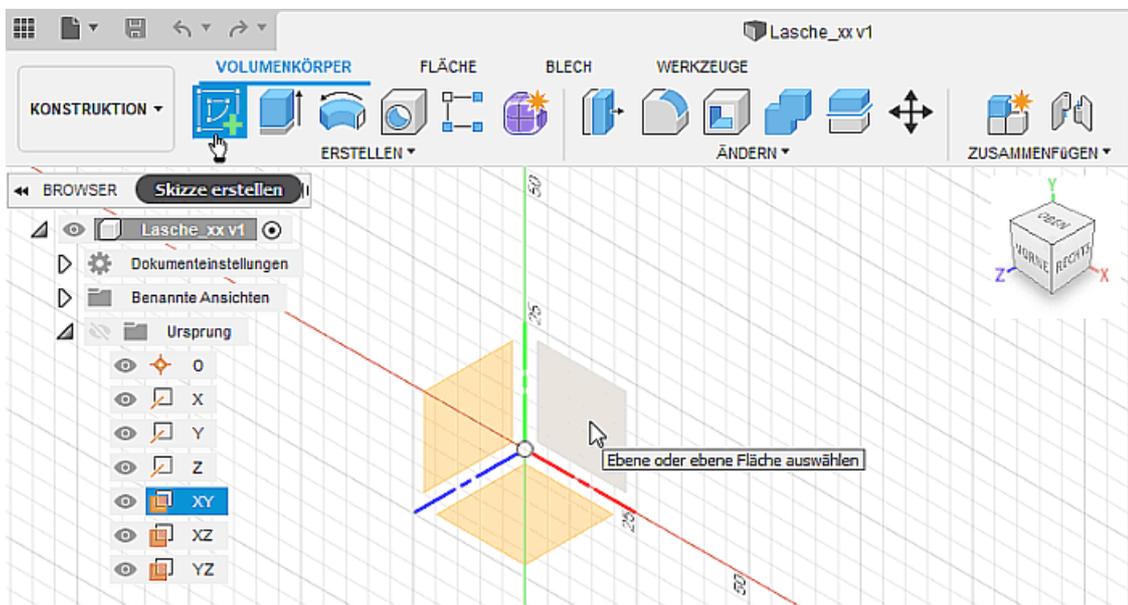
## Skizziertes Element:

entsteht als Volumen-Elemente aus einer 2D-Skizze durch Anwendung geometrischer Operationen (z.B. Extrusion, Rotation).

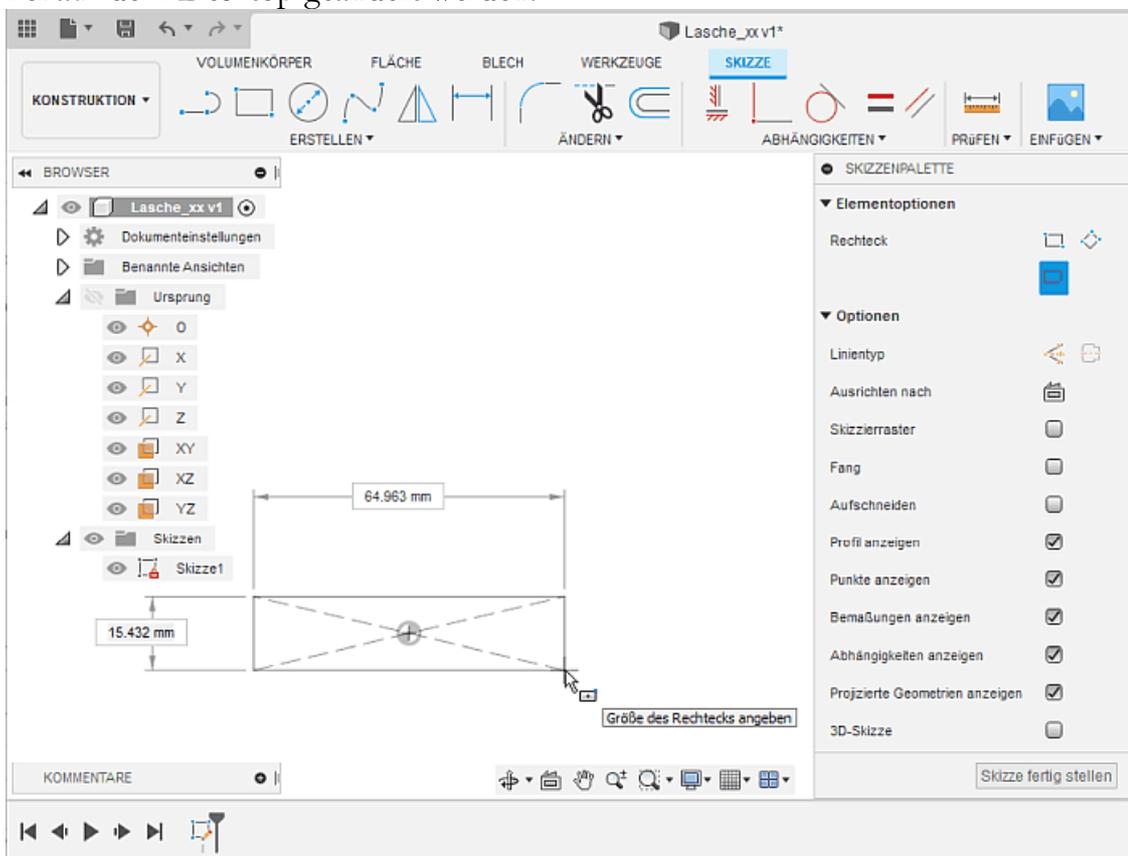
Das durch ein skizziertes Element erstellte Volumen kann mit dem Volumen vorhandener Körper verbunden oder von diesen subtrahiert werden. Außerdem kann die gemeinsame Schnittmenge bestimmt werden.

Die Lasche soll im Beispiel aus einer rechteckigen Platte gefertigt werden. Wir benötigen als Basis-Körper (=Rohteil) einen flachen Quader mit den Abmessungen  $25,xx \cdot 10 \cdot 1 \text{ mm}^3$ . Dieser soll zur Übung als skizziertes Element entwickelt werden (obwohl die Möglichkeit besteht, einen Quader direkt zu definieren):

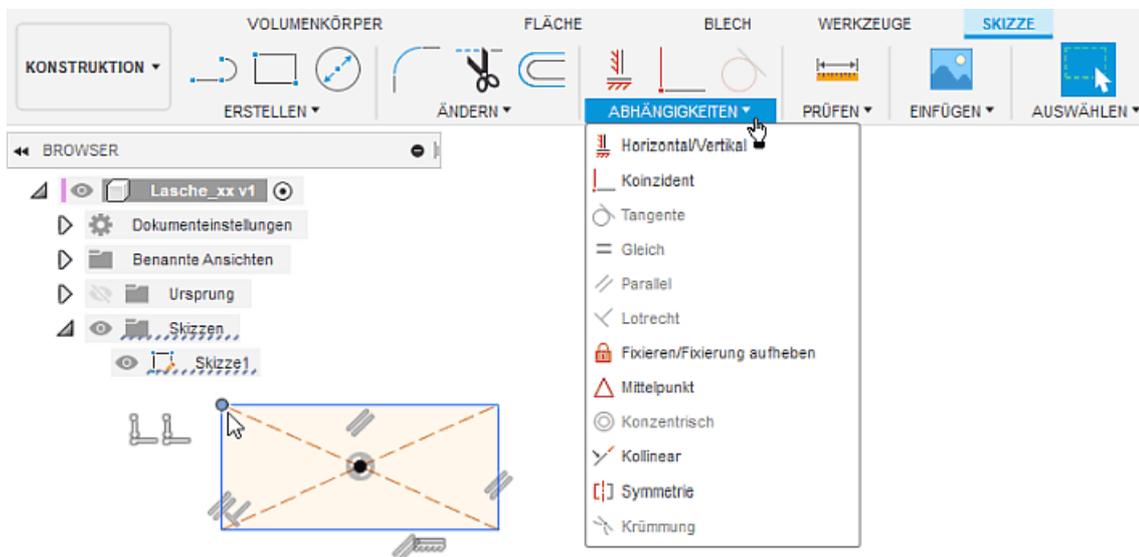
- Wir erstellen die für die Skizzierung des Rohteils erforderliche Basis-Skizze in der XY-Ebene des Ursprung-Systems (entspricht der Erst-Ansicht in der Bauteil-Zeichnung):



- Danach befindet man sich im Skizzen-Modus. Die zugehörige Skizzen-Palette kann in Größe und Position frei auf dem Desktop geändert werden:



- Die **Skizze1** erscheint im Browser in einem Skizzen-Ordner und außerdem als erste Operation unten in der Zeitleiste.
- Am Mittelpunkt des Ursprung-Koordinatensystems platzieren wir den Mittelpunkt eines Rechtecks (**Skizze > Erstellen > Rechteck > Mittelpunkt, Rechteck**).
- Der Eckpunkt des Rechtecks bestimmt nur die Größe des gezeichneten Rechtecks, ohne diese Größe durch eine Skizzen-Bemaßung wirklich festzulegen.
- Wir beenden den Rechteck-Befehl mittels **Kontextmenü (rechte Maustaste) > OK** oder einfacher durch die **<ESC>-Taste**.
- Die Form des Rechtecks wird von Skizzen-Abhängigkeiten stabilisiert:



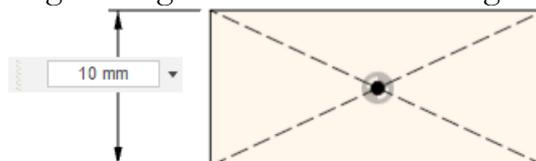
- Das Basiselement wurde so am Koordinatenursprung verankert, dass die Koordinatenachsen als Symmetrieachsen des Grundkörpers (Rohteil) verwendet werden können. Im Beispiel liegt der Mittelpunkt des Koordinaten-Ursprungs im Schwerpunkt des Rechtecks.
- Die an den Rechteck-Seiten eingeblendeten Abhängigkeitssymbole sind weitestgehend intuitiv zu verstehen ("Legende" im Abhängigkeiten-Menü).
- Die Koinzidenz-Abhängigkeiten zwischen den Endpunkten der Rechteck-Seiten bzw. dem Rechteck-Mittelpunkt und den Rechteck-Diagonalen werden erst eingeblendet, wenn man mit dem Cursor darüber fährt.

**Koinzident** bedeutet hier:

- **Zwei Punkte** (auch Punkte von Kurven) - sie liegen immer übereinander.
- **Punkt und Linie** - der Punkt liegt immer auf der Linie oder ihrer unsichtbaren Verlängerung.
- **Achtung:**  
2D-Elemente in Skizzen sind unbestimmt groß, solange ihre Größe nicht durch Bemaßung oder zusätzliche Abhängigkeiten festgelegt wird. Praktisch bedeutet dies, dass man z.B. mit dem Maus-Cursor die Größe durch Ziehen noch beliebig ändern kann (Probieren an den Eckpunkten - die Verankerung am Koordinatensystem muss erhalten bleiben!).
- **Hinweis:** Im Sinne der Übersichtlichkeit sollte man die Darstellung der Abhängigkeiten deaktivieren, wenn man sie nicht mehr benötigt ("Häkchen" in Skizzenpalette)

Wir legen die Größe des Rechtecks von **25,xx·10 mm<sup>2</sup>** durch **Skizzenbemaßung** der Rechteck-Seiten fest, z.B. durch:

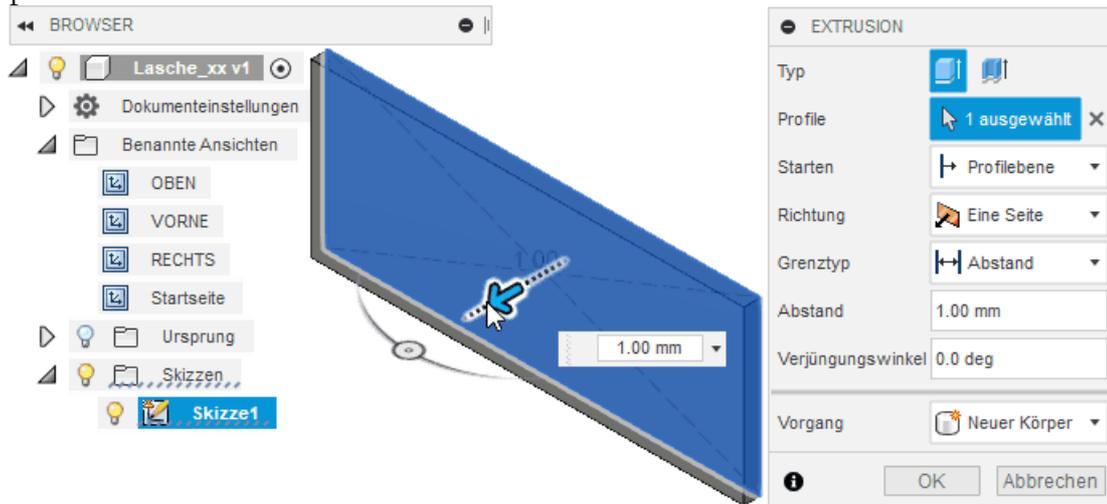
- Anklicken einer Rechteckseite und mittels rechte Maustaste **Kontextmenü > Skizzenbemaßung** aktivieren des Bemaßungsmodus.
- Ziehen der Bemaßung auf die gewünschte Position.
- Klick auf die Maßzahl und Eintragen der gewünschten Kantenlänge in das Dialogfeld:



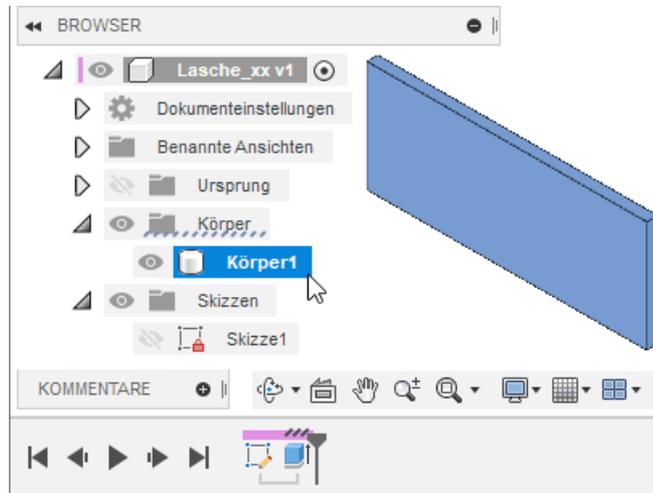
- Bemaßung der zweiten Rechteckseite und danach verlassen des Bemaßungsmodus durch die Taste **<ESC>**.
- **Hinweis:** Über diese Modellbemaßung kann die aktuelle Größe des Grundkörpers auch später noch beeinflusst werden (nach Doppelklick auf die Maßzahl).

In einem abschließenden Schritt erzeugen wir nach **Skizze fertig stellen** nun aus dem Rechteck-Profil der Skizze den Grundkörper durch Extrusion:

- Zur besseren Sichtbarkeit dieser Element-Erzeugung wechseln wir in die **Isometrieansicht** (standardmäßig als "Ausgangsansicht") - am günstigsten ist hierfür die Nutzung des **ViewCube**.
- **Volumenkörper > Erstellen > Extrusion** ermöglicht sehr intuitiv die Erzeugung des Grundkörpers aus dem skizzierten Rechteck-Profil:



- Der erstellte **Körper1** erscheint im Browser in einem Körper-Ordner und die **Extrusion** als auf der **Skizze1** basierende Operation in der Zeitleiste:



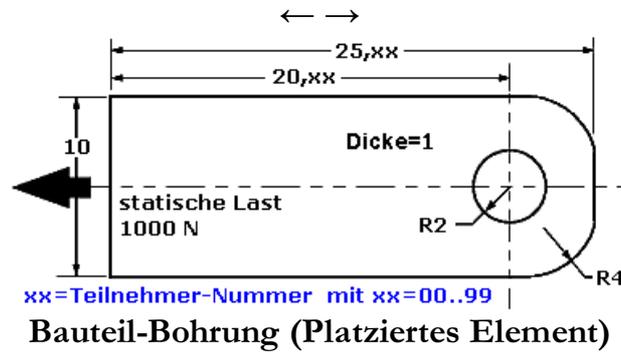
**Achtung:** Speichern mit Versionsbeschreibung nach markanten Bearbeitungsabschnitten nicht vergessen! ("Basis-Körper erzeugt")



Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Komponente\\_-\\_Bauteil-Grundkoerper&oldid=25016](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Komponente_-_Bauteil-Grundkoerper&oldid=25016)“

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Komponente - Bauteil-Bohrung

Aus OptiYummy

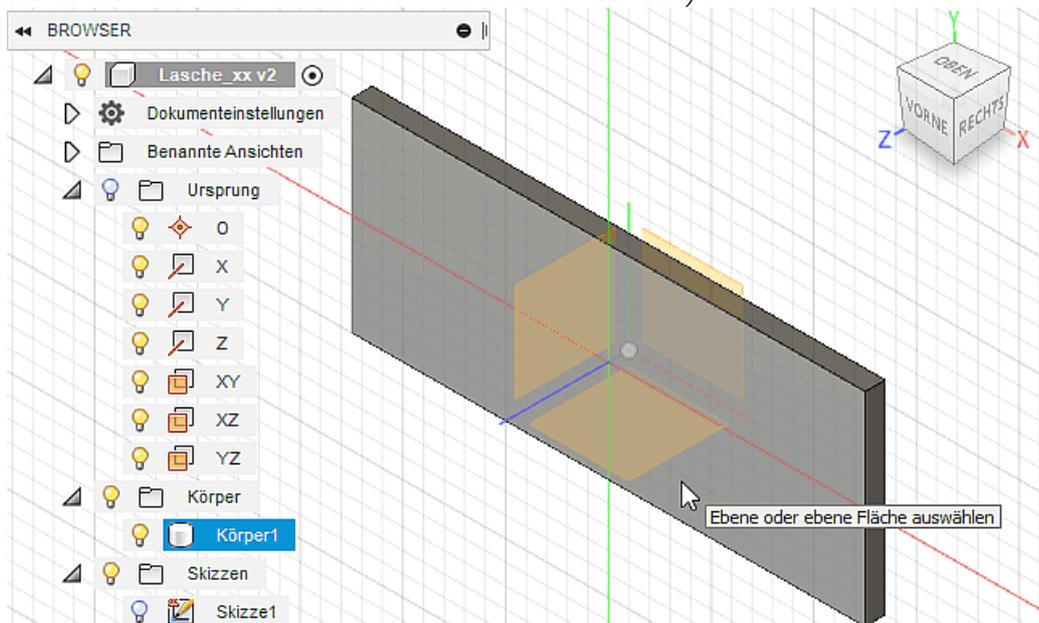


Bei der fertigungsorientierten CAD-Modellierung entsteht das fertige Bauteil in Analogie zur geplanten Fertigung schrittweise durch das Hinzufügen weiterer Elemente zum Grundkörper. Dabei bewirken sogenannte "platzierte Elemente" einen wesentlichen Rationalisierungseffekt:

**Platzierte Elemente** sind vordefinierte Elemente mit vorgegebenen geometrischen Formen (z.B. Bohrungen, Gewinde, Fasen und Abrundungen). Man muss solche Elemente nicht individuell als skizzierte Elemente entwickeln, sondern kann die vom CAD-System bereitgestellten konstruktiven Elemente in der Größe anpassen und mit vorhandener Geometrie verknüpfen (Platzieren auf gewünschte Position und in gewünschte Richtung). Letztendlich handelt es sich aber auch hierbei um skizzierte Elemente, welche vom CAD-Systementwickler bereitgestellt werden.

Wir beginnen mit der durchgängigen Bohrung, welche einen Durchmesser von 4 mm besitzen soll:

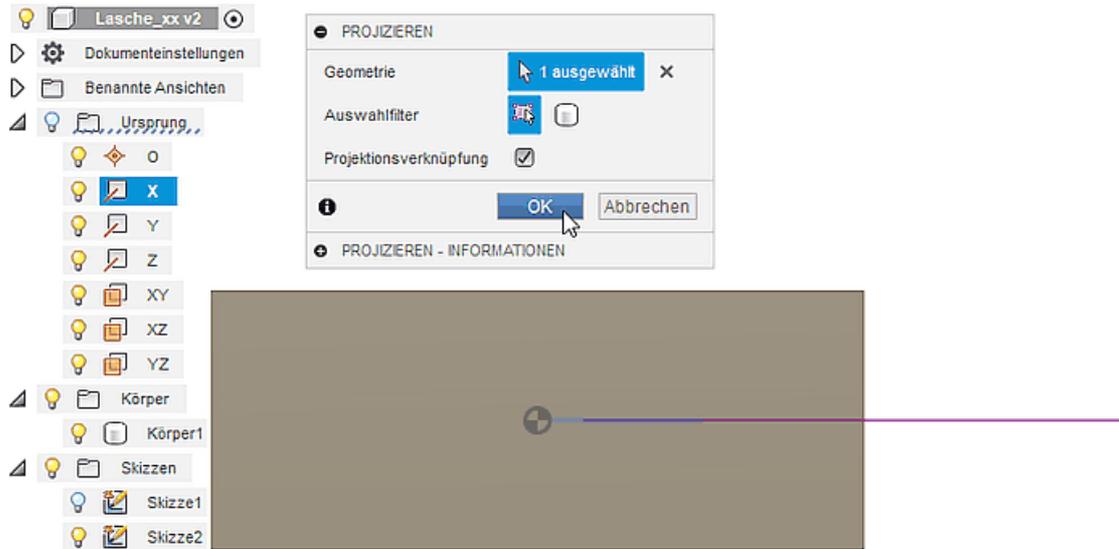
- Zur Definition des Bohrpunktes "legen" wir eine neue Skizze auf die Deckfläche des Grundkörpers (**Skizze erstellen** mit anschließender Auswahl der Deckfläche):



- Beim Erstellen der neuen Skizze auf einer Fläche werden die Konturen der Fläche automatisch als Linien in diese Skizze projiziert, so dass man neue Skizzen-Geometrie darauf beziehen kann.
- Es fehlt im Beispiel jedoch die Symmetrie-Linie des Bauteils, auf welche der Bohrpunkt liegt.
- **Skizze > Erstellen > Projizieren/Einschließen > Projizieren** ermöglicht das Bezugnehmen auf weitere vorhandene Geometrie, z.B. auch auf die Ursprung-Achsen. Infolge der sinnvollen Ausrichtung der Bauteil-Komponente am Ursprung-Koordinatensystem kann die X-Achse als

Symmetrie-Linie in die Bohrungsskizze projiziert werden.

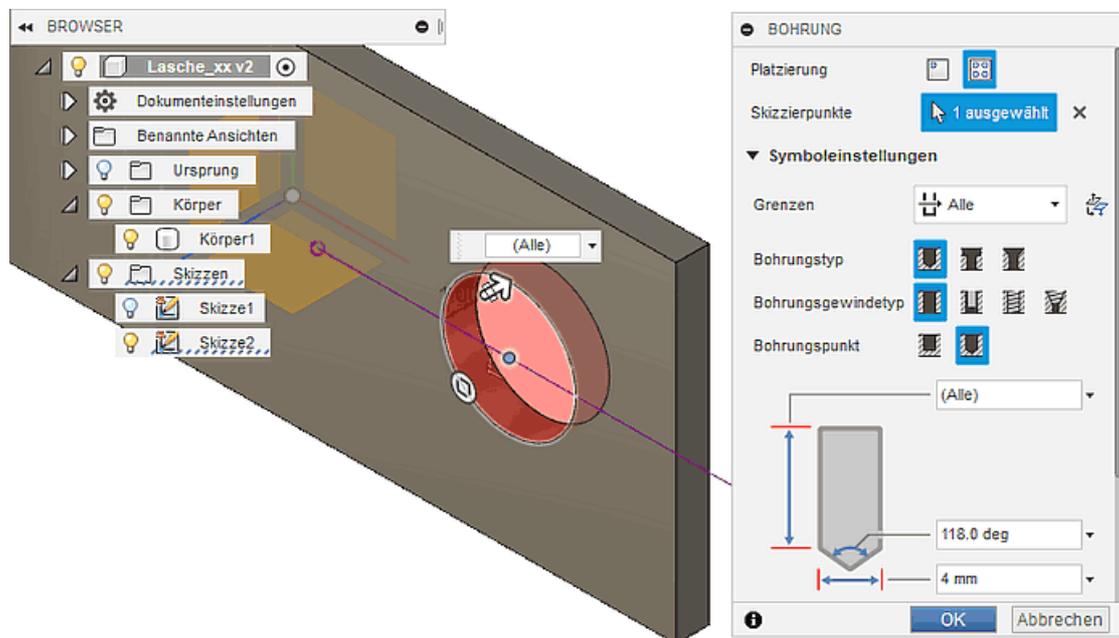
- Dabei sollte die Option "**Projektionsverknüpfung = aktiviert**" sein, damit die projizierte Linie für die Bearbeitung in der Skizze gesperrt bleibt und somit keine unnötigen Freiheitsgrade entstehen:



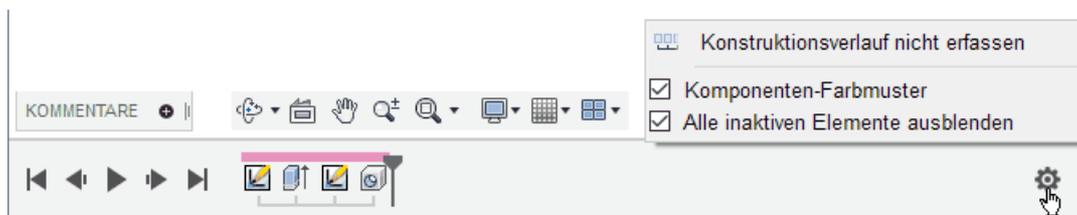
- **Hinweis:** Die außermittige Position der projizierten Strecke ist ohne Bedeutung, da die Koinzidenz-Abhängigkeit auch auf der unsichtbaren Verlängerung wirken würde!
- **Skizze > Erstellen > Punkt** ermöglicht die Erstellung des Skizzierpunktes für die Bohrung koinzident auf der projizierten X-Achse. Die Koinzidenz-Abhängigkeit wird automatisch erzeugt, wenn man den Punkt auf der Linie platziert. Der Punkt ist danach noch frei entlang der Symmetrielinie verschieblich (d.h., die Skizze ist noch 1-fach unterbestimmt)
- **Skizze > Erstellen > Skizzenbemaßung** fixiert den Punkt auf der geforderten Position. Damit ist die Skizze vollständig bestimmt, was am Skizzen-Symbol (mittels Schloss bzw. Pin-Nadel) im Browser signalisiert wird:



- Nach der Definition des Bohrungspunktes sollte man die **Skizze fertig stellen** und die isometrische Start-Ansicht wählen.
- **Volumenkörper > Erstellen > Bohrung** öffnet den Bohrungsdialo, welchen wir mit der Auswahl des "Skizzierpunktes" beginnen. Danach konfigurieren wir die gewindelose, durchgängige Bohrung mit dem geforderten Durchmesser:



- Die **Bohrung** wird im Browser nicht dargestellt, da sie nur den **Körper1** verändert. Sie erscheint jedoch als weiteres Symbol in der Zeitleiste:



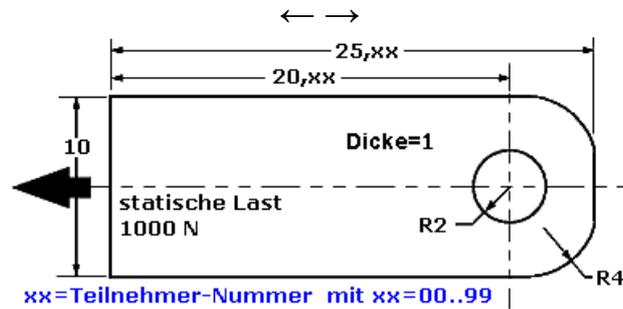
- Über die Zeitleisten-Einstellung wurde die Option **Komponenten-Farbmuster** aktiviert. Damit wird deutlich, zu welcher Komponente die aufgelisteten Operationen gehören.



Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Komponente\\_-\\_Bauteil-Bohrung&oldid=25017](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Komponente_-_Bauteil-Bohrung&oldid=25017)“

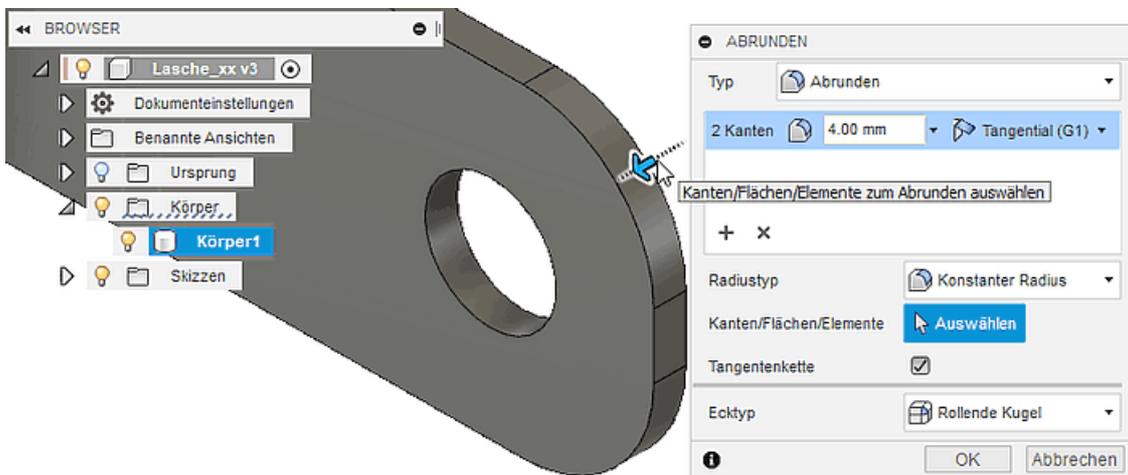
# Software: FEM - Tutorial - 2D-Komponente - Bauteil-Abrundung

Aus OptiYummy



xx=Teilnehmer-Nummer mit xx=00..99  
Bauteil-Abrundung (Platziertes Element)

- Kanten sollte man erst bearbeiten, wenn alle anderen Elemente des Bauteils fertig sind.
- Fasen- und Rundungselemente gehören zu den platzierten Elementen. Wie z.B. Bohrungen sind sie in ihrer Form bereits vordefiniert und müssen nur noch parametrisiert werden.
- Platzierte Elemente gleicher Art und Größe sollte man gemeinsam als "ein Element" erzeugen. Damit wird die Baumstruktur des CAD-Modells übersichtlicher und spätere Änderungen sind einfacher.
- **Volumenkörper > Ändern > Abrunden** öffnet den Rundungsdialog. Wir nutzen die Standard-Einstellungen und runden die beiden Kanten mit dem **Radius=4 mm** ab, um die fast halbrunde Form an der Lochseite der Lasche zu erzeugen:



- **Hinweis:** Die Auswahl der zweiten Kante muss windowsüblich mit gedrückter <Strg>-Taste erfolgen.



Abgerufen von „[http://www.index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Komponente\\_-\\_Bauteil-Abrundung&oldid=25018](http://www.index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Komponente_-_Bauteil-Abrundung&oldid=25018)“

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Komponente - Material

Aus OptiYummy



## Definition physikalischer Eigenschaften (Material)

Die Daten für den zu verwendenden unlegierten **Vergütungsstahl C35 (Werkstoff-Nr. 10501)** findet man nicht in den mitgelieferten Materialbibliotheken:

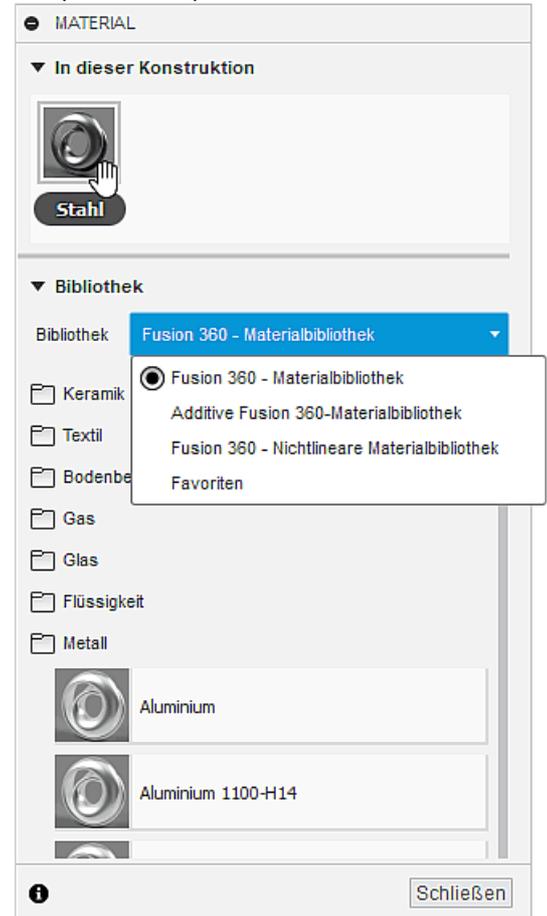
- **Volumenkörper > Ändern > Material** öffnet den Dialog für die Zuweisung von Materialien zur aktuellen Konstruktion.
- **C35** nach DIN EN 10083-2 entspricht in den USA dem **AISI 1035** bzw. **ASTM A830**.
- Diese Einträge sind ebenfalls nicht in den "Fusion 360 - Materialbibliotheken" enthalten.

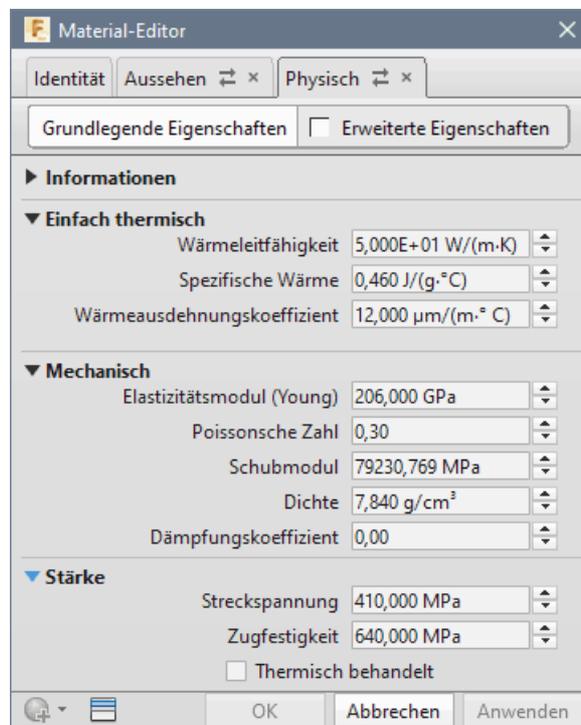
Wir definieren deshalb auf Basis von "Stahl", welcher standardmäßig dem CAD-Modell bereits zugeordnet ist, ein neues Material "Stahl-C35":

- **Hinweise:**
  - Die Angaben zu Material-Eigenschaften variieren in unterschiedlichen Quellen, da diese von Natur aus eine gewisse Streubreite aufweisen.
  - Im Rahmen dieser Übung werden die Simulationen sowohl mit *Autodesk Fusion 360* als auch mit *Ansys Mechanical* durchgeführt. Um eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, müssen in beiden Programmen die gleichen Materialdaten verwendet werden.
  - Da im Allgemeinen nicht immer exakt der benötigte Werkstoff vordefiniert ist, bietet es sich an den Umgang mit der Materialdatenbank der jeweiligen Software zu üben. Die angegebenen Parameter entsprechen denen aus der Materialbibliothek von *Z88Aurora* (Baustahl S235JR - Werkstoff-Nr. 10037). Dieses Programm wird in der Übung zwar nicht mehr eingesetzt, die Resultate bleiben so aber weiterhin vergleichbar.

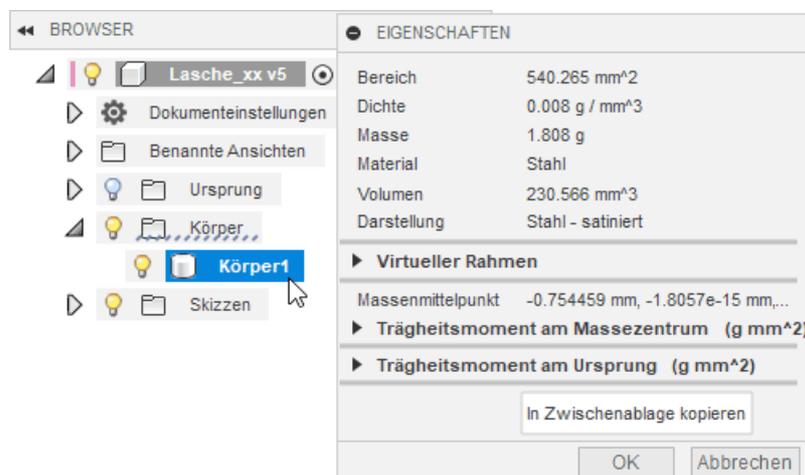
Das Material "Stahl", welches bereits der Konstruktion zugeordnet ist, kann man über das **Kontext-Menü > Bearbeiten**:

- Zunächst kann man hier den Namen Stahl zu **Stahl C35** ergänzen.
- Zum Bearbeiten wählen wir unter der Option "**Erweitert**" die **Physischen Eigenschaften** und versehen sie mit den vorgegebenen Werten, welche dem **Stahl C35** entsprechen.
- **Wichtig:** Die Werte des **E-Moduls** und des **Schubmoduls** sind über die **Poissonsche Zahl** miteinander verknüpft und können nicht unabhängig voneinander geändert werden:





- **Hinweis:** Option "Erweiterte Eigenschaften" nicht aktivieren, um Probleme in den späteren Simulationen zu vermeiden!
- Allen bisher erzeugten Körpern (im Beispiel nur "Körper1") wurde automatisch das Standard-Stahlmaterial der Konstruktion zugewiesen.
- Änderungen von Material-Parametern in der Konstruktion werden automatisch für die zugeordneten Körpern übernommen.
- **Körper1 > Kontextmenü > Eigenschaften** ermöglicht die Darstellung der Körper-Eigenschaften:



- Leider wird der Dichtewert des Materials bei der Anzeige sehr stark gerundet, aber der exakte modifizierte Wert steht dort wirklich zur Verfügung!

← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Komponente\\_-\\_Material&oldid=25365](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Komponente_-_Material&oldid=25365)“

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Komponente - Belastung - Modelltransfer

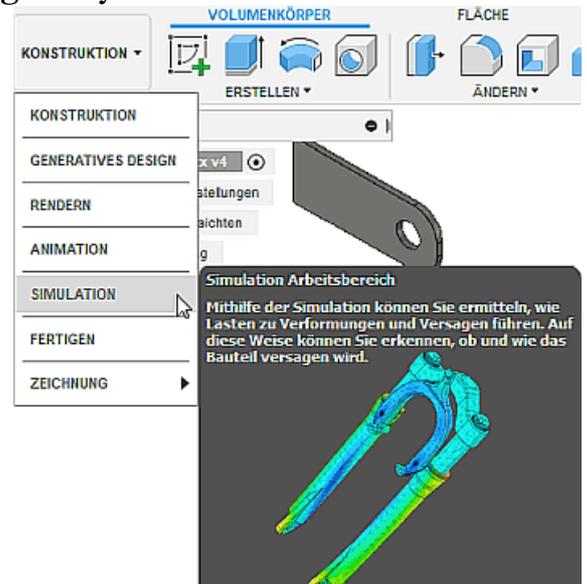
Aus OptiYummy



## CAD-Modell in Umgebung für Belastungsanalysen einbinden

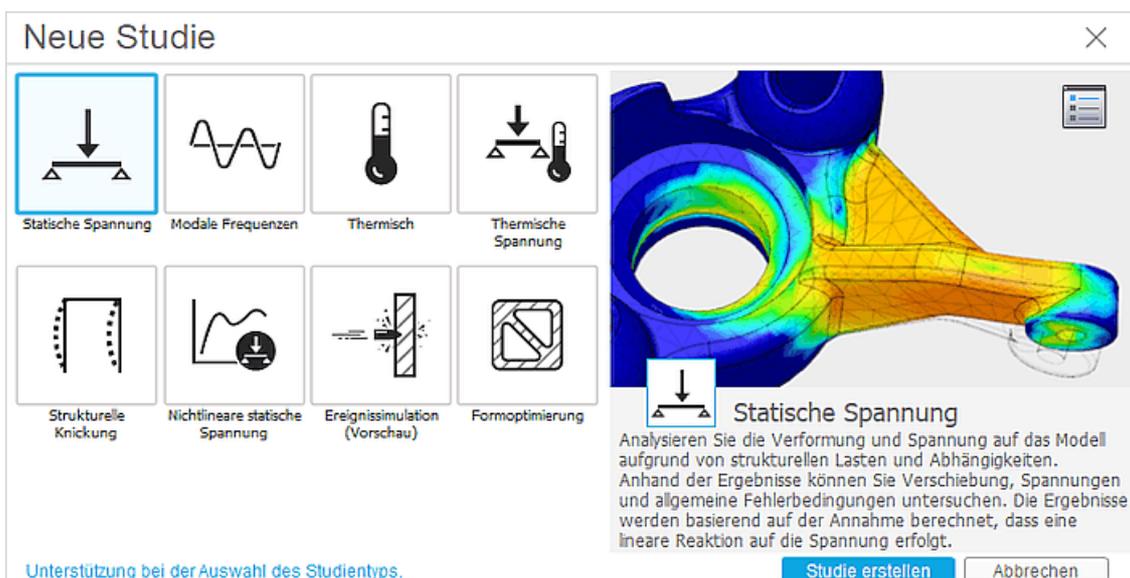
In *Autodesk Fusion 360* wird der Bearbeitungsprozess für eine Konstruktion durch sogenannte "Arbeitsbereiche" strukturiert:

- In diesen Arbeitsbereichen sind Werkzeuge und Befehle gemäß bestimmter Konstruktionsziele organisiert.
- Jeder Arbeitsbereich umfasst einen speziellen Werkzeugkasten am oberen Rand. Bestimmte Menüs und die zugehörigen Befehle wiederholen sich jedoch in verschiedenen Arbeitsbereichen.



Wir wechseln nun vom Arbeitsbereich "**Konstruktion**", welcher das Erstellen und Bearbeiten von 3D-Volumenkörpergeometrie ermöglicht, in den Arbeitsbereich "**Simulation**":

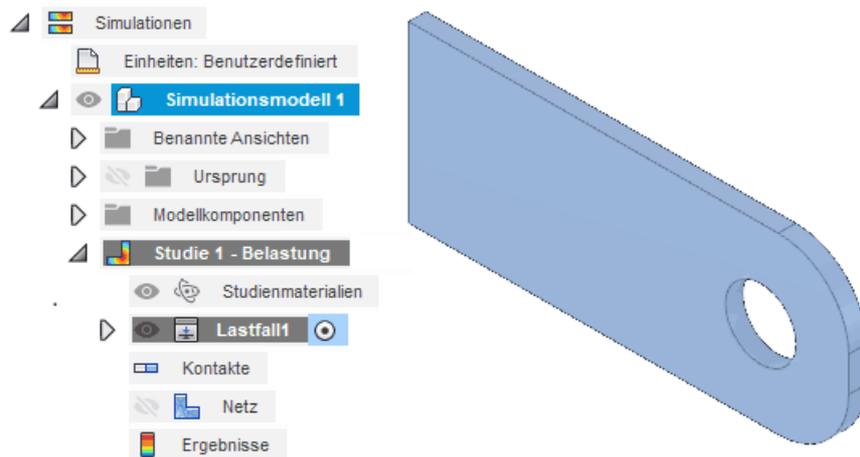
- Im Arbeitsbereich Simulation können auf Grundlage des CAD-Modells Finite-Elemente-Simulationen für unterschiedliche physikalische Domänen durchgeführt werden (zur Zeit nur für Strukturmechanik und Wärme).
- Je nach gewünschten Analyse- bzw. Optimierungsanforderungen muss man sich in Abhängigkeit von der betrachteten physikalischen Domäne für einen Studientyp entscheiden, welcher dann die erforderliche Funktionalität bereitstellt:



Wir werden zuerst eine **Studie erstellen** zur statischen Analyse der Belastung (beginnend mit fixierter Lochwand als vereinfachte Nachbildung des Verschweißens auf einem starrem Bolzen):

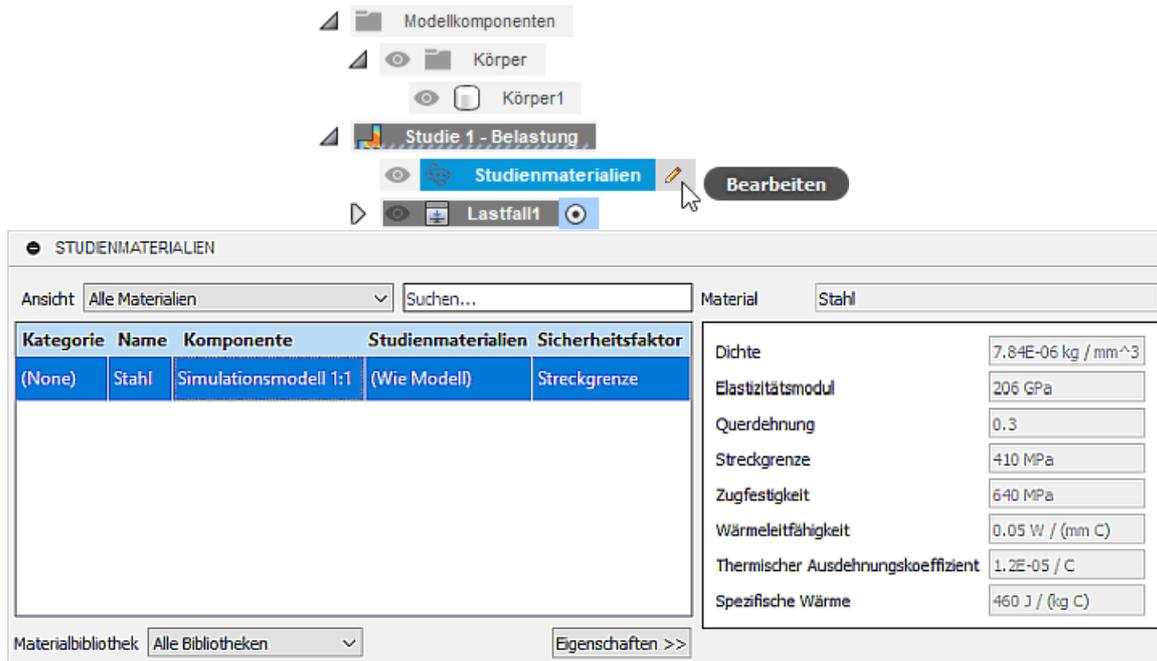
- Nach dem Erstellen der Studie kann man deren Bezeichnung direkt in der Browser-Darstellung

bearbeiten:



- Der Bezeichner sollte die besonderen Aspekte der entsprechenden Studie sinnvoll abbilden, da man für ein Simulationsmodell mehrere Studien definieren und durchführen kann.

Man sollte überprüfen, ob die richtigen Material-Kennwerte für die Simulationsstudie zur Verfügung stehen:



- Standardmäßig werden die im CAD-Modell den Körpern zugewiesenen Materialien für die Simulation benutzt.
- Es besteht aber die Möglichkeit, im Sinne einer Analyse auch beliebige andere Materialien für die Simulation zu verwenden, ohne dabei die Konfiguration des CAD-Modell zu ändern.

← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Komponente\\_-\\_Belastung\\_-\\_Modelltransfer&oldid=22960](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Komponente_-_Belastung_-_Modelltransfer&oldid=22960)“

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Komponente - Belastung - Netzgenerierung

Aus OptiYummy

↑

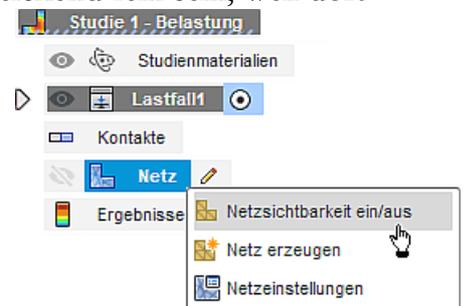


## Netzgenerierung

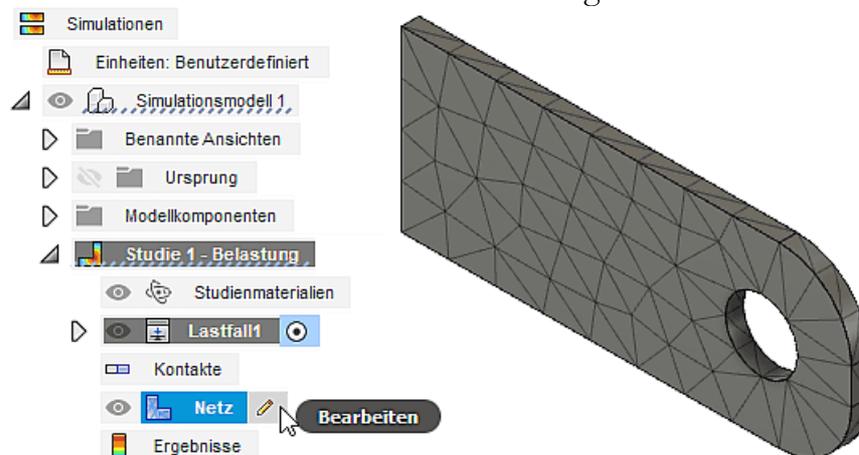
Für die Vernetzung der Geometrie benötigt man ein gewisses Wissen zu **Finite-Elemente-Modellen**, weil die Qualität des generierten Netzes entscheidend für die Qualität der Simulationsergebnisse ist:

- Ein grobes Netz wird schnell berechnet, die Ergebnisse können aber zu ungenau sein.
- Ein feineres Netz benötigt mehr Zeit für die Berechnung, liefert aber meist genauere Ergebnisse. Die Vernetzung müsste insbesondere im Bereich der Loch-Kanten hinreichend fein sein, weil dort mechanische Spannungsspitzen zu erwarten sind.

Bisher verwenden wir noch die Standard-Einstellungen für die Vernetzung. In einem ersten Schritt soll analysiert werden, ob damit ein qualitativ hochwertiges Netz generiert wird.

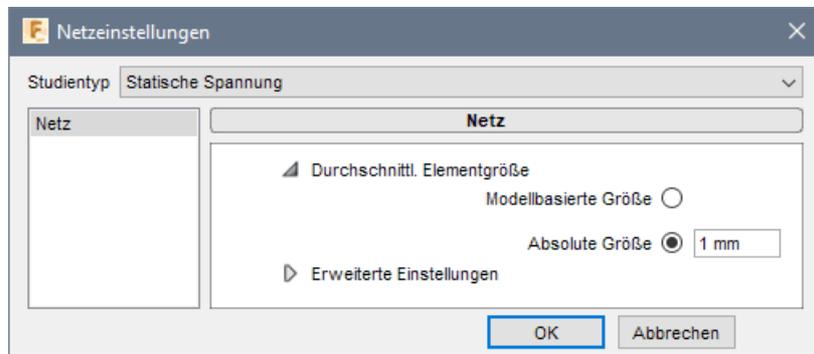


- Nach dem Aktivieren der Netzansicht über das Netz-Kontextmenü im Browser muss zuerst eine Berechnung des Netzes erfolgen. Das berechnete Tetraeder-Netz ist ziemlich grob:

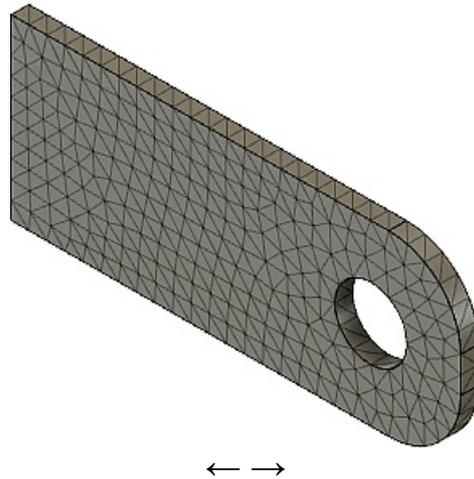


Zu den globalen Netzeinstellungen gelangt man im Browser über das Netz-Kontextmenü bzw. den Bearbeiten-Button:

- Im Prinzip würde eine Vernetzung der Platine mit einer Elementschicht genügen. Dabei sollten die Tetraeder-Elemente nicht zu spitz werden (Max. Seitenverhältnis möglichst klein).
- In diesem Sinne werden wir die Elementgröße an die Dicke unserer Lasche anpassen:
  - Standardmäßig orientiert sich die mittlere Elementgröße an der maximalen Abmessung des Modells (10% der Maximalabmessung).
  - Da wir uns an der Dicke der Lasche orientieren möchten, spezifizieren wir eine absolute Größe von **1 mm** für dieses Netz:



- Daraus resultiert eine sehr homogene Vernetzung des gesamten Bauteils mit einer Schicht von näherungsweise gleichseitigen Tetraedern:



Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Komponente\\_-\\_Belastung\\_-\\_Netzgenerierung&oldid=27902](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Komponente_-_Belastung_-_Netzgenerierung&oldid=27902)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Komponente - Belastung - Loads

Aus OptiYummy

↑

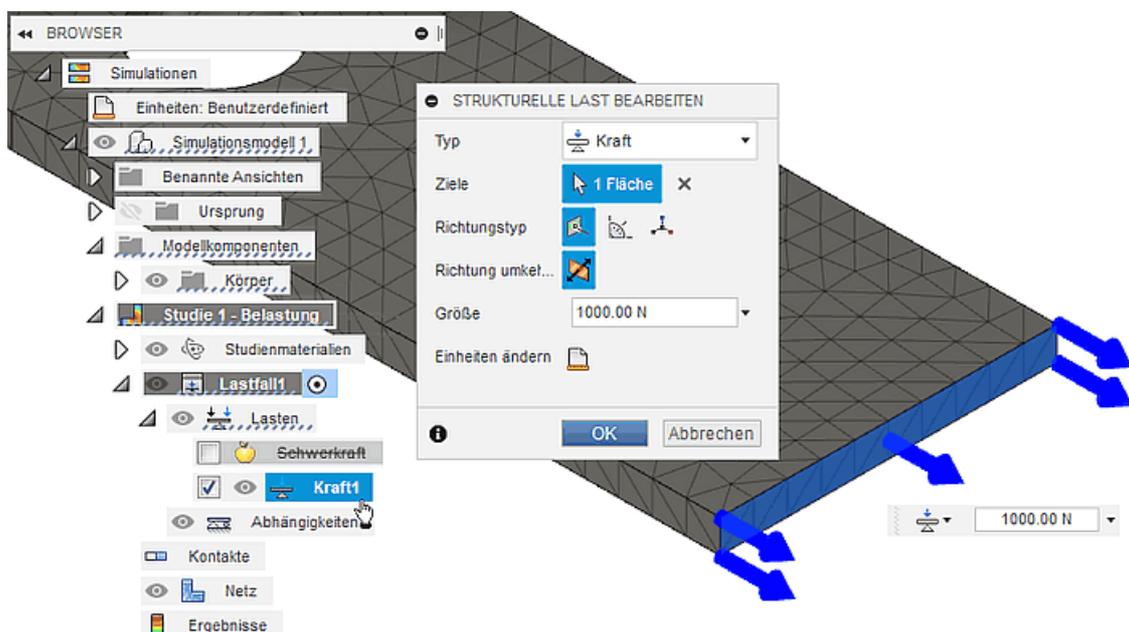


## Hinzufügen der Lasten (Loads)

Strukturmechanische Lasten sind Kräfte und Momente, die während des Betriebs auf die mechanischen Komponenten einwirken. Solche Belastungen verursachen Spannungen, Verformungen und Verschiebungen der Komponenten. Grob unterscheidet man hierbei zwischen zwei Last-Typen:

1. **Strukturelle Lasten** als von außen auf die modellierten mechanischen Komponenten einwirkend, z.B.:
  - **"Kraft"** auf Punkt, Kante oder Fläche
  - **"Druck"** auf Fläche (gleichmäßig) bzw. **"Hydrostatischer Druck"** (in Richtung Schwerkraft lin. steigend)
  - **"Drehmoment"** (auf Fläche) bzw. **"Externes Kraftmoment"** (Drehmoment durch Kraft auf Hebelarm)
  - **"Lagerbelastung"**
2. **Globale Lasten** (in der Literatur auch **"Körperlasten"** oder **"Bodyload"** genannt) beschreiben die aus Beschleunigungen resultierenden Kräfte und Momente für jeden Punkt innerhalb der modellierten mechanischen Komponenten, z.B.:
  - **"Lineare Beschleunigung"** mit Spezialfall **"Schwerkraft"**
  - **"Winkelgeschwindigkeit"** (bewirkt Zentrifugalkraft relativ zur Rotationsachse radial nach außen)
  - **"Winkelbeschleunigung"** (bewirkt Kraft tangential relativ zur Rotationsachse)

Die Zugkraft in Längsrichtung der Lasche soll gleichmäßig über der ganzen Querschnittsfläche wirken. Wenn wir diese Kraft (als "Strukturelle Last") auf die entsprechende Fläche positionieren, so gewährleistet die Simulationsumgebung die gleichmäßige Aufteilung der Kraft auf alle Elemente (im Sinne einer "Druck"-Belastung):



Die definierten Lasten erscheinen im Browser der Simulationsstudie. Die Bezeichner kann man umbenennen.



Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Komponente\\_-\\_Belastung\\_-\\_Loads&oldid=25026](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Komponente_-_Belastung_-_Loads&oldid=25026)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Komponente - Belastung - Constraints

Aus OptiYummy

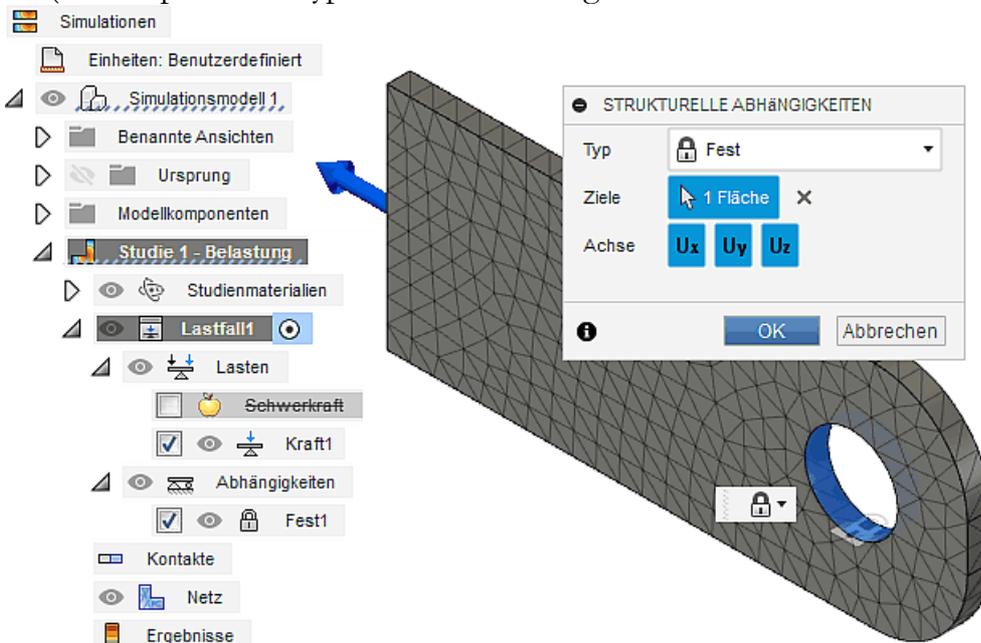
↑



## Abhängigkeiten definieren (Constraints)

Damit eine Belastung im Bauteil entsteht, müssen zusätzlich zu den eingepprägten Lasten auch Lagerstellen im Sinne von "Einspannungen" definiert werden, welche die resultierenden Reaktionskräfte aufnehmen:

- Im Beispiel sei vereinfachend die Wand des Loches als starr "verschweißt" mit einem bedeutend härterem Bolzenmaterial angenommen.
- Die Definition solcher Einspannungen geschieht im *Fusion 360* allgemein mittels "struktureller Abhängigkeiten" (im Beispiel vom Typ "fest" in Richtung aller drei Koordinatenachsen):



- Die Knoten (Ecken der Tetraeder) des Netzes, welche sich auf der Lochwand befinden, werden mit dieser Abhängigkeit fixiert.
- Infolge der am Bauteil angreifenden Lasten wird sich das Bauteil verformen. Die fixierten Knoten behalten jedoch ihre ursprüngliche Position in Bezug auf das Ursprung-Koordinatensystem des Bauteils bei.

Die Abhängigkeiten erscheinen im Browser zusammen mit den Lasten als "Lastfall":

- Ein "**Lastfall**" definiert somit die "**Randbedingungen**" für eine konkrete die Lösung des aus dem "**Finite Elemente Netz**" gebildeten Differentialgleichungssystems.
- Damit das Gleichungssystem einer statischen Belastungssimulation eine eindeutige Lösung besitzt, muss durch die Summe aller Abhängigkeiten eine freie Translations- und Drehbewegung der modellierten mechanischen Komponenten verhindert werden.
- **Zur Anschauung:** Da bei statischen Belastungssimulationen die Massen der modellierten Komponenten nicht berücksichtigt werden, würde jegliche äußere Lasteinwirkung infolge der "Ruhemasse=0" sofort eine Verschiebung der Komponenten in Richtung "unendlich" bewirken, falls dies nicht durch entsprechende Befestigungen verhindert wird!



Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Komponente\\_-\\_Belastung\\_-\\_Constraints&oldid=22879](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Komponente_-_Belastung_-_Constraints&oldid=22879)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Komponente - Belastung - Belastungsanalyse

Aus OptiYummy

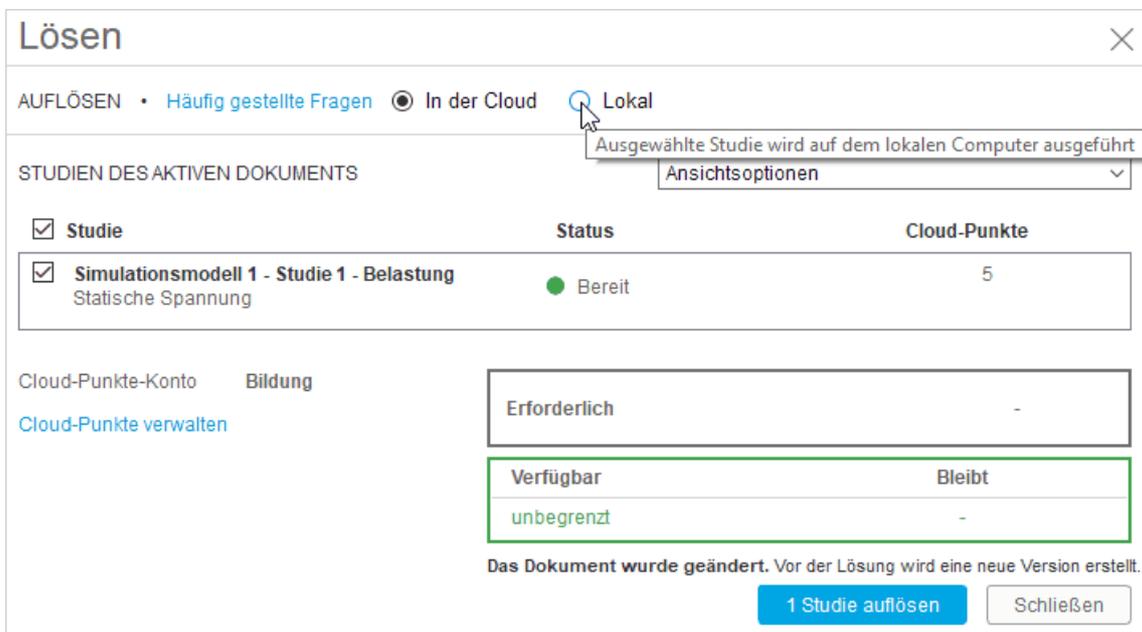
↑



## Modellvalidierung als Grundlage der Belastungsanalyse

Vor dem eigentlichen Lösen des Gleichungssystems kann man mittels **Einrichten > Lösen > Vorüberprüfung** testen, ob alle erforderlichen Informationen dafür zur Verfügung stehen. Es wird dabei auch überprüft, ob das Modell durch die Abhängigkeiten statisch vollständig bestimmt ist. Diese Vorüberprüfung sollte erfolgreich sein!

Für das **Lösen** selbst muss man festlegen, wo die Berechnung ausgeführt werden soll:



- Standardmäßig werden Berechnungen in der Cloud durchgeführt. Die Kosten der konkreten Berechnung für den kommerziellen Anwender in Form von Cloud-Punkten werden angezeigt (1 Punkt entspricht ca. 1 Euro).
- Die Lizenz für Bildungseinrichtungen besitzt dafür unbegrenzt viele Cloud-Punkte (kostenlos!). Allerdings werden die Berechnungen in der Priorität hinter den gleichzeitig laufenden kommerziellen Berechnungen eingeordnet. D.h., Simulationen von Studenten werden in einer speziellen Warteschlange verwaltet, die in Zeiten mit starker Auslastung, z.B. am Semesterende, recht voll werden kann. Dies kann zu einer beträchtlichen Verzögerung bei der Berechnung der Simulationsergebnisse führen!
- Eine statische Simulation mit unserem relativ kleinem Netz erfordert nur geringe Ressourcen (CPU und RAM), so dass eine Berechnung auf dem lokalen PC ausgeführt werden kann. Die Berechnung in der Cloud dauert wegen des erforderlichen zusätzlichen Verwaltungsaufwandes sogar im besten Fall etwas länger!
- **Hinweis:** Unabhängig vom Ort der Berechnung, erfolgt anschließend eine Übertragung der Ergebnis-Daten in den Cloud-Bereich des Projektes. Dabei wird jedes Mal eine neue Version der Konstruktionsdatei erzeugt!
- **Achtung:** Seit September 2022 können Simulationen ausschließlich in der Cloud gelöst werden. Auf diese Übung hat dies, bis auf die leicht erhöhte Simulationsdauer, keinen Einfluss. Aufgrund

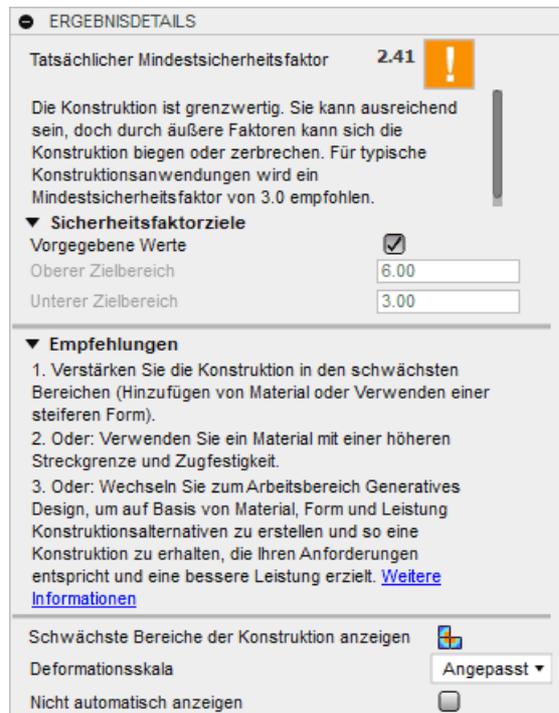
zahlreicher Beschwerden kommerzieller Fusion-Kunden könnte dieser Schritt in einem zukünftigen Update aber wieder rückgängig gemacht werden.

Die Berechnung startet man nach Wahl des Berechnungsortes mittels des Button "**1 Studie auflösen**":

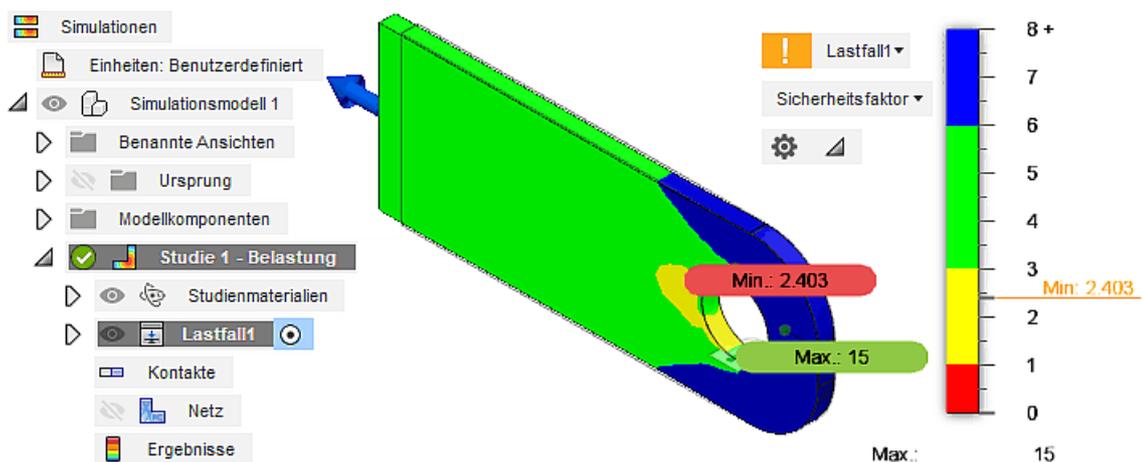
- Den Fortschritt der Simulation (im Beispiel innerhalb der Cloud) kann man im Job-Status-Fenster qualitativ grob verfolgen:



- Eine Cloud-Berechnung endet mit dem vollständigen Empfang der Ergebnisdaten, worauf in einem separaten Fenster "Ergebnisdetails" Hinweise zur Einhaltung eines sinnvollen Sicherheitsfaktors erfolgen:



- Die Sicherheitsfaktoren werden dabei als Farbverlauf in den Grenzen von (rot=0)...(blau=8) abgebildet:



- Diese Ergebnisdarstellung kann man in geringem Maße über das "Ergebnisdetail"-Fenster steuern ("Hervorhebung der schwächsten Bereiche" und "Deformationskala").

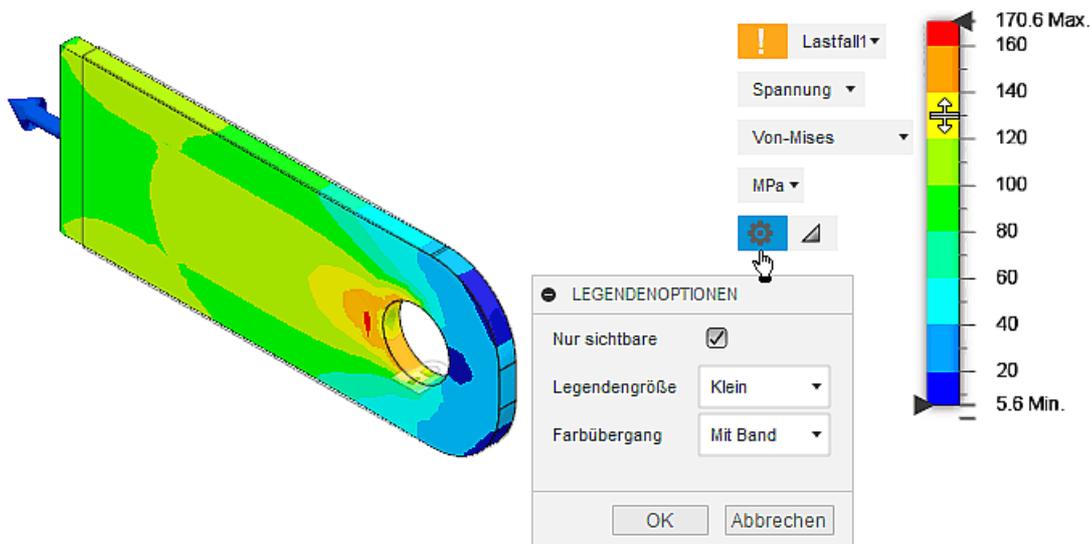
**Hinweis:** Wir erkunden die Möglichkeiten der Ergebnisdarstellung manuell und schließen zuvor die Fenster für die Ergebnisdetails und den Job-Status:



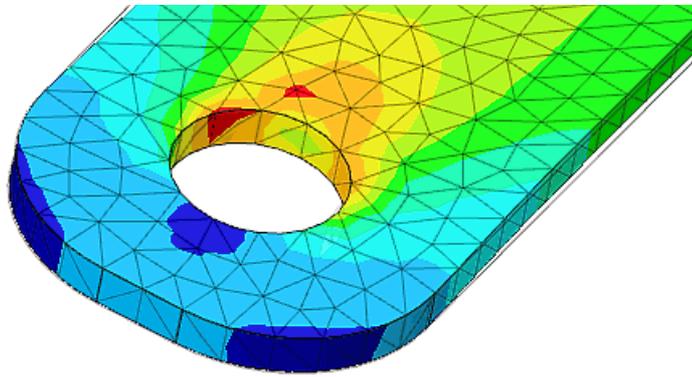
- Die zusätzlich eingeblendeten Min./Max.-Werte stören meist und werden standardmäßig bereits als Grenzen der Legende angezeigt (**Ergebnisse > Prüfen > Min./Max. ausblenden**).
- **Ergebnisse > Ergebniswerkzeuge > Legendenoptionen** steuert die Größe der Legende und die Art des Farbübergangs. Die glatt-schattierte Darstellung retuschiert wichtige Details (z.B. Unstetigkeitsstellen). Deshalb ist die gewählte gestufte Darstellung ("mit Band") mit einer nicht zu geringen Anzahl von Farbstufen meist günstiger.

Die Sicherheitsfaktoren werden auf der Grundlage der berechneten mechanischen Spannungen ermittelt. Entscheidend für die Sicherheitsfaktoren ist die sogenannte Von-Mises-Vergleichsspannung, welche wir deshalb als nächstes für die Ergebnisdarstellung wählen:

- Dabei erfolgt standardmäßig eine Umschaltung auf die glatt-schattierte Farbdarstellung, welche in Hinblick auf das Retuschieren eventueller Modellfehler meist ungünstig ist.
- Der Aufruf der Legenden-Optionen zur Wahl der Farbband-Darstellung kann auch über einen Button direkt an der Legende erfolgen:



- Standardmäßig ist die Legende zwischen den berechneten Min./Max.-Werten in 5 Stufen geteilt. Die Teilung der Legende zwischen 2 und 9 kann durch senkrecht Ziehen des Cursors mit gedrückter linker Maustaste auf dem Farbbalken geändert werden. Bei gewählter Band-Darstellung entspricht die Teilung der Anzahl der Farbstufen.
- Betrachtet man bei höchster Teilung der Farbskala und Anzeige des Netzes den Bereich um das Loch, so erkennt man "Hotspots" der Spannungsbelastung:



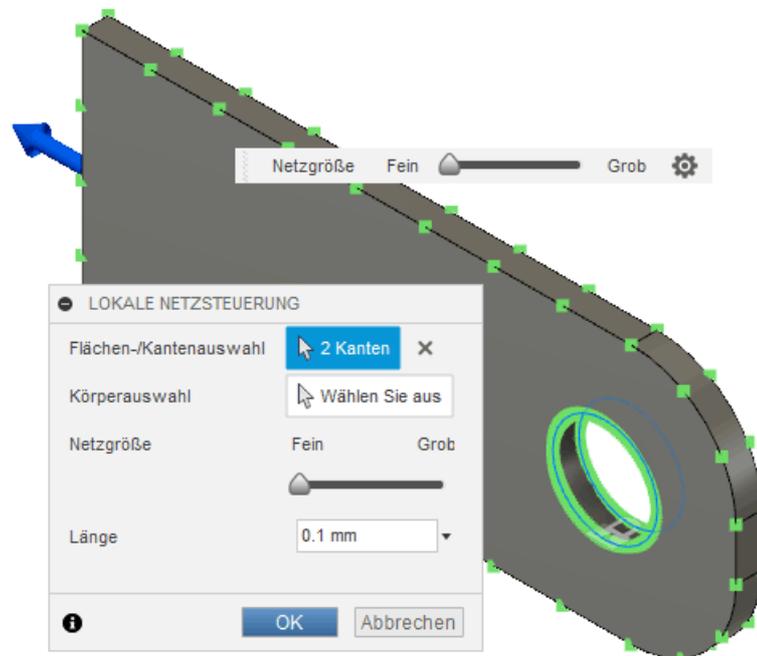
- Insbesondere das asymmetrische Auftreten dieser "Hotspots" bei exakt symmetrischer Belastung deutet auf eine zu grobe Vernetzung im Bereich des Loches (das Netz ist infolge der Vernetzungsalgorithmen trotz Bauteilsymmetrie etwas asymmetrisch!).

Eine globale Verkleinerung der Elementgröße von zur Zeit **1 mm** auf z.B. 0,1 mm ist nicht praktikabel, weil sich die Anzahl der 3D-Elemente mit der 3. Potenz ihrer Verkleinerung erhöht. Bei mehr als 100000 Elementen wird unter Umständen auf dem lokalen PC der Hauptspeicher knapp und es rechnet auch in der Cloud sehr lange:

- Global sollte man die Elementgröße nur (geringfügig) verringern, wenn in den unkritischen Bereichen des Bauteils eine Glättung der berechneten Ergebnisse erforderlich ist.
- Die Verfeinerung der Vernetzung muss sich auf die kritischen Bereiche konzentrieren (dass sind im Beispiel die beiden Kanten des Loches).

**Einrichten > Verwalten > Lokale Netzsteuerung** (nach "**Ergebnisse fertig stellen**") bietet die Möglichkeit, einzelne Kanten, Flächen oder auch Körper mit einer separaten Elementgröße zu vernetzen.

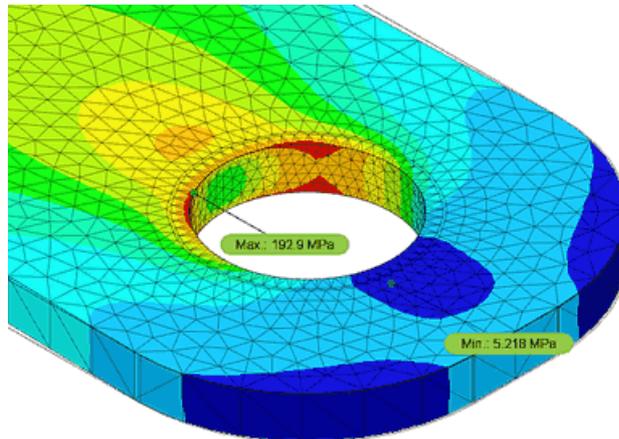
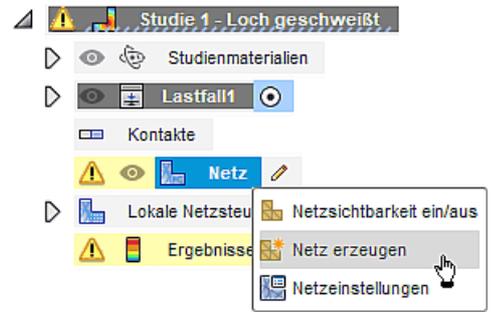
- Wir wählen die beiden Loch-Kanten und verringern dort die Elementgröße auf z.B. 1/10 der globalen Elementgröße:



- Für alle Kanten erfolgt eine grafische Visualisierung der aktuellen Elementgröße, welche zu Beginn

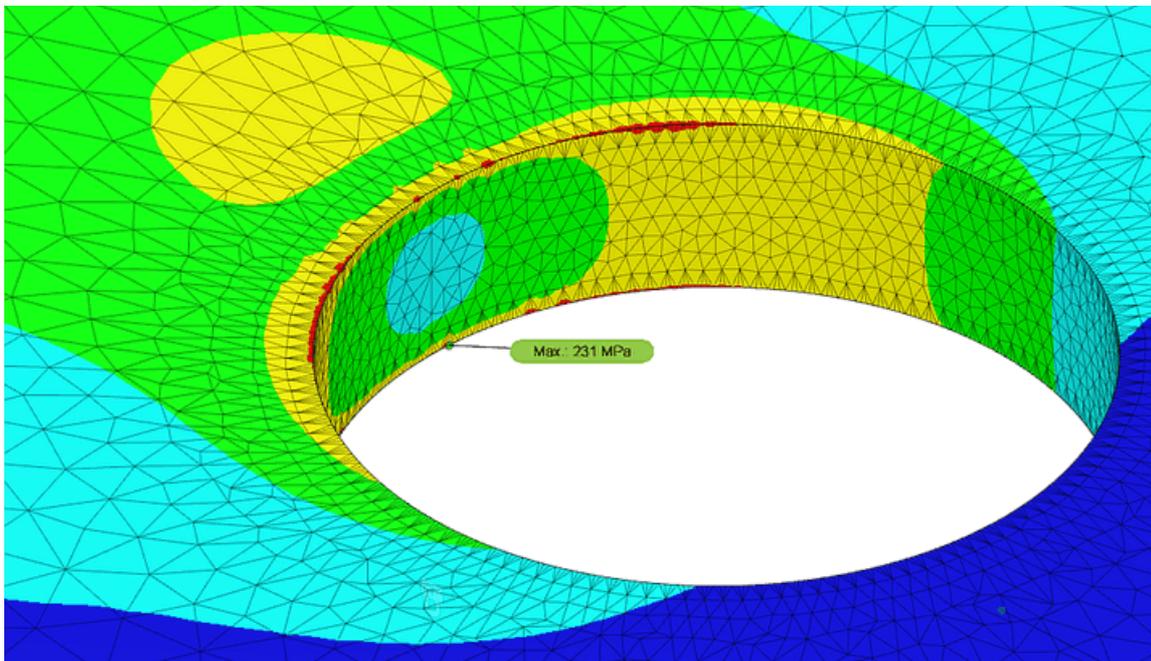
von der globalen Einstellung übernommen wird.

- Nach Auswahl der beiden Lochkanten verringern wir mittels Eingabe des gewünschten exakten Wertes die Elementgröße auf diesen Kanten. Dies wäre qualitativ auch mittels des Schiebereglers möglich.
- Nach Bestätigung der lokalen Verfeinerung sind das bisherige Netz und die zugehörigen Ergebnisse ungültig.
- Über das Kontextmenü kann man das modifizierte **Netz erzeugen** lassen.
- Nach dem **Lösen** des Gleichungssystems besitzt die Von-Mises-Spannung am Lochrand einen wesentlich plausibleren Verlauf:

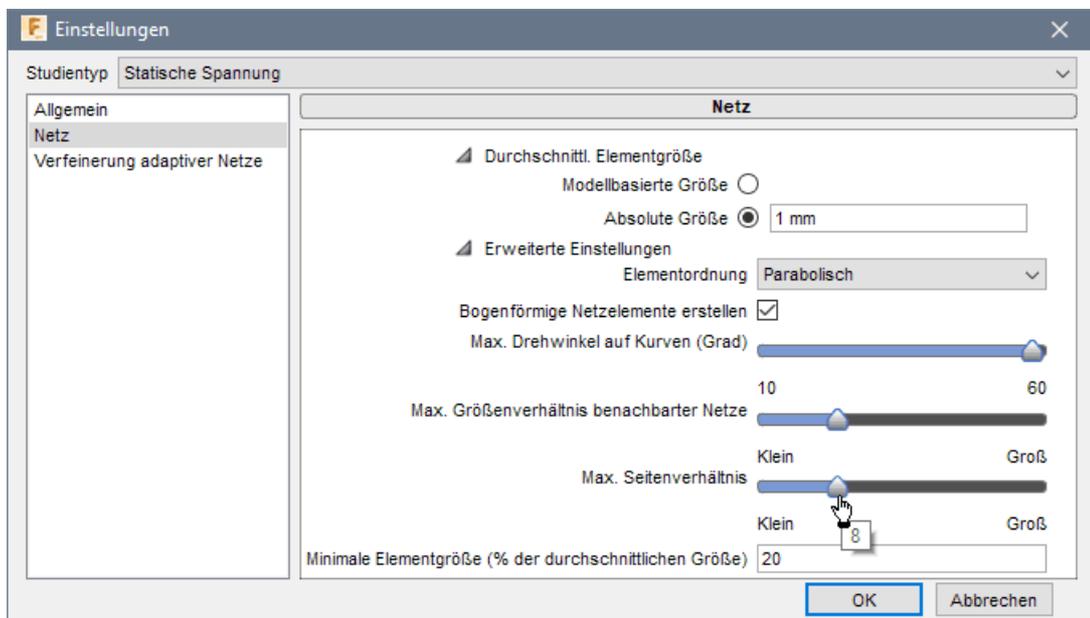


- Die Maximalspannung tritt nun entlang der Zugkraft-seitigen Lochkante auf. Der berechnete Maximalwert hat sich im Vergleich zur vorherigen groben Vernetzung um über 10% erhöht.

Um die Konsequenzen einer "beliebigen" Verkleinerung der Elementgröße entlang der Lochkanten auszuloten, verkleinern wir die durch Bearbeiten des lokalen Netzes die Elementgröße auf die kleinstmögliche **Länge=0,03 mm**:



- Damit unter diesen Bedingungen ein harmonischer Übergang zur globalen Vernetzung entsteht, muss man die erweiterten Netzeinstellungen anpassen, welche auch für die lokale Netzsteuerung wirksam sind. Im Beispiel genügte die Verringerung des max. Seitenverhältnisses für die Elemente von 10 auf 8:

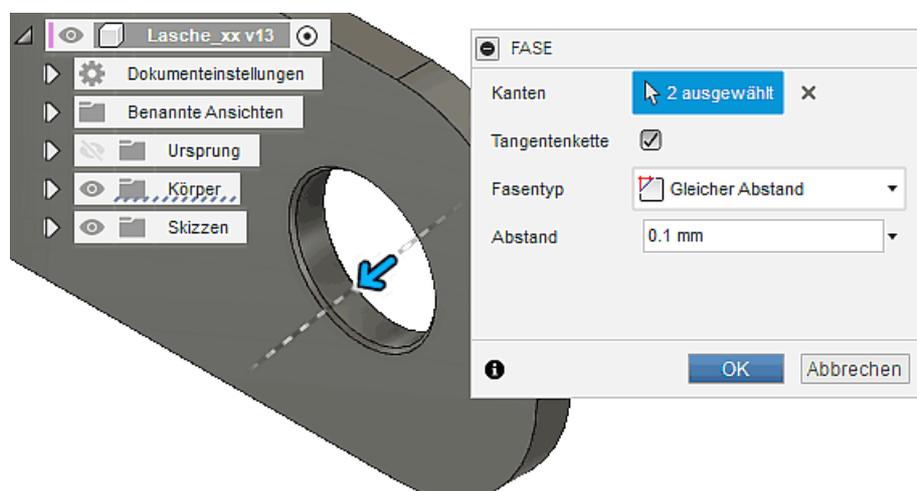


- **Hinweis:** Leider führen teilweise kleine Änderungen in den erweiterten Einstellungen der Vernetzungssteuerung zu einem "Umkippen" der Netzqualität. Man sollte also bei Bedarf möglichst immer nur einen Parameter verstellen und dann die Auswirkungen auf die Netzqualität durch Erzeugen des modifizierten Netzes beurteilen.
- Im Vergleich zur ursprünglichen groben Vernetzung erhöhte sich im Beispiel durch die weitere Verfeinerung der Lochkanten-Vernetzung die maximal berechnete Von-Mises-Spannung nun von 171 MPa auf 231 MPa

### Wichtig:

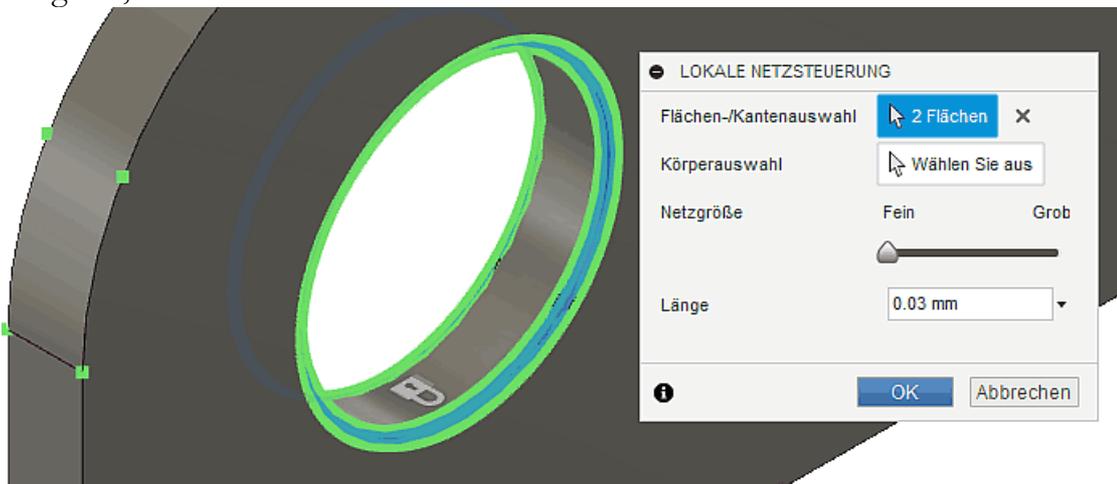
- An spannungskritischen Kanten kann die Verkleinerung der Elementgröße zu einer Erhöhung der berechneten Maximalspannung an diesen Kanten im Sinne einer Polstelle mit dem Wert "Unendlich" führen!
- Dies entspricht natürlich meist nicht der Realität, weil ideal "eckige" Kanten praktisch nicht existieren, sondern immer eine "Abrundung" durch das Fertigungsverfahren erfolgt.
- In der Praxis wird man die Ränder des Loches in der Lasche jeweils mit einer Fase versehen.
- Solche Fasen, welche eine Bedeutung für die berechnete Belastung besitzen, sollte man in der Geometrie des CAD-Modells berücksichtigen. Dies gilt nicht für Fasen, welche nur den Grat z.B. an den äußeren Kanten des Bauteils beseitigen, ohne dabei die Belastbarkeit wesentlich zu beeinflussen.

Zur Modifikation unseres CAD-Modells wechseln wir zurück in den Arbeitsbereich "**Konstruktion**" und ergänzen dort an den Lochkanten jeweils eine **0,1 mm-Fase** (**Volumenkörper > Ändern > Fase**):

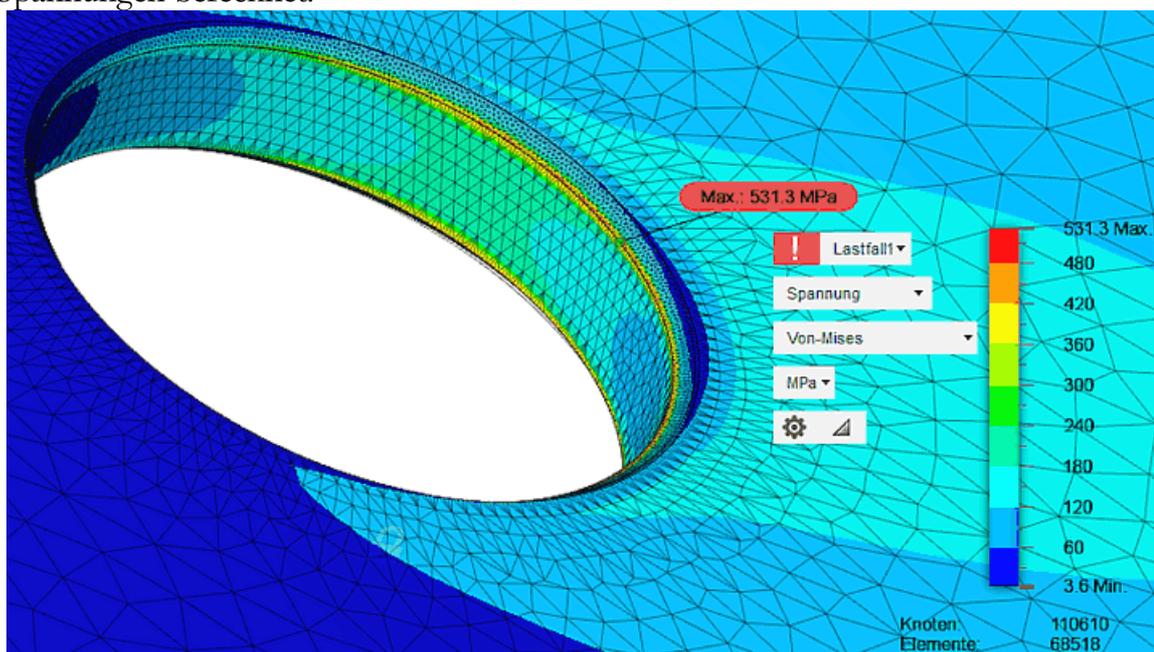


Nach Rückkehr in den Arbeitsbereich "**Simulation**" muss zuerst das FEM-Modell für die Studie repariert werden:

- Die Fasen haben die Kanten für die lokale Vernetzung zerstört. Nach dem Löschen des lokalen Netzes im Browser (über Kontextmenü), definieren wir für die Flächen der beiden Fasen die Element-Länge=0,03 mm:



- Hinweis:** Die Abhängigkeit "Fest" wurde nicht zerstört, da die Wandfläche im Loch trotz der Fasen erhalten blieb.
- Nach dem **Netz erzeugen** sollte an den Lochrändern eine harmonisch eingebundene Netzverfeinerung entstehen. Nach dem **Lösen** werden jedoch an den inneren Fasenkanten noch höhere Spannungen berechnet:



**Modellvalidierung** = Nachweis der Glaubwürdigkeit des Modellverhaltens:

- Die berechnete, undefiniert große Spannungsüberhöhung resultierte im Beispiel nicht aus der geometrisch "scharfen" Ecke am Lochrand. Experimente mit Abrundungen anstatt der Fasen führten qualitativ zu den gleichen Ergebnissen!
- Die Spannungsüberhöhung tritt immer an der Kante zwischen "normalem" Material (mit E-Modul ca. 200 GPa) und dem Bereich der festgelegten Abhängigkeit (entspricht einem Material mit unendlicher Steifigkeit!) auf. Das zeigten Experimente einer zusätzlichen Fixierung der Fasen- bzw. Rundungsflächen. Material-Diskontinuitäten führen also genauso wie geometrische Diskontinuitäten zu Spannungsänderungen!
- Unser Modell verhält sich im Rahmen der getroffenen Annahmen plausibel. Die Netzqualität kann als ausreichend angesehen werden und ermöglicht eine relativ schnelle Berechnung innerhalb von ca.

1 Minute.



Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Komponente\\_-\\_Belastung\\_-\\_Belastungsanalyse&oldid=26815](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Komponente_-_Belastung_-_Belastungsanalyse&oldid=26815)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Komponente - Belastung - Auflage-Reaktionen

Aus OptiYummy



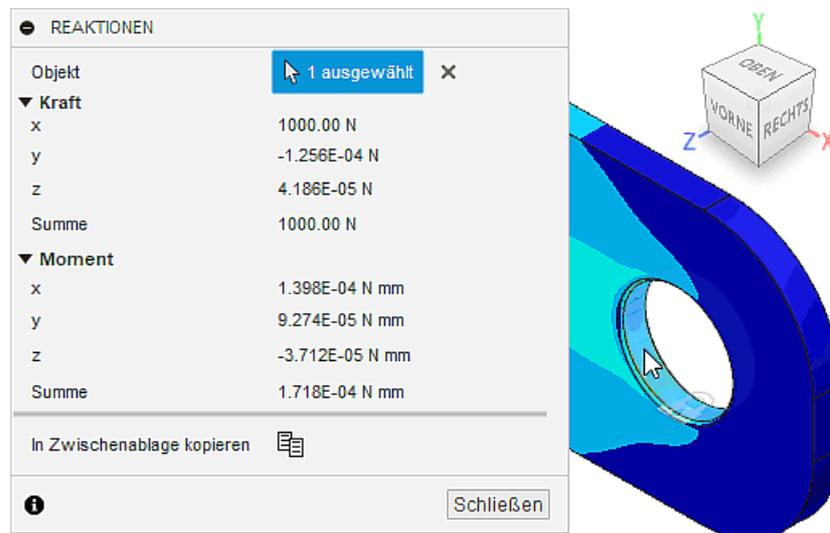
## Auflage-Reaktionen

Reaktionen sind die Kräfte, die sich an Abhängigkeiten aufgrund der angewendeten Lasten entwickeln. Aus der Verteilung und den Richtungen der Reaktionskräfte werden auch die Reaktionsmomente berechnet. Die Reaktionskräfte in einer bestimmten Richtung sollten der Größe der Gesamlast in der gleichen Richtung entsprechen, jedoch in entgegengesetzter Richtung wirken. Daher kann man durch Überprüfung der Reaktionen sicherstellen, dass das Modell korrekt eingerichtet ist:

- Für die Dimensionierung der Lagerstellen sind die Lagerkräfte und Momente von Interesse.
- Außerdem bieten die Auflagereaktionen eine Möglichkeit der Modell-Validierung - für jeden mechanischen Freiheitsgrad  $i$  muss folgende Bedingung erfüllt sein:

$$\Sigma \text{Auflagereaktionen}_i + \Sigma \text{Last}_i = 0$$

**Ergebnisse > Prüfen > Reaktionen** bietet die Möglichkeit, die Reaktionskräfte und -momente für diejenigen Modellobjekte (Scheitelpunkte, Kanten, Flächen) abzurufen, welche mit Abhängigkeiten versehen sind. Im Beispiel ist dies die festgelegte innere Mantelfläche des Loches:



- Aufgelistet werden die Kraftkomponenten in die einzelnen Koordinatenrichtungen (als Summe aller Kräfte, falls mehrere "Einspannungen" als Objekte gewählt wurden).
- Daraus wird dann der Betrag des daraus resultierenden Kraftvektors gebildet (im Bild etwas unpräzise als "Summe" bezeichnet).
- Für unser Beispiel sollte der Betrag der Auflagekraft genau dem Betrag der Lastkraft entsprechen. Es ist kein Restfehler erkennbar..
- Das berechnete Reaktionsmoment ist "praktisch" Null infolge der symmetrischen Befestigung und Belastung.
- Die kleinen Kraft- und Momenten-Werte mit Beträgen von ca.  $1E-4$  stellen in unserem Beispiel numerisches Rauschen dar und entsprechen praktisch dem Wert Null.



Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Komponente\\_-\\_Belastung\\_-\\_Auflage-Reaktionen&oldid=25038](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Komponente_-_Belastung_-_Auflage-Reaktionen&oldid=25038)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Komponente - Belastung - Vergleichsspannung

Aus OptiYummy

↑



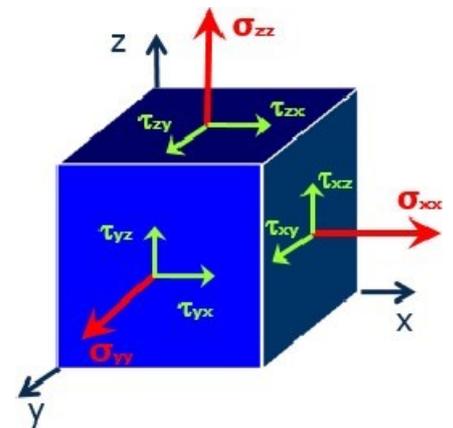
## Interpretation der Vergleichsspannung

Für das Bauteil wird der dreidimensionale Spannungszustand berechnet. Der Spannungszustand an einer beliebigen Position ist definiert durch:

- **drei Normalspannungen** (Spannung XX, Spannung YY und Spannung ZZ) sowie
- **drei Schubspannungen** (Spannung XY, Spannung YZ und Spannung XZ)

Daraus abgeleitet ergeben sich die drei Hauptspannungen, von denen nur zwei praktisch relevant sind:

- **1. Hauptspannung:**  
repräsentiert die **Druckspannung** in jedem Punkt
- **3. Hauptspannung**  
repräsentiert die **Zugspannung** in jedem Punkt



Mittels sogenannter Vergleichsspannungshypothesen werden die Schubspannungen des mehrachsigen Spannungszustandes in äquivalente Normalspannungen umgerechnet, weil die Werkstoffkennwerte nur für den einachsigen Spannungszustand gelten. Dafür gibt es je nach Belastungsfall und Werkstoffeigenschaften unterschiedliche Hypothesen:

- Die Gestaltänderungshypothese (GEH) berechnet die **Von-Mises-Spannung**, welche für zähe, verformbare Werkstoffe (wie Aluminium, Bronze, Stahl) bei statischer oder wechselnder Belastung als Vergleichsspannungsgröße verwendbar ist. Nur diese Hypothese ist im *Fusion* implementiert.
- Der Vergleich dieser "Von-Mises-Spannung" mit der Streckgrenze ist eine gängige Methode, um einen Sicherheitsfaktor zu berechnen und das Versagen von verformbaren Materialien vorherzusagen. In der vorliegenden Implementierung basiert die Berechnung auf der Bruchhypothese der maximalen Vergleichsspannung für dehnbare Materialien (**von-Mises-Hencky-Theorie**).

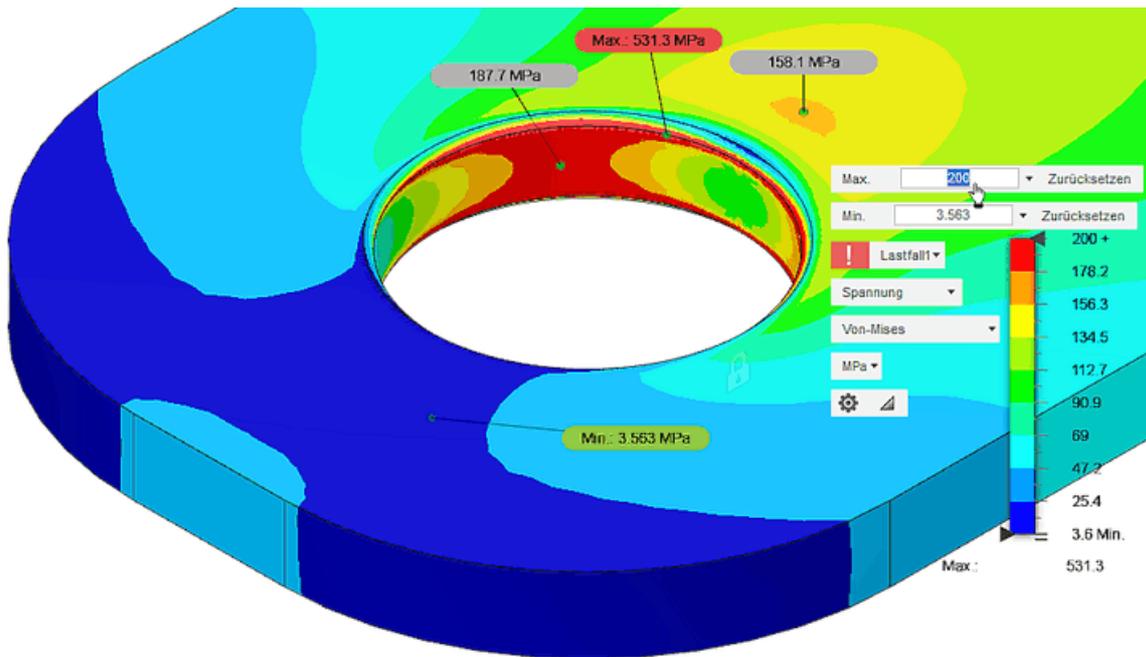
Nach der Simulation haben wir bereits die berechnete mechanische Mises-Vergleichsspannung farblich codiert auf der Oberfläche des Bauteils als "Kontur-Darstellung" angezeigt. Die Farbskala ist dabei automatisch zwischen dem Minimal- und Maximal-Wert der Spannung linear skaliert.

### **Hinweis:**

Die Grenzen der Farbleiste schränken wir auf einen sinnvollen Bereich ein. Die automatische Skalierung "verbrauchte" bereits ca. die Hälfte des Farbspektrums für den engen Bereich am Lochrand:

- **Prüfen > Min./Max. einblenden** zeigt die Maximalspannung von über 500 MPa auf einer Fasen-Kante direkt an der festen Einspannung. Die konkrete Position des Maximums auf der Kante wird durch numerisches Rauschen bestimmt!
- **Ergebniswerkzeuge > Legende Min/Max** blendet oberhalb der Farb-Legende Eingabefelder für die Legenden-Grenzwerte ein. Standardmäßig sind diese mit den aktuellen Extremwerten der

dargestellten Größe belegt, auf welche jederzeit ein "Zurücksetzen" erfolgen kann. Im Beispiel genügt eine ungefähre Halbierung des Maximalwertes:



- **Prüfen > Oberflächenantasten erstellen** ermöglicht die Anzeige von Werten für ausgewählte Punkte der Oberfläche. Beispielhaft wurden die Werte für das lokale Maximum unweit des Lochrandes und für das Mitte des stark belasteten Bereiches auf der seitlichen Lochwand eingeblendet. Man sollte damit auch wertmäßig bekannte Spannungswerte überprüfen (Spannung in der Nähe der Last-Zugkraft muss entsprechend der Querschnittsfläche **100 MPa** betragen!).

### Bewertung der berechneten Maximalspannungen am Lochrand:

- Eventuelle Effekte unrealistisch "scharfer" Kanten wurden durch die Fasen am Lochrand bereits vermieden.
- Die wesentliche Vereinfachung des FEM-Modell besteht noch in der vollständigen Fixierung der Lochwandung. Die Verwendung eines realen Bolzens mit einem E-Modul in der Größenordnung des Materials der Lasche wird zu einem anderen Ergebnis führen!
- Die entscheidende Frage ist nach der Größe des daraus resultierenden Fehlers!
- Mit einer einfachen Überschlagsrechnung kann man zumindest einen Minimalwert der für das statische Gleichgewicht erforderlichen Spannung am Lochrand berechnen. Dabei wird angenommen, dass die Last nur auf der Zugkraft-zugewandten Loch-Seite getragen wird, wie man auch anhand der Spannungsverläufe erkennt:
  1. Für den homogenen Spannungsverlauf gilt in der Lasche  $1000 \text{ N}/10 \text{ mm}^2=100 \text{ MPa}$  (Spannung=Kraft/Querschnitt)
  2. Der in Krafrichtung projizierte Querschnitt der angefasten Bohrung beträgt  $4 \times 0,8 \text{ mm}^2=3,2 \text{ mm}^2 \rightarrow$  das ergäbe bei homogener Belastung entlang der projizierten Lochwand eine minimal erforderliche Spannung von **312,5 MPa**. Da die Belastung insbesondere infolge der Kerbeffekte nicht homogen ist, liegt der berechnete Maximalwert von über **500 MPa** entgegen aller vorheriger Überlegungen doch in einem physikalisch glaubwürdigen Bereich!

**Wichtig:** Die berechneten Ergebnisse sollte man erst nach intensiven Überlegungen akzeptieren!





# Software: FEM - Tutorial - 2D-Komponente - Belastung - Deformation

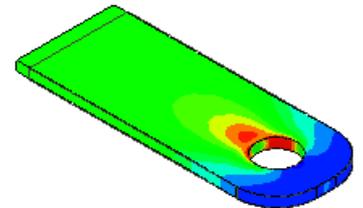
Aus OptiYummy

↑

## ← → Deformation

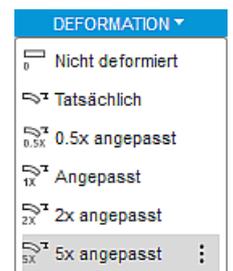
Aus den aufgebrachtten Lasten resultiert infolge der Lagerstellen eine Deformation des Bauteils:

- Für statische Simulationen im linearen Bereich ist die Geometrieverformung bezogen auf die Gesamtmodellgröße meist sehr gering. Um trotzdem zu verstehen, wie die Verformung stattfindet, wird ein automatischer Übertreibungseffekt bereitgestellt.
- Diese "angepasste" Verformung wurde standardmäßig bereits zusammen mit der farblich dargestellten Belastungsgröße im Vergleich zum Drahtgitter der Ausgangsform dargestellt:

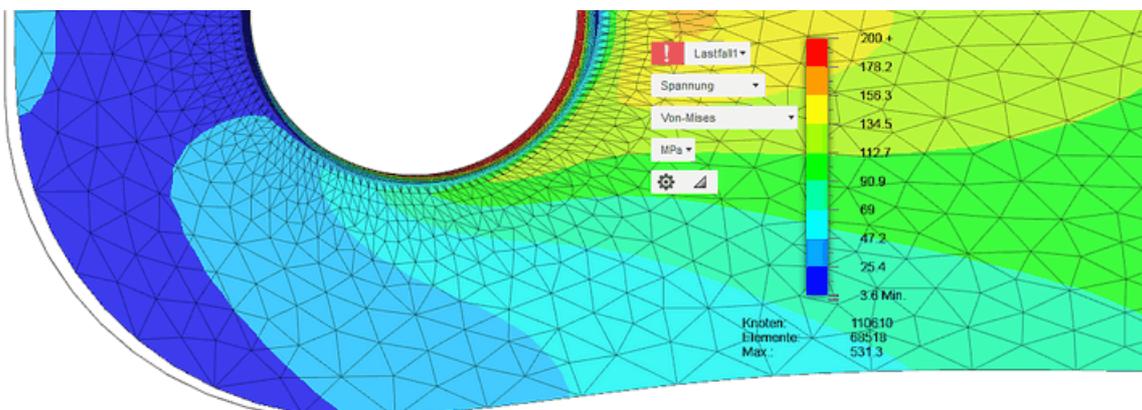


**Angepasst** ist die vorgegebene Option der Deformationskala für alle Studientypen (außer nichtlinearen statischen Studien und Ereignissimulationstudien):

- Die Deformationskala ist eine Funktion der Größe des virtuellen Rahmens des Modells und der Größe der berechneten maximalen Verschiebung.
- Der Skalierungsfaktor ist gleich  $0.5 * (\text{diagonale Länge des virtuellen Rahmens}) / (\text{maximale Größe der Verschiebung})$ . Dies entspricht einer maximalen Verformung von ca. 5% der maximalen Modellgröße.
- **Ergebnisse > Deformation** stellt folgende Optionen der Deformationsdarstellung bereit: undeformiert, tatsächlich, 2,5%, 5%, 10%, 25%.



Zur besseren Verdeutlichung des Deformationsverhaltens wählen wir eine 5-fache Überhöhung im Vergleich zur Option "angepasst":

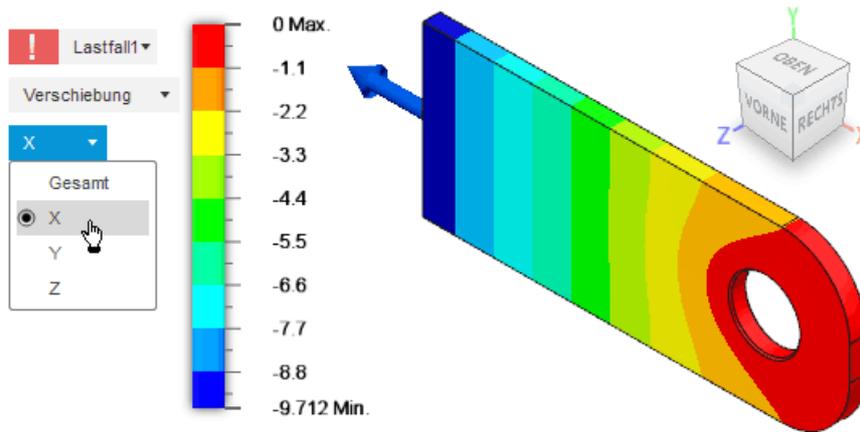


- Man erkennt nun deutlich, dass das Material der Lasche am zugkraftseitigen Lochrand einer starken Verformung unterliegt und diese in eine Einschnürung des geraden Laschenteils übergeht.
- Der Lochrand selbst bleibt infolge der vollständigen Fixierung unverformt.

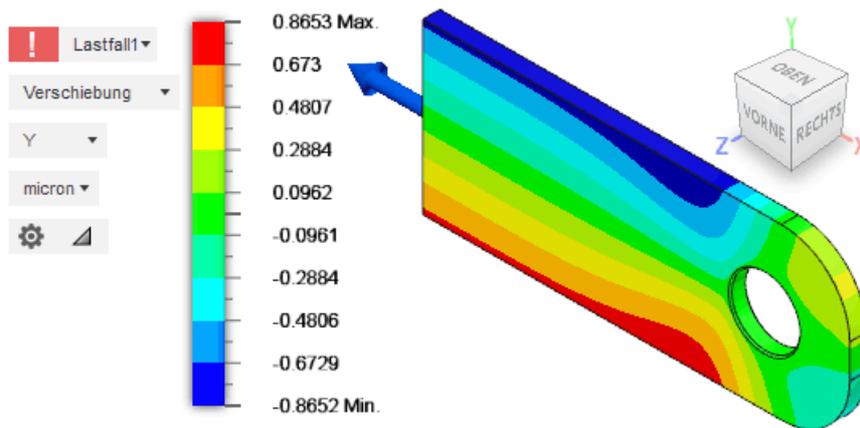
Jedem Punkt des Bauteils ist ein Verschiebungsvektor zugeordnet. Die drei Komponenten (X,Y,Z) der Gesamt-Verschiebung werden separat zu dieser als Ergebnisse der Simulation bereitgestellt. Davon kann man eine Verschiebungsrichtung auswählen, welche dann anstatt der Spannungen als Kontur auf dem

Bauteil dargestellt wird. In diesem Fall ist das Abschalten der Deformationsdarstellung sinnvoll:

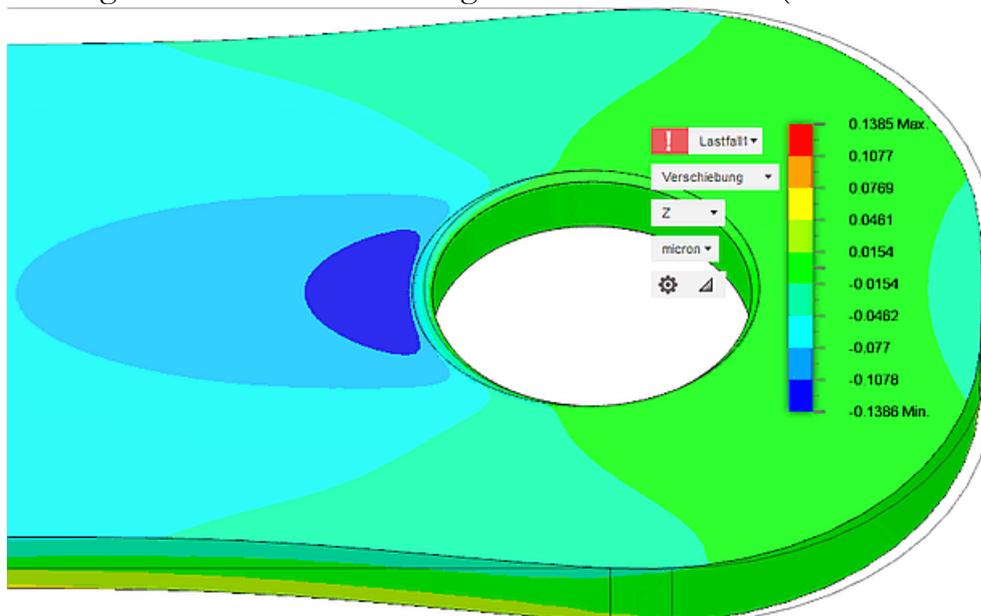
- An der Farblegende kann man direkt ablesen, dass im Beispiel die maximale Verschiebung in X-Richtung ca. **9,7  $\mu\text{m}$**  beträgt, wenn man zuvor "micron" als Einheit gewählt hat:



- Das Vorzeichen der Verschiebungswerte ist positiv in Richtung der zugehörigen Koordinaten-Achse.
- Die Deformation findet nicht nur in Zug-Richtung statt, sondern es erfolgt auch eine Einschnürung quer zur Zugbelastung. Diese Einschnürung in Y-Richtung beträgt im Beispiel ca. **0,87  $\mu\text{m}$**  auf jeder Seite:



- Die Dicken-Änderung der Lasche in Z-Richtung ist wesentlich kleiner (hier mit "5x angepasst"):

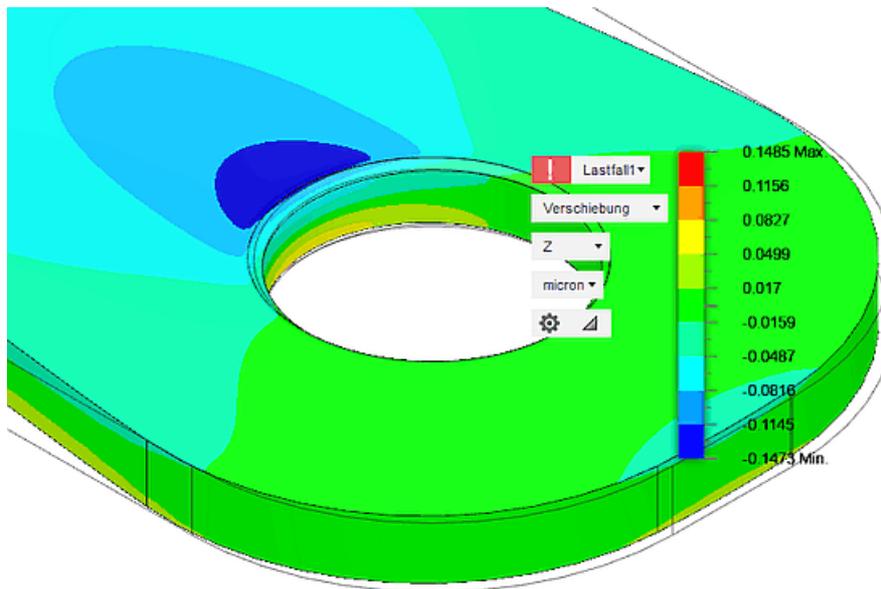


- Infolge der festgelegten Abhängigkeit der Lochwand (mit Z-Verschiebung=0) existiert jedoch ein starker Gradient der Verschiebung zu dem "Hotspot" direkt vor dem Loch mit einer Z-Verschiebung von ca. **0,14  $\mu\text{m}$** .

- Bei einem realen verschweißten Bolzen mit ähnlichem E-Modul wie die Lasche, wird dieser starke Verschiebungsgradient in Z-Richtung am Lochrand abgeschwächt.

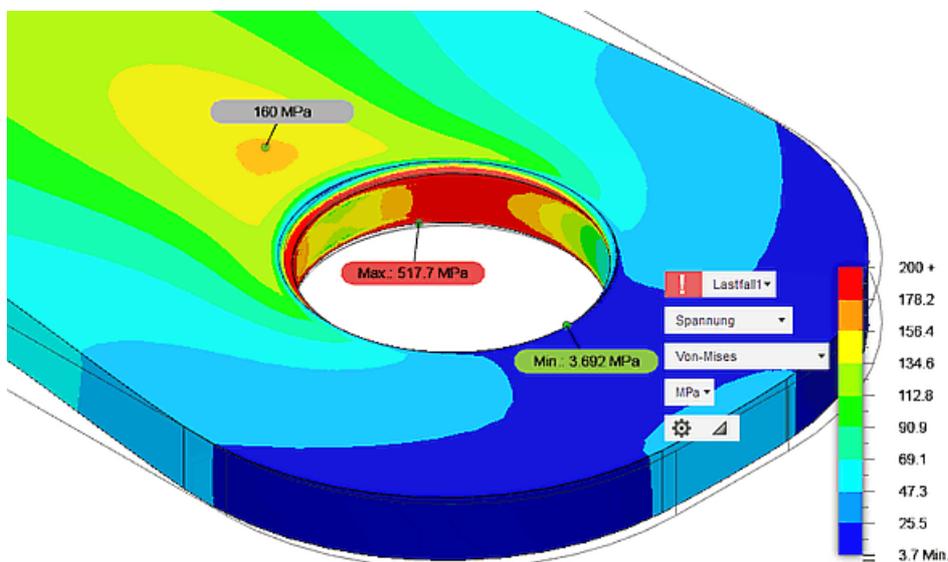
Die komplette Festlegung des Lochrandes sorgte bisher für die erforderliche statische Bestimmtheit des FEM-Modells:

- Wir entfernen die Festlegung in Z-Richtung, um die Auswirkung der verhinderten Dickenänderung am Lochrand auf die Belastung zu untersuchen.
- Eine Möglichkeit, die erforderliche Festlegung des Modells in Z-Richtung wieder herzustellen, besteht in einer zusätzlichen strukturellen Abhängigkeit "Fest" in Z-Richtung für die Stirnfläche, an welcher die Zugkraft angreift.
- Da wir nur Zugkräfte untersuchen, können wir die daraus resultierende Warnung in Hinblick auf die eingeschränkte Last-Wirkung ignorieren (vor dem Lösen nicht "Reparieren"!).
- Die Simulation führt nun zu einem veränderten Verformungsverhalten für den Lochrand:



- Es erfolgt durch Wegfall der Z-Festlegung eine Verringerung der Dicke entlang der Lochwand.
- **Hinweis:** Die erforderliche Z-Festlegung für das Modell, welche wir auf die Kraftangriffsfläche verlagert haben, verfälscht natürlich nun etwas die Verformung und Belastung dieser Fläche, was uns im Beispiel nicht stört!

Es interessieren uns nun die Auswirkungen der modifizierten strukturellen Abhängigkeiten auf die maximale Belastung der Lasche:



- Die maximale Von-Mises-Spannung verringert sich durch die Nachgiebigkeit in Z-Richtung nur um wenige Prozent.
- Diese Stabilität der Lösung deutet darauf hin, dass die Nachbildung für einen "verschweißten" Bolzen mittels der gewählten strukturellen Abhängigkeiten zu einigermaßen glaubwürdigen Ergebnissen führt.

← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Komponente\\_-\\_Belastung\\_-\\_Deformation&oldid=25042](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Komponente_-_Belastung_-_Deformation&oldid=25042)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Komponente - Belastung - Beanspruchung

Aus OptiYummy

↑

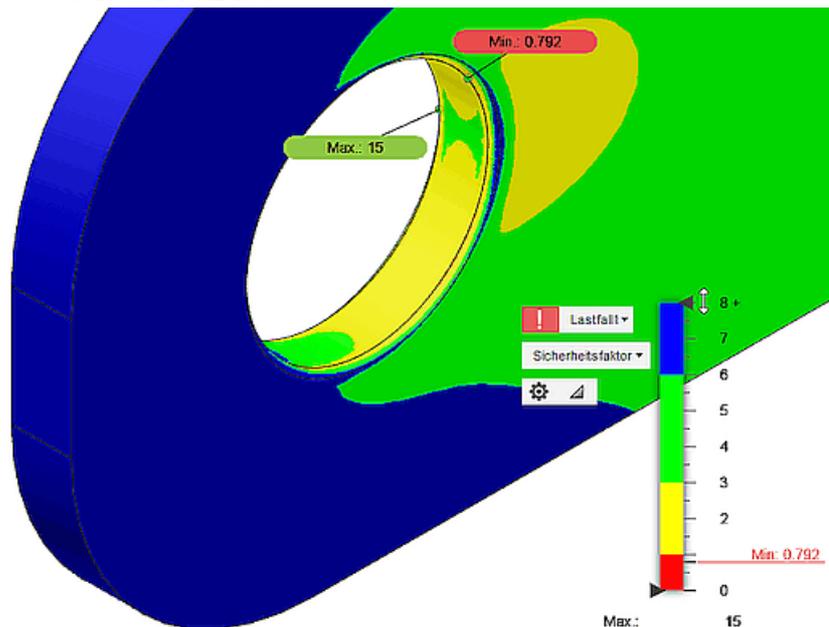


## Beanspruchung (Sicherheitsfaktor)

Der **Sicherheitsfaktor** (gegen Fließen) für zähe Materialien (z.B. Stahl, Aluminium) wird definiert als das Verhältnis der Streckgrenze des Materials zur maximal auftretenden Belastung:

$$S_F = R_e / \sigma_{\max}$$

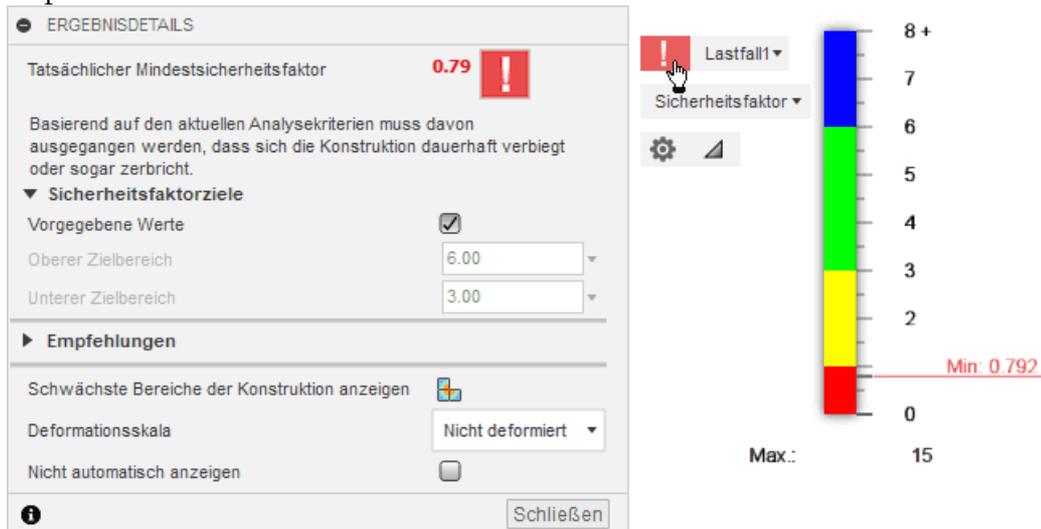
- Als maximal auftretende Belastung wird für zähe Materialien der ermittelte Maximalwert der Von-Mises-Spannung (im Beispiel **518 MPa**) verwendet.
- Wir haben die Streckgrenze (hier **410 MPa**) als Kriterium für die Berechnung des Sicherheitsfaktors für das zähe Material gewählt.
- Daraus müsste für die Position der höchsten Belastung im Beispiel ein **Sicherheitsfaktor=0,79** angezeigt werden, was auch der Fall ist:



- **Hinweis:** Für spröde Materialien muss man stattdessen die Zugfestigkeit als Kriterium wählen. Dann wird jedoch diese im Verhältnis zur maximal 1. Hauptspannung betrachtet (Sicherheitsfaktor gegen Bruch!).
- Ein Sicherheitsfaktor kleiner 1 weist normalerweise auf einen Konstruktionsfehler hin, der mit ziemlicher Sicherheit zu einer Zerstörung des Teils führt (Deshalb auch das rote Ausrufezeichen an der Legende).
- Der maximale Wert des Sicherheitsfaktors wird im *Fusion 360* auf 15 begrenzt, um eine anschauliche Farbkontur für die interessanten Bereiche zu erhalten.
- Im Beispiel beschränkt sich der zu hoch belastete (dunkelrote) Bereich auf extrem schmale Kreisinge am Rand zur "Verschweißung" und praktisch nicht sichtbar.

Leider ist die Konfigurierbarkeit der Legende für Sicherheitsfaktoren entgegen der Dokumentation in der aktuellen Version stark eingeschränkt (max. 4 Farbstufen für Banddarstellung). Die beschriebenen **Tipps** zur Hervorhebung des kritischen Bereiches nützen deshalb nichts:

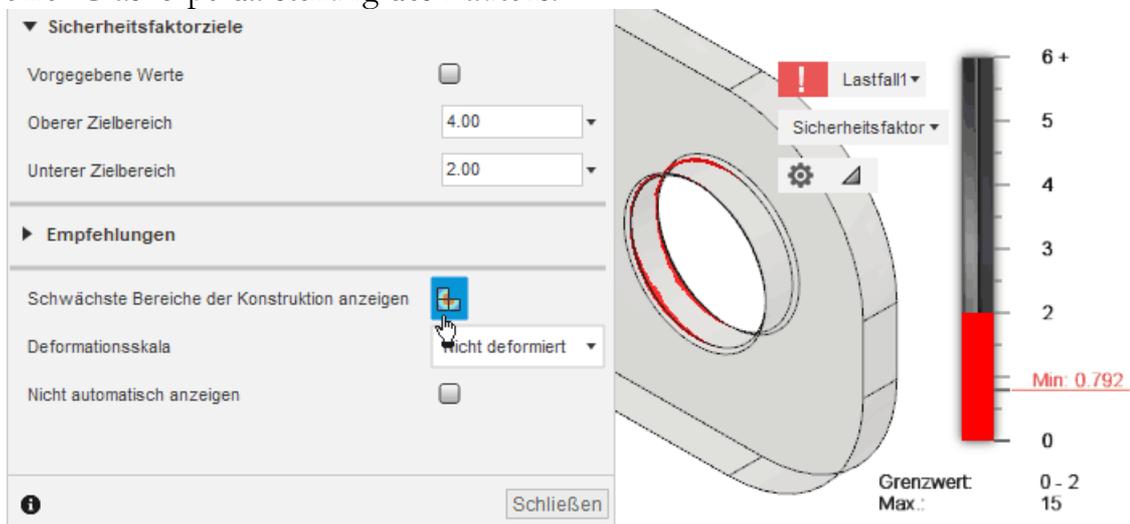
- Nur über das ERGEBNISDETAILS-Fenster (Aufruf über Statussymbol an der Legende) besteht zur Zeit eine Möglichkeit, die dargestellte Farbkontur an den interessierenden Zielbereich für die Belastung anzupassen:



- Entscheidend für die Skalierung der Legende und den Sicherheitsfaktor-Status ist der Zielbereich für den minimalen Sicherheitsfaktor (standardmäßig 3 bis 6).
- Es werden werden folgende Status-Symbole und Farbbereiche unterschieden:
  - Rotes Ausrufezeichen:** der minimale Sicherheitsfaktor liegt unter dem Wert 1 oder bei eigenem Zielbereich unterhalb dieses Bereiches.
  - Gelbes Ausrufezeichen:** (nur bei unveränderten Zielbereich-Vorgabewerten!) der resultierende minimale Sicherheitsfaktor liegt zwischen 1 und unterem Zielbereichswert.
  - Grünes Häkchen:** der minimale Sicherheitsfaktor befindet sich innerhalb des wirksamen Zielbereichs.
  - Blaues doppeltes Häkchen:** der minimale Sicherheitsfaktor überschreitet den oberen Zielbereichswert.
- Hinweis:** der Wert des minimalen Sicherheitsfaktors ist in der Legende im zugehörigen Farbbereich gekennzeichnet

Wir ändern unseren Sicherheitsfaktor-Zielbereich auf 2 bis 4:

- Daraufhin existieren nur noch die Farbbereiche rot, grün und blau.
- Der Maximalwert der Legende liegt immer um den Wert 2 über dem oberen Zielwert.
- Die Anzeige des schwächsten Teils der Konstruktion (roter Bereich) erfolgt sehr anschaulich im Rahmen einer Glaskörperdarstellung des Bauteils:



- Die stark belasteten Kantenabschnitte sind nach Aktivierung von "**Schwächste Bereiche der Konstruktion anzeigen**" deutlich zu erkennen.

Um nicht für das Versagen unzulänglicher Konstruktionen finanziell zu haften, erfolgen von Autodesk-Seite ausführliche Erläuterungen in Hinblick auf den **Sicherheitsfaktor einer Konstruktion** in der Online-Hilfe:

- Wir streben im Beispiel einen minimalen Sicherheitsfaktor=2 an. Dazu verringern wir die Zugkraft soweit, bis dieser Minimalwert angezeigt wird.
- **Wichtig:** Da ein linearer, reziproker Zusammenhang zwischen Zugkraft und Sicherheitsfaktor existiert, kann man die zulässige Zugkraft für den Sicherheitsfaktor 2 sehr einfach berechnen!

### Fragen:

- Wie groß ist die zulässige Zugkraft, wenn der Sicherheitsfaktor=2 im Modell an allen Stellen eingehalten werden soll.
- Wie groß ist die maximale von Von-Mises-Vergleichsspannung bei dieser ermittelten zulässigen Zugkraft?
- Die als Bestandteil der Lösung einzusendende Studie ist mit dem ermittelten Kraftwert zu konfigurieren!



Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Komponente\\_-\\_Belastung\\_-\\_Beanspruchung&oldid=22967](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Komponente_-_Belastung_-_Beanspruchung&oldid=22967)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Komponente - Belastung - Spielpassung

Aus OptiYummy

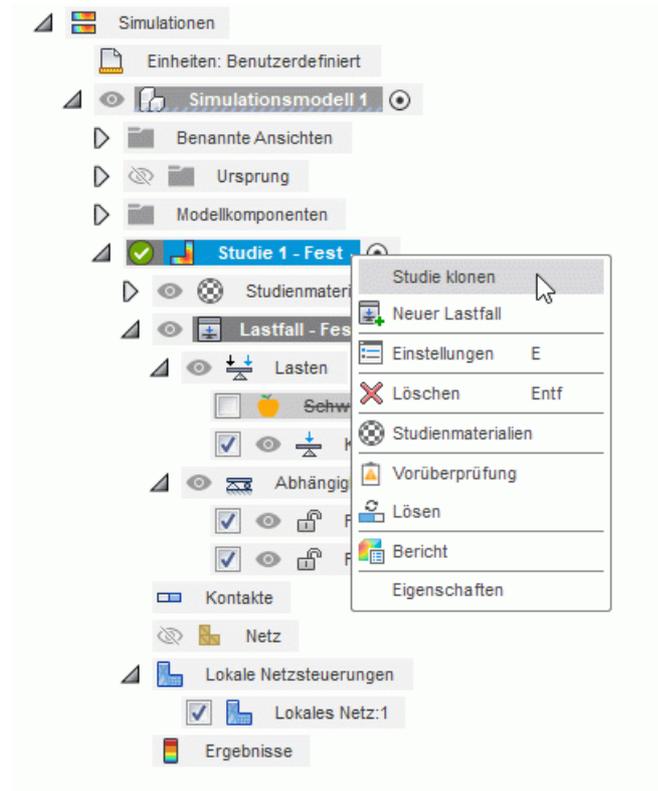
↑



## Neue Studie: Spielpassung auf biegesteifem Bolzen

**Studie** entspricht dem gesamten Aufbau von Lasten und Abhängigkeiten, sowie den Netzeinstellungen:

- Ein Lastfall beschreibt eine konkrete Belastungssituation für ein Bauteil bzw. eine Baugruppe.
- Bauteile / Baugruppen sind in der Realität unterschiedlichsten Belastungssituationen ausgesetzt, welchen sie allen standhalten müssen. Deshalb muss man im Normalfall auch das Modellverhalten unter verschiedenen Belastungssituationen analysieren.
- Moderne FEM-Umgebungen bieten die Möglichkeit, mehrere Lastfälle für ein Finite-Elemente-Netz (entspricht der modellierten Geometrie) zu definieren und zu simulieren. Theoretisch würde das auch hier ausreichen.
- Betrachtet man allerdings wie in unserem Beispiel zwei getrennte Fälle, so bietet es sich an die gesamte Studie zu klonen. Dadurch bleiben die bisherigen Ergebnisse erhalten und man muss zum Umschalten nicht manuell Lasten aktivieren bzw. deaktivieren.

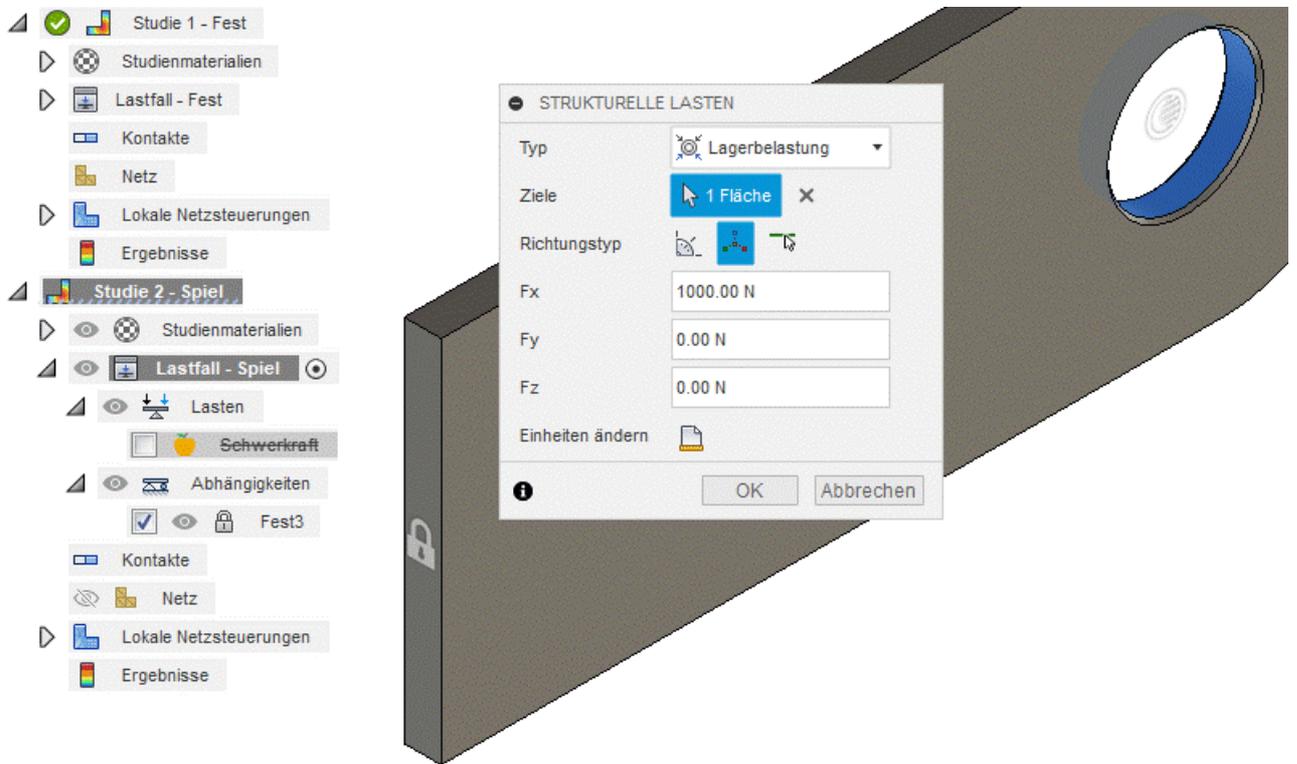


Die Annahme einer festen und unendlich steifen Verbindung zwischen Lasche und einem unverformbaren Bolzen ist sicher etwas unrealistisch. Die resultierenden Belastungen werden sich von den realen Verhältnissen mehr oder weniger stark unterscheiden:

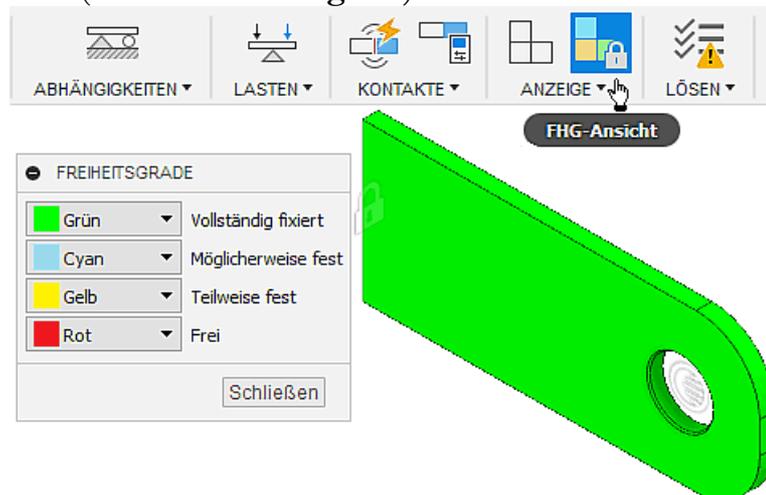
- **Studie 1** nutzen wir zur Nachbildung dieser idealisierten "Schweißverbindung". Diese sollte einen sinnvollen Namen erhalten (z.B. "**Fest**").
- **Neue Studie "Spiel"** soll der Befestigung der Lasche mittels Spielpassung auf einem Bolzen entsprechen.

Wir löschen innerhalb der neuen Studie den alten Lastfall (falls dabei mehr als nur die "Inhalte" des Lastfalls verschwinden: 'Kontextmenü > neuer Lastfall) und konfigurieren einen neuen so, dass die Belastungsverhältnisse einer Spielpassung nachgebildet werden:

- Der Bolzen soll vereinfacht wieder als biegesteif angenommen werden.



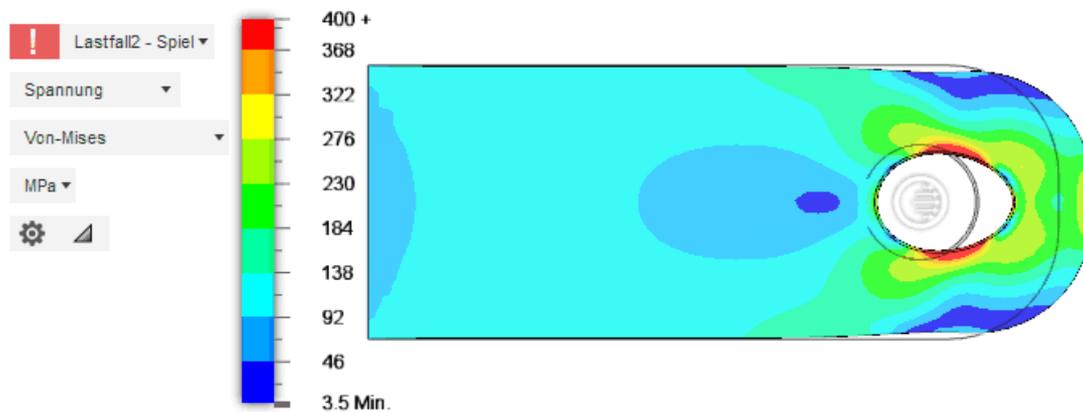
- Dazu verwenden wir die strukturelle Last "**Lagerbelastung**" mit Angabe des Kraftwertes in X-Richtung.
- Für die erforderliche vollständige Fixierung des Modell-Körpers sorgt die strukturelle Abhängigkeit "Fest" in allen Koordinatenrichtungen an der Stirnfläche.
- Die vollständige Fixierung widerspiegelt sich in der grünen Farbe des Bauteils nach Wahl von **Anzeige > FHG-Ansicht** (FHG ... Freiheitsgrade):



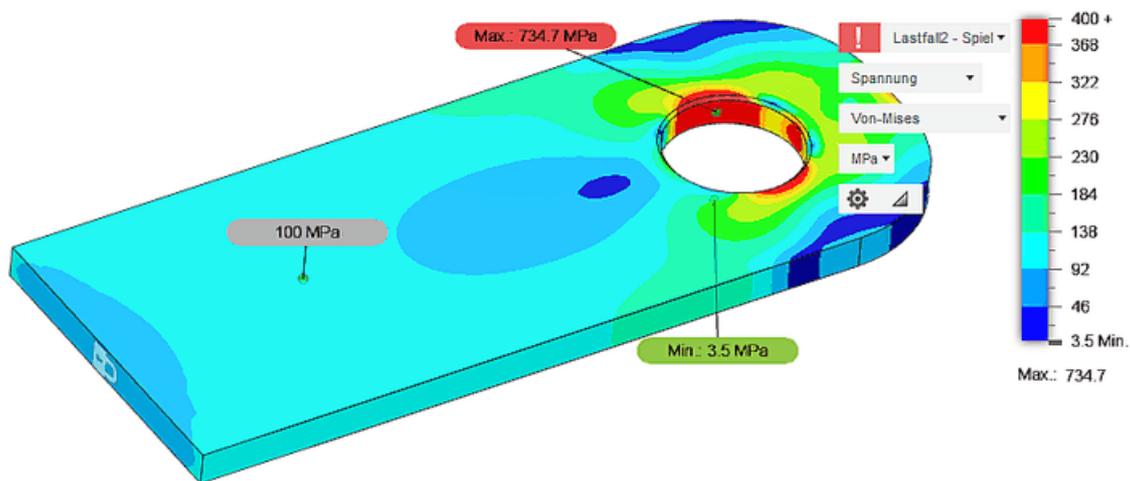
### Hinweise:

- Aktiviert man z.B. durch Doppelklick den vorherigen Lastfall, so zeigt die Farbe Cyan eine mögliche Unsicherheit in Hinblick auf die vollständige Fixierung infolge unserer Trickserei mit der Z-Festlegung der Stirnfläche.
- Vor dem Starten der Lösung sollte wieder die zweite, jetzt interessierende Studie aktiviert werden, damit dann deren Ergebnisse berechnet werden.

Nach dem Lösen werden die Ergebnisse der aktiven Studie dargestellt. Die Darstellung der Von-Mises-Spannung auf dem deformierten Modell zeigt für die Spielpassung eine qualitativ völlig andere Belastung der Lasche:



- Das Loch wird aufgeweitet. Es drückt nur ca. die Hälfte der Innenwand des Loches auf den Bolzen.
- Die höchste Belastung entsteht nun auf der abgerundeten Seite der Lasche und durch Druckbelastung an den seitlichen Kontaktflächen des Loches zum Bolzen.
- **Wichtig:** Die Loch-Kanten sind nun nicht mehr die kritischen Stellen für die Sicherheit! Entscheidend ist jetzt nur noch die Flächen-Pressung an der Lochwand:



### Fragen:

- Welche Zugkraft verträgt die Lasche bei Befestigung mittels Spielpassung, damit der Sicherheitsfaktor  $> 2$  für das gesamte Bauteil gilt?
- Wie groß sind im Vergleich die maximalen Verformungen der Lasche beim "Verschweißen" und beim Befestigen mittels Spielpassung?
- Der als Bestandteil der Lösung einzusendende Lastfall "Spiel" der Studie ist mit dem ermittelten Kraftwert zu konfigurieren!



Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Komponente\\_-\\_Belastung\\_-\\_Spielpassung&oldid=25369](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Komponente_-_Belastung_-_Spielpassung&oldid=25369)“

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Komponente - Belastung - Modalanalyse

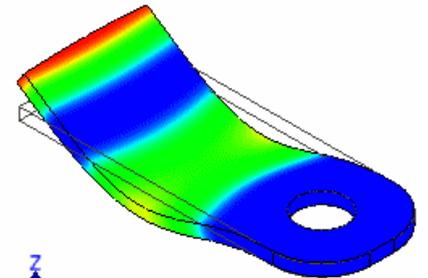
Aus OptiYummy

↑



## Resonanz-Frequenzen mit fixiertem Lochrand

Unsere Lasche wird nach einer Anregung (z.B. mit einem kurzen Schlag) irgendwie vibrieren. Liegen die Frequenzen der Vibration im Hörbereich, so hört man dies infolge der Luftschall-Übertragung z.B. als "Klirren", was in vielen Situationen als störend empfunden wird.

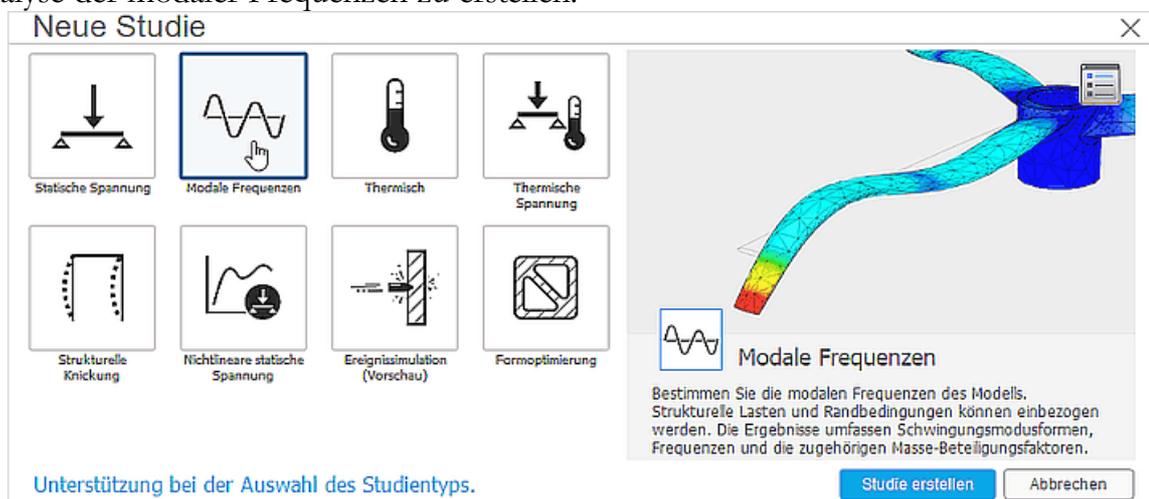


Mittels der sogenannten **Modalfrequenz-Analyse** kann man die Eigenfrequenzen (Eigenwerte) und die zugehörigen Eigenschwingungsformen (Eigenformen) ermitteln. Die Modalfrequenz-Analyse (oder kurz **Modalanalyse**) wird deshalb auch Eigenwertanalyse oder Eigenwertproblem genannt:

- **Eigenfrequenz** eines schwingfähigen Systems ist eine Frequenz, mit der das System nach einmaliger Anregung schwingen kann.
- **Eigenform** (auch "Schwingungsmode" oder kurz "Mode") bezeichnet die Form der Schwingung bei einer bestimmten Eigenfrequenz. Unsere fest eingespannte Biegefeder ("verschweiß") wird z.B. vertikal, horizontal oder drehend jeweils mit einer anderen Frequenz in Resonanz schwingen. Zusätzlich gibt es dann für jede diese Schwingungsformen noch die Oberwellen.

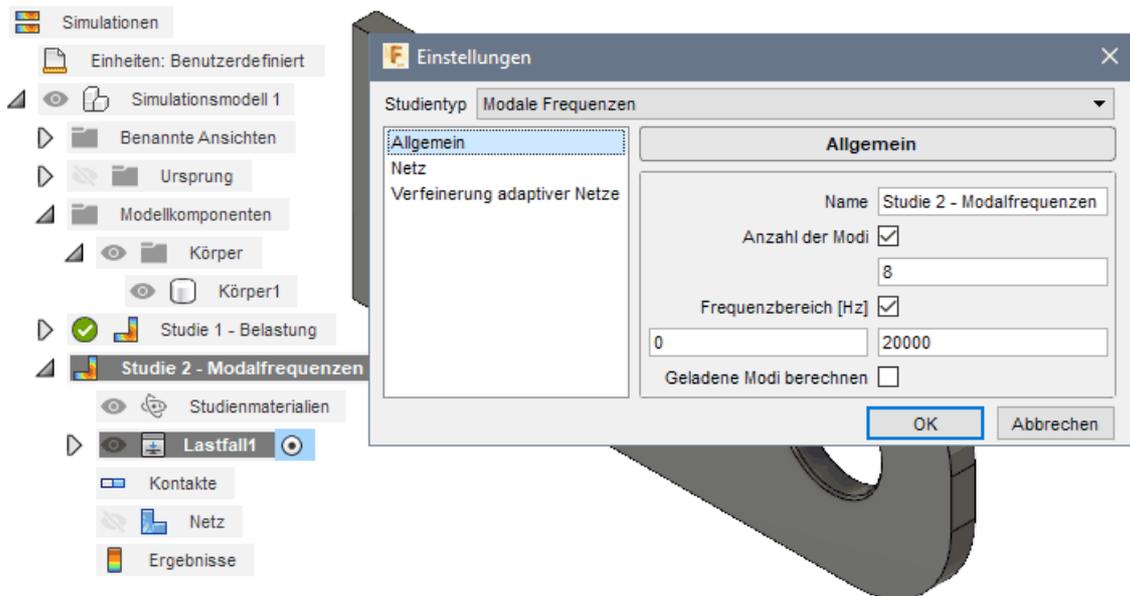
Um **Simulationen** der Eigenfrequenzen für unsere Lasche im *Fusion 360* durchführen zu können, muss man im Arbeitsbereich Simulation eine neue "Studie" erstellen:

- **ERGEBNISSE > Ergebnisse fertig stellen** führt zurück zur Werkzeugleiste für das EINRICHTEN von Studien.
- **EINRICHTEN > Studie > Neue Simulationsstudie** bietet nun die Möglichkeit eine Studie für eine Analyse der modalen Frequenzen zu erstellen:



Alle zu einem Simulationsmodell definierten Studien beziehen sich auf die gleichen Körper des CAD-Modells und verwenden standardmäßig das Material aus der Konstruktionsumgebung als Studienmaterial. Die anderen Einstellungen für eine Studie sind individuell vorzunehmen (z.B. mittels **Einrichten >**

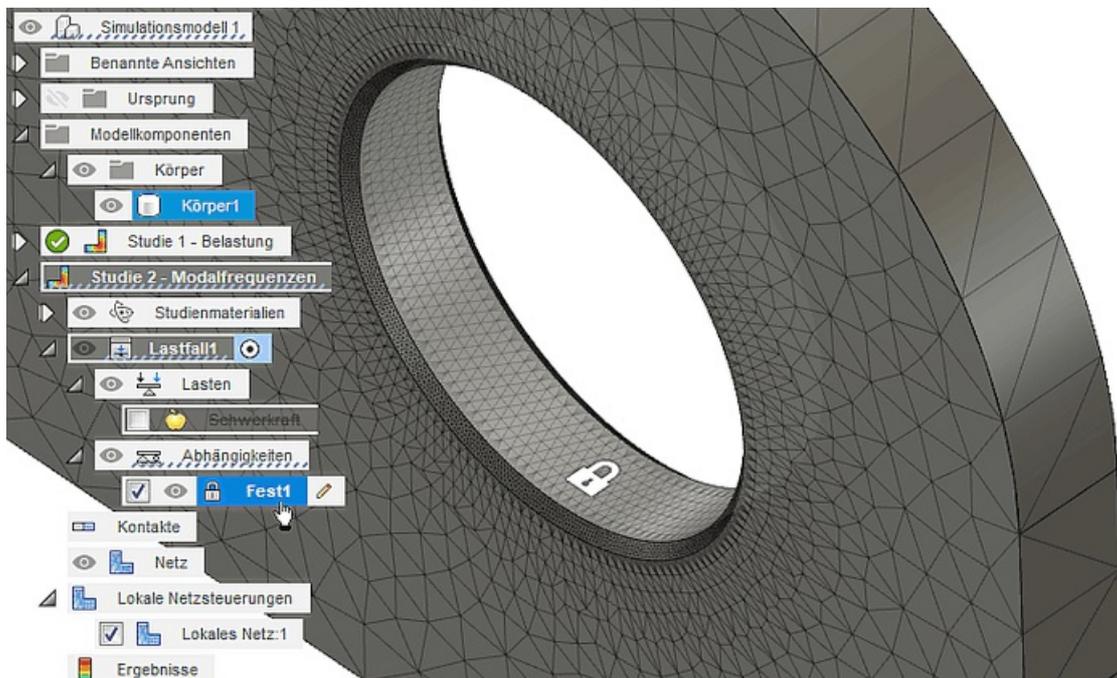
## Verwalten > Einstellungen):



Uns interessieren im Beispiel nur die prinzipiell vom Menschen hörbaren Eigenfrequenzen bis **20 kHz**:

- **"Anzahl der Modi"** (Eigenfrequenzen), die maximal innerhalb des gewünschten Frequenzbereiches ermittelt werden, ist standardmäßig 8. Die genaue Anzahl kennen wir noch nicht und müssten diese bei Bedarf noch erhöhen.
- **"Geladene Modi berechnen"** bedeutet, dass vor der Modalanalyse anhand der vorhandenen Lastfälle der Spannungszustand berechnet wird. Dies ist für unseren unbelasteten Zustand nicht erforderlich.

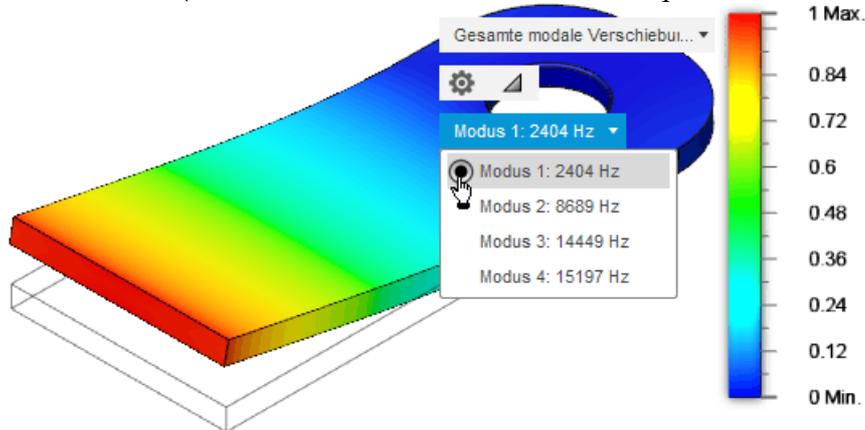
Bei der Vernetzung und Einspannung orientieren wir uns an der Konfiguration der Studie 1 "Belastung" (bzw. Studie 1 "Fest" je nach konkreter Benennung):



- Die feste "Verschweißung" der Lochwand bilden wir durch eine strukturelle Abhängigkeit "Fest" mit der Fixierung aller Freiheitsgrade nach.
- Globale Vernetzung mit einer Elementschicht, lokal eine möglichst feine Vernetzung der beiden Fasen-Flächen.

## Ergebnis-Anzeige und -Interpretation

- Nach erfolgreichem Abschluss der Berechnung erfolgt automatisch die Anzeige der Ergebnisse in Form der Visualisierung des Schwingungsmodus für eine gewählte Eigenfrequenz.
- Im Bereich von 0 Hz bis 20 kHz sollten maximal die ersten 8 Eigenfrequenzen beginnend mit der Resonanzfrequenz der tiefsten Grundschiwingung berechnet werden:
  - Aus der Dropdown-Liste kann man einen Modus für die grafische Visualisierung der Schwingungsform aktivieren (im Bild der Modus 1 bei einer Frequenz von ca. 2,4 kHz):

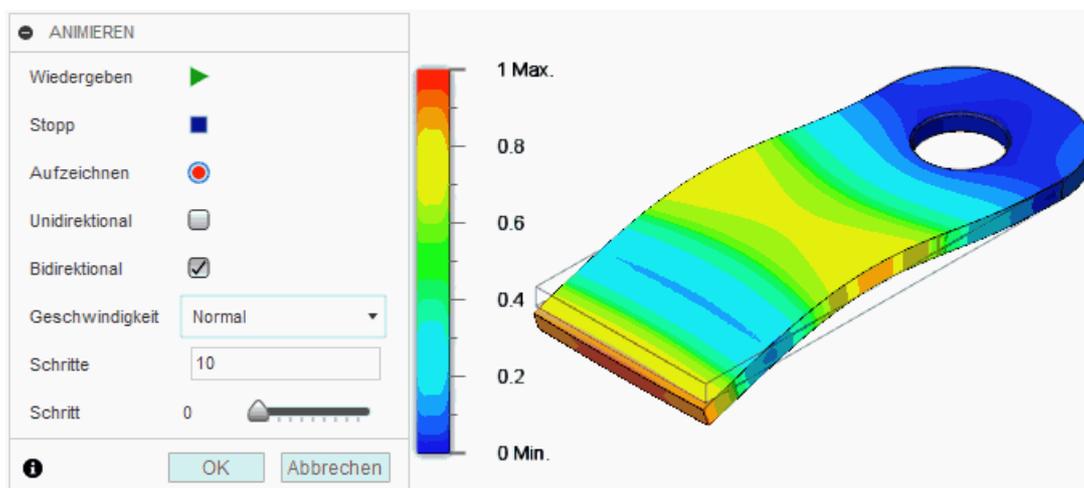


- Betrachtet man nacheinander die einzelnen Schwingungsmodi, so findet man dabei zusätzlich auch solche mit seitlicher oder rotatorischer Auslenkung als weitere Grundschiwingungsformen. Zu diesen gibt es jeweils wieder Formen mit Oberwellen, welche im Beispiel dann aber oberhalb von 20 kHz liegen.

### **Wichtig:**

1. Über reale Amplituden der Schwingungen kann die Modalanalyse keine Aussagen machen. Die angegebenen Werte dienen nur zur Orientierung, wie einzelne Bereiche des Bauteils relativ zu anderen Bereichen ausgelenkt werden.
2. Die Modal-Analyse berücksichtigt nicht die Dämpfung im Material und durch die Randbedingungen. In der Praxis treten deshalb höhere Schwingungsmodi infolge der Dämpfung meist nicht in Erscheinung (Dämpfungskräfte sind proportional zu Relativgeschwindigkeiten, welche sich mit steigender Frequenz ebenfalls erhöhen!).
3. Praktische Bedeutung besitzt deshalb häufig nur die kleinste Eigenfrequenz (Modus 1). Untersuchen sollte man auf Praxisrelevanz jedoch auch die Grundschiwingungen höherer Frequenz (prägnant im Beispiel: Rotationsschwinger = Modus 2 / Querschwinger = Modus 4).

**Ergebniswerkzeuge > Animieren** verdeutlicht sehr anschaulich die Eigenform (im Beispiel für Modus 3):



## Fragen zur Modalanalyse:

- Welchen Wert besitzt die Resonanzfrequenz der unbelasteten Lasche bei idealisierter starrer Befestigung am Bolzen?
- Wie ändert sich diese Resonanzfrequenz beim Anlegen der maximal zulässigen Zugbelastung aus der Belastungsstudie der "verschweißten" Lasche?
- Die Studie zur Modalanalyse ist mit dieser Zugbelastung als Bestandteil der Lösung einzusenden.

← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Komponente\\_-\\_Belastung\\_-\\_Modalanalyse&oldid=26816](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Komponente_-_Belastung_-_Modalanalyse&oldid=26816)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Ansys - Modelltransfer

Aus OptiYummy

↑

← →

## CAD-Modell in ein FEM-Programm übertragen

### Export des CAD-Modells

Die Entwicklung der im Konstruktionsprozess erforderlichen CAD-Modelle erfolgt sinnvollerweise innerhalb eines CAD-Systems:

- Innerhalb moderner CAD-Systeme können in einer Simulationsumgebung auch noch mehr oder weniger anspruchsvolle Analysen auf der Grundlage der Finiten-Element-Methode durchgeführt werden, wie dies am Beispiel von *Autodesk Fusion 360* gezeigt wurde.
- Sollen die erforderlichen Analysen in einem separaten FEM-Programm durchgeführt werden, so sollten die dafür benötigten CAD-Geometrien in geeigneter Form auf Grundlage der CAD-Modelle dorthin exportiert werden.
- Im Rahmen der Übung nutzen wir im Folgenden das FEM-Programm *Ansys Mechanical*, um einen Einblick in die grundsätzliche Handhabung von Finite-Elemente-Modellen zu erlangen.
- Für die weitere Verfeinerung bietet *Autodesk Fusion 360* direkt im Simulationsbereich unter "Einrichten" verschiedene Möglichkeiten, die Studie an Ansys zu übertragen. Aktuell ist diese Funktion aber noch nicht voll ausgereift und übernimmt beispielsweise keine Netzverfeinerungen. Da wir den Prozess außerdem allgemein nachvollziehen und eventuell auch auf andere FEM-Tools anwenden wollen, verzichten wir auf dieses Komfortfeature.

Für den Import von CAD-Modellen existieren in den meisten FEM-Programmen zwei wesentliche CAD-Austausch-Formate:

#### 1. STEP:

- Für die Übertragung von CAD-Modellen zwischen verschiedenen Programmen hat sich das sogenannte **STEP-Format** bewährt (*STandard for the Exchange of Product model data*).
- Dabei kommen meist die Anwendungsprotokolle **AP203** oder **AP214** zum Einsatz, wobei **AP214** praktisch eine Erweiterung des **AP203** darstellt. Falls es technisch möglich ist, sollte man deshalb das **AP214** benutzen, weil damit mehr Aspekte des CAD-Modells übertragen werden können.
- STEP kann die Oberfläche eines Bauteils mittels Bézierkurven oder Splines sehr genau beschreiben. Den Grad der Genauigkeit kann man meist beim Export einstellen.

#### 2. STL:

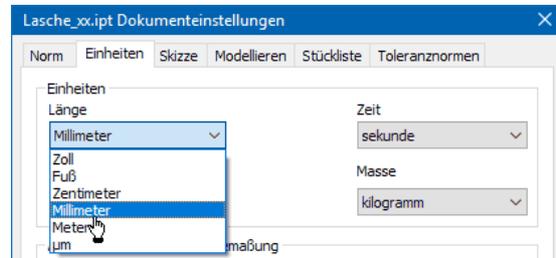
- Ebenso wie STEP ist das **STL-Format** (*Surface Tessellation Language*) ein standardisiertes Austauschformat.
- **STL** stellt immer eine Diskretisierung des Bauteils dar, d. h. alle Flächen werden in gradlinig umrandete Dreiecke unterteilt. Dadurch kommt es vor allem an Rundungen oder Bohrungen zu einem Verlaust an Genauigkeit. Beim Export kann man meist den Grad der Genauigkeit einstellen.
- Das STL-Format sollte man nur nutzen, wenn die Weiterverarbeitung des STEP-Formats aus nicht behebbaren Ursachen im FEM-Programm scheitert.

- In *Autodesk Fusion 360* lässt sich das bestehende Modell als STEP exportieren:  
**Datei > Exportieren > Name=Lasche\_xx / Typ=STEP-Dateien (\*.stp; \*.step)**
- Dabei wird für den Export des CAD-Modells automatisch die Längen-Einheit Millimeter [mm] verwendet.

### Hinweise zu Autodesk Inventor (vor Überarbeitung mit Fusion 360):

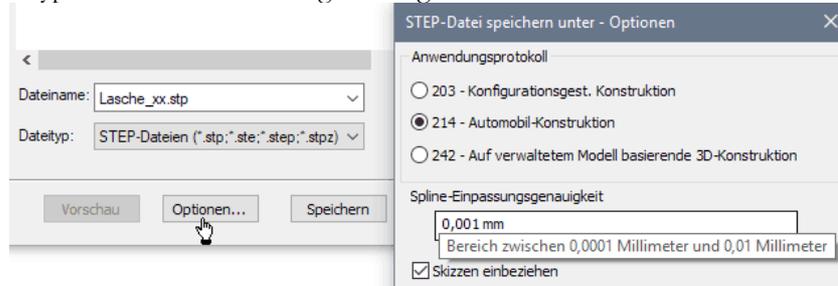
Beim Export eines CAD-Modells aus *Autodesk Inventor* für die weitere Verwendung in einem FEM-Programm muss man auf das verwendete **Maßsystem** achten:

- Das Geometrie-Modell der Lasche verwendet im Inventor-Format **.ipt** die Längeneinheit Millimeter [mm].
- Beim Export dieses CAD-Modells über ein CAD-Austauschformat wird die aktuell eingestellte Längen-Einheit benutzt.
- Über **MFL > Extras > Dokumenteinstellungen > Einheiten** kann man die aktuell eingestellte Einheit überprüfen:



In *Autodesk Inventor* kommt man über **Datei > Exportieren > CAD-Format** in den Dialog zur Konfiguration der zu speichernden Datei:

- Dort wählt man den Dateityp **STEP-Datei** und vergibt den gewünschten Dateinamen:

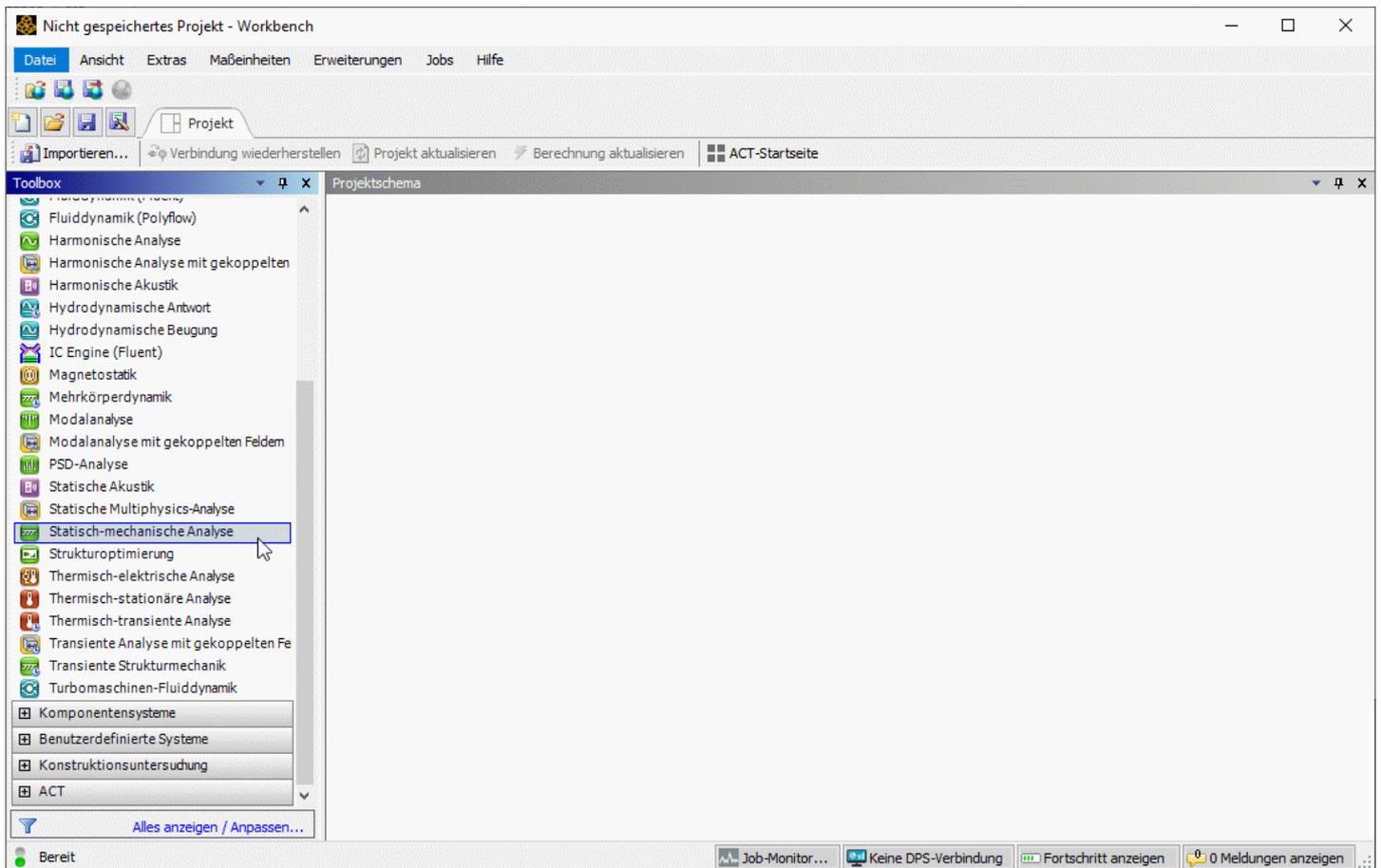


- Über den Button "**Optionen**" erhält man die Möglichkeit, eine optimale Konfiguration für das Export-Modell vorzunehmen:
  1. Dies betrifft zum zuerst die Wahl des Anwendungsprotokolls.
  2. Wichtig ist dann die Festlegung, wie weit die nachgebildete Spline-basierte Oberfläche der STEP-Datei von der idealen Nennwert-Oberfläche des Bauteils abweichen darf. Hierbei sollte man sich an den real bei der Fertigung auftretenden Toleranzen orientieren und davon ungefähr 1/10 des Wertes anstreben. Mit einer Abweichung von max. **1 µm** von der idealen Kontur liegt man im Beispiel nicht falsch.

Nach dem Speichern der STEP-Datei beenden wir den *Autodesk Inventor*. Im Weiteren nutzen wir das FEM-Programm *Ansys Mechanical*, um den FEM-Prozess am Beispiel der Lasche vertiefend zu behandeln.

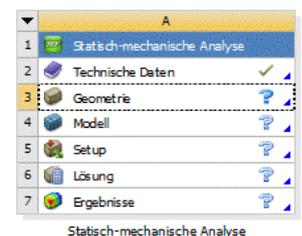
## Import des CAD-Modells in das FEM-Programm

Es gibt mehrere Möglichkeiten, um die "Software" (eigentlich sind es viele Einzelpakete) *Ansys* zu starten. Das historische Programm ist *Mechanical APDL*. Es besitzt eine nicht zeitgemäße graphische Oberfläche und kann komplett über die Kommandozeile gesteuert werden. Über die Jahre wurden jedoch weitere Programme von Ansys Inc. aufgekauft. Um diese in ein Programm zu integrieren und eine ansprechendere Oberfläche zu bieten, hat man die *Workbench* entwickelt. Über sie kann ein Problem von der Geometriearstellung bis zur Auswertung der Simulation für verschiedenste Anwendungsbereiche gesteuert werden. Bei mechanischen Problemen arbeiten weiterhin die Algorithmen des *Mechanical APDL* im Hintergrund. Wir wollen hier den Luxus der intuitiveren *Workbench* nutzen. Der Start erfolgt über die Desktopverknüpfung oder den Eintrag im Startmenü (Suche nach: "Workbench").



Es öffnet sich ein Fenster mit einem neuen, bisher unbenannten Projekt:

- In der Toolbox am linken Bildschirmrand findet sich die große Anzahl der verfügbaren Programmkomponenten.
- Diese Simulationsteile lassen sich per Drag-and-Drop greifen und zum "Projektschema" rechts hinzufügen. Das Übersichtsfenster ist dabei ähnlich wie eine Tabelle aufgebaut, in der die Analysesysteme "einrasten".
- Über die Kombination von Toolboxelementen im Projekt lassen sich theoretisch verschiedene Simulationstypen verknüpfen oder auch einzelne "Komponentensysteme" wie Geometrien, Netze oder sonstige Daten einheitlich für mehrere Analysen nutzen.
- Wir erstellen zunächst eine **Statisch-mechanische Analyse** durch Ziehen ins Projektfenster oder Doppelklick. Dieser Typ entspricht in etwa dem Studientyp "Statische Spannung" in Fusion 360, ist aber deutlich umfangreicher.
- Nun sehen wir im Projektschema unser Problem. Untereinander sind die zu dem Problem zugehörigen Teilaufgaben aufgelistet, welche nacheinander abgearbeitet werden müssen.
- Die zuvor im CAD erzeugte STEP-Datei lässt sich hier in Zeile drei hinzufügen. Dazu **Rechtsklick auf Geometrie > Geometrie importieren > Durchsuchen..** und die zuvor gespeicherte Datei Lasche\_xx.step auswählen. Der Punkt Geometrie sollte damit einen grünen Haken erhalten.
- Anschließend empfiehlt es sich das gesamte Projekt zu speichern. Dazu unter **Datei > Speichern** oder über das Diskettensymbol den Speicherdialog öffnen.
- **Achtung:** Die Symbole mit der kleinen Erdkugel gehören zum Ansys Cloudsystem "Minerva". Diese Symbole können nicht zum lokalen Speichern genutzt werden. Über **Ansicht > Symbolleiste > Ansys Minerva Toolbar** lassen sich die überflüssigen Speicheroptionen ausblenden.
- Das Projekt speichern wir unter "**FEM1\_Ansys\_xx.wbpj**" (mit xx=Teilnehmernummer). Dabei wird neben der Projektdatei auch ein gleichnamiger Ordner für die Simulationsdaten angelegt.



### Ergänzen verlorener Modell-Parameter (Material)

In der zweiten Zeile der "Statisch-mechanischen Analyse" zeigt ein Häkchen, dass bereits technische Daten hinterlegt wurden. Wir wollen dennoch prüfen, was genau für Daten hinterlegt sind.

- Mit einem **Doppelklick in Zeile zwei** öffnen sich die technischen Daten in einem neuen Tab. Wir stellen fest, dass hier die Materialdaten hinterlegt sind. Über die Tabs am oberen Rand des Fensters kann man zwischen Projektansicht und den Daten unserer Analyse wechseln.
- Standardmäßig wird von *Ansys* "Baustahl" zugewiesen, da mit dem Geometrieimport leider keine Materialeigenschaften übernommen werden. Um die Arbeit mit den bisherigen Abläufen in Fusion 360 zu vergleichen, muss das korrekte Material

ergänzt werden. Ähnlich wie zuvor bei Fusion eignet sich aber keines der in der Bibliothek verfügbaren Materialien.

- Durch **Doppelklick** auf den Namen "Baustahl" oder mit der Taste **F2** benennen wir das automatisch zugewiesene Material zunächst wieder in "**Stahl C35**" um.
- Die Eigenschaften definieren wir einheitlich zum Material in Fusion 360 wie folgt:

Übersicht von Schema A2: Technische Daten					
	A	B	C	D	E
1	Inhalt von Technische Daten			Quelle	Beschreibung
2	Material				
3	Stahl C35			Ger	Die Betriebsfestigkeitsdaten bei der Mittelspannung Null kommen aus dem 1998er ASME BPV Code, Abschnitt 8, Div 2, Tabelle 5-110. 1
*	Hier klicken, um ein neues Material hinzuzufügen				

Eigenschaften von Übersichtszelle 3: Stahl C35					
	A	B	C	D	E
1	Eigenschaft	Wert	Einheit		
2	Field Variables des Materials	Tabelle			
3	Dichte	7840	kg m <sup>-3</sup>		
4	Isotroper Koeffizient der thermischen Ausdehnung (Sekante)				
6	Isotrope Elastizität				
7	Ableiten von	E-Modul und Querkontraktionszahl			
8	E-Modul	2,06E+11	Pa		
9	Querkontraktionszahl	0,3			
10	Kompressionsmodul	1,7167E+11	Pa		
11	Schubmodul	7,9231E+10	Pa		
12	Dehnungswöhlerlinien-Parameter				
20	S-N Kurve	Tabellarisch			
24	Zug-Streckgrenze	4,1E+08	Pa		
25	Druck-Streckgrenze	4,1E+08	Pa		
26	Max. Zugfestigkeit	6,4E+08	Pa		
27	Druckfestigkeit	0	Pa		

- *Ansys* unterstützt bei der Ein- und Ausgabe von Daten ein übergreifendes Einheitensystem. Für die Anzeige der Materialparameter können deshalb auch passendere Einheiten eingestellt werden (z.B. MPa für die Spannungsgrenzwerte). Dadurch erhält man handlichere Größen in der grafischen Ausgabe.
- Man kann an den technischen Daten bereits einige Unterschiede zwischen *Fusion 360* und dem vollwertigen FEM-Programm erkennen: Zum Beispiel ist die Nutzeroberfläche pragmatischer, die isotrope Elastizität lässt sich physikalisch sinnvoll nur über zwei Parameter definieren (wobei die Kombination wählbar ist) und es existieren umfangreiche weitere Definitionen etwa für das Ermüdungsverhalten des Materials, die wir für diese Übung aber nicht benötigen.
- Über die Toolbox am linken Rand lassen sich noch viele weitere Materialeigenschaften hinzufügen und parametrieren. Darüber wäre es auch möglich, das Material von Grund auf selbst zu definieren, statt wie in unserem Fall den "Baustahl" als Grundlage zu nutzen.
- Für vertrauenswürdige Materialdaten mit komplexen Eigenschaften wie auftretender Ermüdung oder nichtlinearem Materialverhalten muss man aber im Allgemeinen auf kostenpflichtige Datenbanken zurückgreifen oder die Parameter extrem aufwändig selbst ermitteln.

Nach Übernahme aller Parameter sollte man das Projekt erneut **speichern** und den Tab "**Technische Daten**" schließen.

← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Ansys\\_-\\_Modelltransfer&oldid=26066](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Ansys_-_Modelltransfer&oldid=26066)“

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Ansys-GUI

Aus OptiYummy

↑



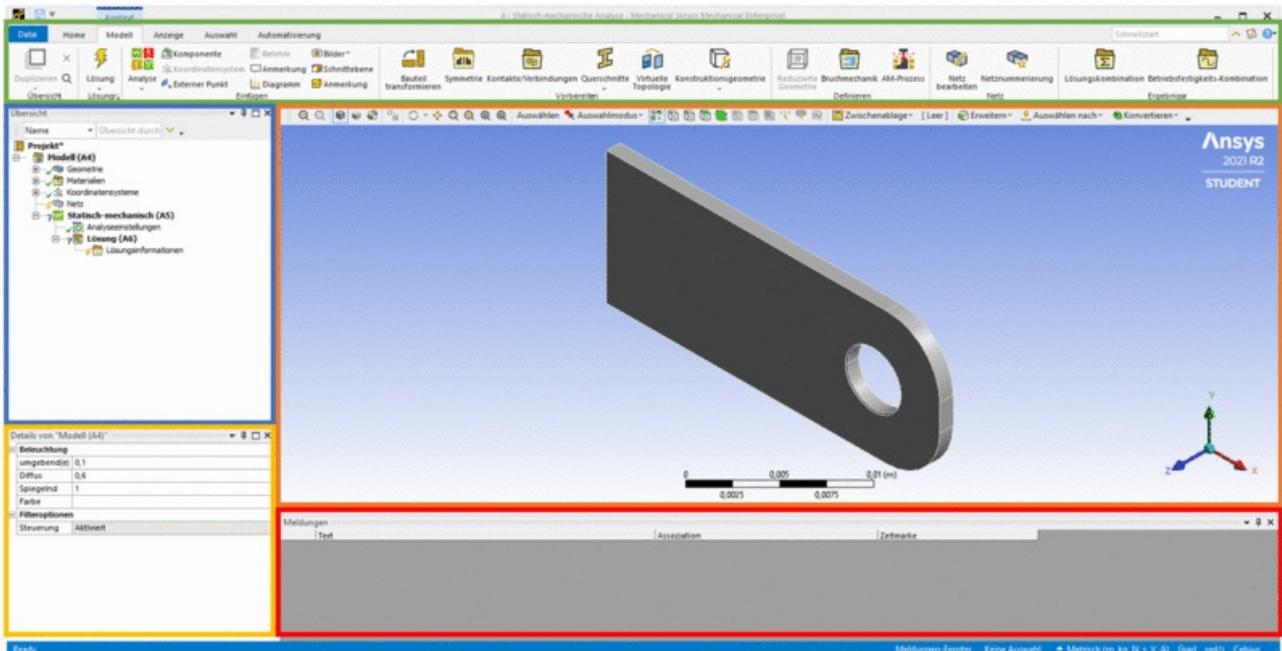
## Grundlagen zum User-Interface des FEM-Programms

Ausgehend vom Projektschema definieren wir die weiteren offenen Punkte. **Doppelklick** auf **Modell** in Zeile 4 startet die eigentliche grafische Nutzerumgebung von *Ansys Mechanical*. Alle noch offenen Punkte können hier abgearbeitet werden.

### Hauptfenster von Ansys Mechanical

**Hinweis:** Startet man das Programm zum ersten Mal, kann es sein, dass man statt der unten abgebildeten 3D-Ansicht ein Arbeitsblatt mit Versionshinweisen sieht. Am unteren Bildschirmrand kann man von diesem ins Grafikfenster wechseln. Sollte man dort die importierte Geometrie nicht sehen, lässt sie sich über **Rechtsklick ins Grafikfenster > Gehe zu > unvernetzte Körper** anzeigen (oder Taste <F7>).

Die Nutzeroberfläche lässt sich grob in fünf wichtige Bereiche unterteilen:



Die Funktion der meisten Buttons wird beim Überfahren mit der Maus als Kurzhilfe eingeblendet. Die Taste <F1> öffnet die noch ausführlichere Onlinehilfe, welche bisher nur auf Englisch verfügbar ist. Detaillierte Funktionen werden im Verlauf der Übung vorgestellt. Zunächst soll nur der grundsätzliche Aufbau klar werden:

- **Grün: Multifunktionsleiste (MFL).** Hierüber können alle wesentlichen Befehle, aufgeteilt in Untergruppen, abgerufen werden.
- **Orange: 3D-Grafikbereich.** Hier wird die importierte 3D-Geometrie dargestellt und bei Bedarf können geometrische Elemente z.B. für Randbedingungen ausgewählt werden. Um diese Funktionen zu vereinfachen, ist am oberen Rand standardmäßig die **Grafik-Werkzeugleiste** eingeblendet, über die beispielsweise der Auswahlmodus änderbar ist.

- **Rot: Status- und Fehlermeldungen.** Nach dem Lösen je nach Modell auch Anzeige tabellarischer Daten oder Graphen.
- **Blau: Übersicht.** Die Übersicht entspricht als Strukturbaum dem, was man aus anderen CAD-Tools bereits kennt. Hier finden sich hinter den fetten Bezeichnern auch die Tabellenzellen (Ax) aus der *Workbench*. Bei der Arbeit an umfangreichen Projekten ist es damit möglich zuzuordnen, welches Projektelement genau über die GUI manipuliert wird. Elemente im Übersichtsbaum lassen sich oft mit Rechtsklick manipulieren oder nur mit Links anwählen und dann über die Details (gelb) bearbeiten. Ähnlich wie im Projektschema wird auch in der Übersicht mit grünen Haken durch den Arbeitsablauf geführt. Es ist erkennbar, dass wir schon Einstellungen zur Geometrie und zum Material vorgenommen haben.
- **Gelb: Details.** Die hier angezeigten Details gehören immer zum aktuell in der Übersicht oder im Grafikbereich ausgewählten Objekt. Sie sind ähnlich wie die Materialdefinition als Tabelle aufgebaut und lassen sich in diesem Bereich auch anpassen.
- Die Elemente im Grafikbereich lassen sich beliebig an- und abdocken oder umpositionieren. Sollte man dabei Elemente "verlieren" oder etwas "kaputt" machen, lässt sich das grafische Layout unter **MFL > Layout** verwalten oder auch komplett zurücksetzen.
- Am unteren Rand ist rechts in der Statusleiste das Einheitensystem eingeblendet (alternativ auch über MFL > Home > Extras > Einheiten erreichbar). Diese Einstellung verändert die zur Berechnung genutzten Einheiten (Maßsystem). Die Standardeinstellungen sollte man hier nur ändern, wenn sichergestellt ist, dass die über die *Workbench* definierten Materialeigenschaften kompatibel sind (in der *Workbench* lässt sich ebenfalls ein Einheitensystem festlegen). Die GUI von *Ansys Mechanical* übernimmt dann automatisch die Umrechnung der Einheiten.

← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Ansys-GUI&oldid=26067](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Ansys-GUI&oldid=26067)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Ansys - Netzgenerierung

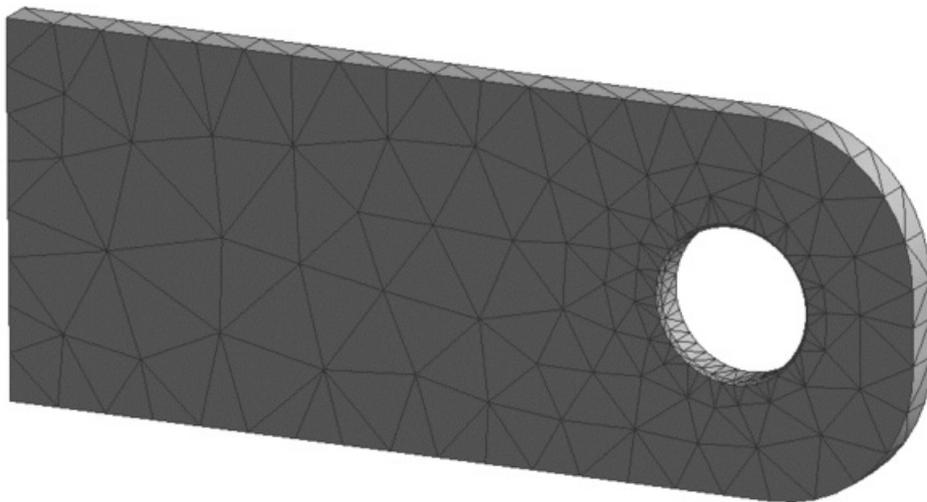
Aus OptiYummy

↑

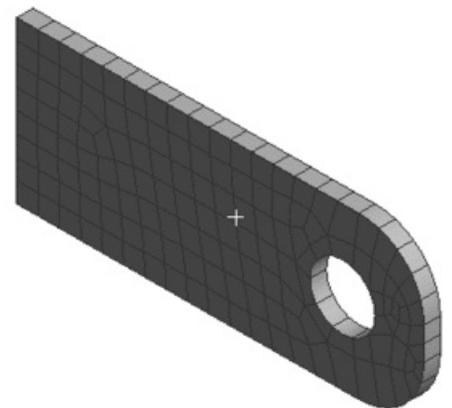
## ↔ Netzgenerierung

Verfolgen wir die geführte Konfiguration der Studie weiter, fällt als Nächstes der kleine Blitz vor dem Netzelement auf  Netz. Das bedeutet grundsätzlich, dass wir mit diesem Element noch etwas tun müssen. Später kann es sich hier um Aktualisierungen handeln, zu Beginn ist natürlich erst ein initiales Netz erforderlich. Die importierte Geometrie zu vernetzen ist prinzipiell ähnlich einfach wie bei *Fusion 360*:

- Im Baum der **Übersicht** mit Linksklick das **Netz anwählen** und dann über **MFL > Netz > Erstellen** ein erstes automatisches Netz generieren. Alternativ funktioniert auch der Weg über das Kontextmenü vom Netz, hier "**Netz erstellen**" auswählen.
- Die genutzten Standardeinstellungen erzeugen ein Netz, das dem aus Abschnitt A der Übung sehr ähnlich sieht.



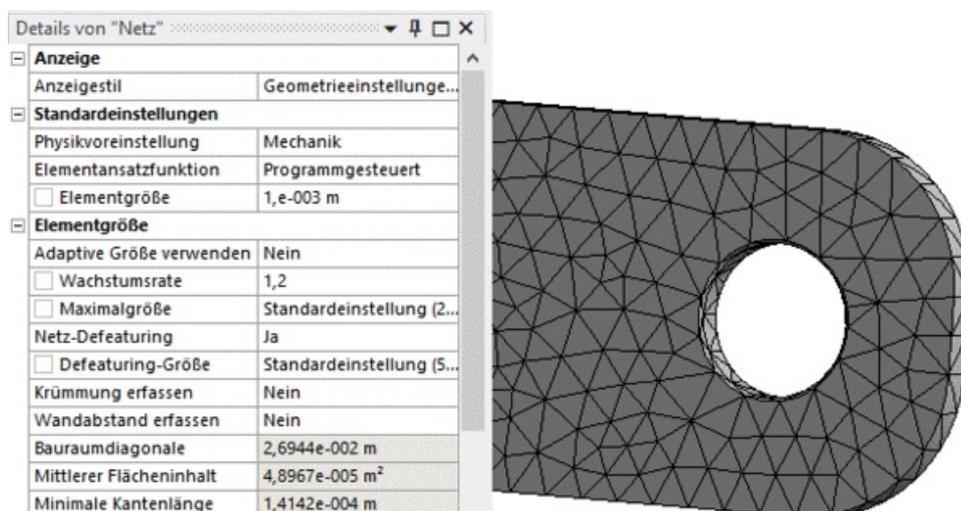
- Dieses Netz besteht wie in Fusion aus **Tetraedern**.
- Die automatische Wahl des Elementtyps ist in unserem Fall aber nur aus einem bestimmten Grund gleich: Die Lasche besitzt eine vergleichsweise kleine Fase, die die Gesamtgeometrie schwerer vernetzbar macht.
- Würde man die Fase aus der 3D-Geometrie entfernen, entstünde mit den Automatismen von *Ansys* ein gleichmäßigeres Netz aus **Hexaedern**-Elementen (siehe Abbildung).
- Diese Wahl ist sinnvoll, da Hexaeder genauere Ergebnisse in der Simulation erzielen.
- Bei Fusion hatten wir keine Möglichkeit, diesen genaueren Elementtyp für unser FE-Netz zu definieren. Lediglich die Ansatzfunktion kann dort zwischen linear und quadratisch verändert werden.
- *Ansys* verfügt über eine deutlich umfangreichere Vernetzungsfunktion, die sich viel feiner einstellen lässt. Damit wäre es auch möglich, das automatisch generierte Netz in weiten Teilen wieder aus Hexaedern aufzubauen.



- Bei quadratischen Ansatzfunktionen ist der Unterschied in der Ergebnisgüte zwischen Tetraedern und Hexaedern aber deutlich geringer als bei linearen.
- Da sich Tetraeder-Netze besser an beliebige Geometrien anpassen lassen, nutzen viele Programme mit vereinfachter FEM-Funktion (z.B. *Fusion*) vorzugsweise diesen Elementtyp. Auch im Praxiseinsatz ist man mit diesem Netztyp oft schneller, weshalb Ansys für die komplizierte Geometrie mit Fase ebenfalls zu diesen Elementen wechselt.
- **Achtung:** Tetraeder mit linearer Ansatzfunktion sollten aber wegen der geringen Ergebnisgüte vermieden werden!

Im Folgenden werden wir das Tetraeder-Netz beibehalten und an unsere Studie in *Autodesk Fusion 360* anpassen. Damit ist eine bessere Vergleichbarkeit der Arbeitsabläufe und Ergebnisse gegeben. Wie man ein formal besseres Netz aufbaut, zeigt sich dann noch am Ende dieser Übung. Im Vergleich zu den bisherigen Studien ist das automatisch generierte Netz noch zu grob. Wir passen es also weiter an:

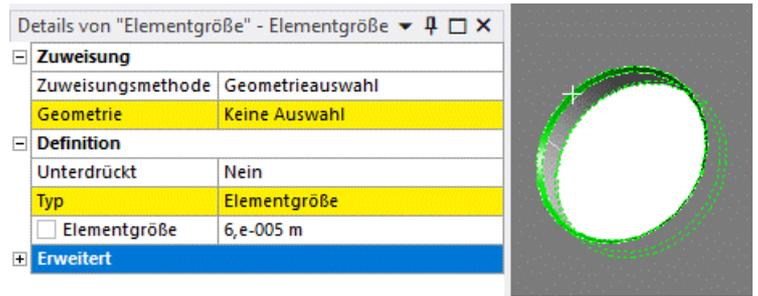
- Nach Auswahl von **Netz** in der Übersicht werden dessen Eigenschaften im **Detailfenster** angezeigt.
- Eine einheitliche globale Elementgröße lässt sich in den Details mit der Option **Standardeinstellungen > Elementgröße** definieren.
- Ein Klick auf den Wert "Standardeinstellung" zeigt, dass hier "0" als Standard interpretiert wird.
- In dieses Feld tragen wir die gleiche Elementgröße wie in *Fusion 360* ein: **1 mm**.
- **Hinweis:** Die Zahlenwerte in den Optionsfeldern werden im aktuellen Einheitensystem interpretiert. Standardmäßig muss die Größe also in **m** eingetragen werden. Man kann zur Eingabe der Werte das Einheitensystem wechseln, um sich die Arbeit mit Nachkommastellen zu vereinfachen.
- Da der Mesher von *Ansys* trotzdem versucht, das Netz nur in wichtigen Bereichen so fein wie nötig und an unkritischen Stellen so grob wie möglich zu gestalten, müssen wir noch die "Adaptive Größe" abschalten.
- Unter Details von "Netz" **Elementgröße > Adaptive Größe verwenden > Nein** auswählen.
- Es wird dann eine neue Option **Elementgröße > Wachstumsrate** angezeigt, deren Wert wir auf **1,2** setzen. Das bedeutet, dass der Vernetzer Elemente maximal um den Faktor 1,2 größer anlegt als deren Nachbarn. Dadurch werden die Übergänge feiner gestaltet als mit der Standardeinstellung von 1,85.
- Damit die Anpassung wirksam wird, muss man das Netz über **Kontextmenü > Aktualisieren** oder **MFL > Netz > Aktualisieren** neu erzeugen.



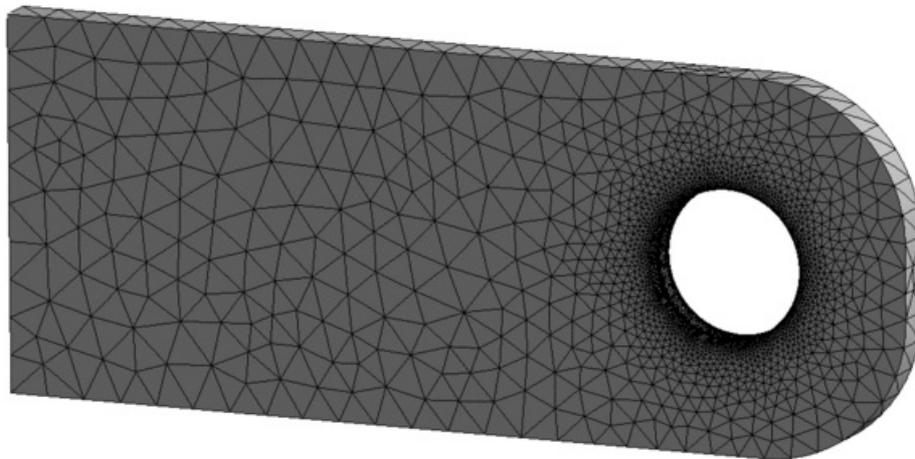
- Das resultierende Netz sollte in etwa unserem ersten Entwurf in *Fusion 360* entsprechen.

Nach der ersten Belastungsanalyse hatten wir in *Fusion 360* neben der Fase auch eine entsprechende lokale Netzverfeinerung ergänzt. Diese fehlt im Ansys-Modell noch.

- Mit Rechtsklick auf "Netz" in der Übersicht findet man die Option **Kontextmenü > Einfügen > Elementgröße**. Alternativ auch wieder abrufbar über **MFL > Netz > Steuerung > Elementgröße** .



- Im Detailfenster wird anschließend automatisch die Option **Geometrie** gelb markiert.
- Man wählt dann im Grafikbereich beide Fasenflächen (Kombination über <Strg>-Taste), sodass diese grün hinterlegt sind.
- Bei Klick auf "Keine Auswahl" im Detailfenster erscheint der Button "**Anwenden**", mit dem wir unsere Auswahl bestätigen.
- Die "Elementgröße" ist eine Option, um in Ansys lokale Netzbereiche zu steuern. Sie ermöglicht die direkte Angabe einer gewünschten Netzgröße am gewählten Geometrieelement.
- In *Fusion* hatten wir die Fasen mit einem sehr feinen Netz ausgestattet. Die Studenten-Version von *Ansys Mechanical* beschränkt die maximale Größe von Modellen aber auf 128.000 Netzknotten, weshalb wir hier ein etwas gröberes Netz wählen.
- Unter **Definition > Elementgröße** stellen wir als Zielwert **0,06 mm** ein (in *Fusion* waren es 0,03 mm).
- Abschließend muss man das Netz erneut aktualisieren.



Das Netz ist damit recht gut mit unserer Studie in *Autodesk Fusion 360* vergleichbar und wir können die Konfiguration fortsetzen. Abschließend sollte man noch kontrollieren, ob die Netzgröße die erwähnte Größenbeschränkung der Studenten-Lizenz nicht überschreitet. Diese findet man in den **Details von "Netz"** ganz unten unter **Statistik**. Das abgebildete Beispiel liegt mit knapp unter 117.000 Knoten noch unter der Grenze von 128.000.

- **Achtung:** Im PC-Pool läuft Ansys mit einer Teaching-Lizenz. Diese ist nicht wie die Studenten-Lizenz in der Netzgröße beschränkt. Damit das Projekt auch mit der frei verfügbaren Softwareversion nutzbar bleibt, sollte man sich trotzdem an die Netzgrößenbeschränkung halten.





# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Ansys - Randbedingungen

Aus OptiYummy

↑

← →

## Definieren von Randbedingungen (Lasten & Lagerungen)

### Randbedingungen

Die bei der CAD-Belastungsanalyse betrachteten Lasten (Loads) und Abhängigkeiten (Constraints) bilden zusammen die **Randbedingungen** für die Lösung des partiellen Differentialgleichungssystems, welches das Finite-Elemente-Modell repräsentiert:

- Der Konstrukteur als CAD-Anwender dimensioniert seine Bauteile/Baugruppen mit dem Wissen der **Technischen Mechanik**. Für ihn ist die Unterscheidung in passive Abhängigkeiten (Lagerungen) und aktive Lasten (äußere Kräfte/Momente) normal und deshalb wichtig.
- Klassische FEM-Programme sind häufig etwas "mathematik-lastig", weil für sie die Lösung der partiellen Differentialgleichung der **Strukturmechanik** im Mittelpunkt steht. Pre- und Post-Prozess sind dabei (etwas salopp formuliert) "ein notwendiges Übel", damit der normale Anwender das Gleichungssystem erstellen und seine Lösung interpretieren kann. Aus mathematische Sicht werden deshalb im Pre-Prozess die Abhängigkeiten und Lasten gleichberechtigt als **Randbedingungen** behandelt.
- Beim Wechsel vom CAD-System auf ein FEM-Programm sollte man sich dieser unterschiedlichen Sichtweisen bewusst werden.

### Modellbereiche mit Randbedingungen

Das Finite-Elemente-Modell besteht aus einem Netz von Finiten Elementen, welche für den Anwender vordergründig durch ihre Knoten repräsentiert werden:

1. Die Lösung der partiellen DGL der Strukturmechanik ergibt primär nur die Koordinaten-Werte für alle Knoten des Netzes.
2. Alle Randbedingungen der partiellen DGL der Strukturmechanik wirken nur an Knoten-Teilmengen als
  - Vorgaben für Koordinaten-Werte bzw. für deren Änderungsmöglichkeiten (=partielle Ableitung) bzw.
  - Kräfte, welche aus äußeren Einflüssen resultieren (z.B. aus Einzelkräften, Flächenlasten, Gravitation)

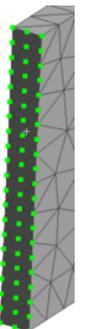
Bevor man eine Randbedingung dem Finite-Elemente-Netz zuweisen kann, muss man die Knoten-Teilmenge bilden, auf welche diese Randbedingung wirken soll:

1. **In der CAD-Belastungsanalyse** genügt dafür meist ein Mausklick auf eine Kante oder Fläche der Geometrie:
  - Damit sind automatisch alle Knoten ausgewählt, welche auf dieser gewählten Geometrie liegen.
  - Der Vorteil der Bildung von Knoten-Teilmengen auf Basis von ausgewählter Geometrie besteht vor allem darin, dass nach einer Neuvernetzung automatisch wieder die richtige Knoten-Teilmenge gebildet wird.
2. **In "puristischen" FEM-Programmen** existiert das Finite-Elemente-Netz nach seiner Generierung unabhängig von der Geometrie des modellierten Bauteils:
  - Die Bildung der erforderlichen Knoten-Teilmengen für Netz-Kanten, -Flächen oder -Volumina erfolgt direkt anhand der existenten Netz-Knoten oder -Elementen.
  - Die daraus definierten Knoten-Teilmengen "überleben" deshalb ein Löschen des benutzten Netzes nicht (z.B. bei der Generierung eines besseren Netzes).
  - In früheren Versionen dieser Übung wurde *Z88Aurora* als freie und kostenlose Software eingesetzt, das sicher aus Aufwandsgründen in diesem Sinne "puristisch" war, mit allen daraus resultierenden Nachteilen!
  - Teure kommerzielle Systeme gestatten die Zuweisung von Randbedingungen auch über die Geometrie (wie in der CAD-Belastungsanalyse). Die Studentenversion von *Ansys Mechanical* lässt sich hier einordnen und macht Definitionen unabhängig vom Netz entsprechend einfach.

### Randbedingungen in Ansys Mechanical

Um auch den Arbeitsablauf in anderen ("puristischen") FEM-Programmen im Ergebnis dieser Übung nachvollziehen zu können, nutzen wir im ersten Auswahlschritt die Möglichkeit, Komponenten als Kombination einzelner Elemente zu erstellen. Das wäre hier nicht unbedingt notwendig und das simple Anklicken einer Fläche führt in unserem Fall zur selben Lösung. Natürlich bietet Ansys aber auch Optionen, solch grundlegenden Features zu nutzen.

- Falls sie zu Beginn entfernt wurde, blenden wir zunächst die Grafikwerkzeuggeste wieder ein. Diese ermöglicht es uns, gezielter einzelne Netzknoten zu erfassen: **MFL > Home > Layout > Verwalten > Grafik-Werkzeuggeste**.
- Dort wählen wir den Auswahlmodus für einen einzelnen Knoten. 
- Mit diesem Werkzeug klickt man einen beliebigen Knoten auf der Stirnseite des Bauteils an.
- Theoretisch kann man jetzt beliebig einzelne Knoten selektieren. Selbst die einfachsten Programme bieten aber eigentlich Möglichkeiten diesen Prozess etwas zu vereinfachen.
- Im Beispiel wählen wir (mit selektiertem Punkt) unter **MFL > Auswahl > Auswählen > Position > alle koplanaren Objekte mit der gleichen x-Position** aus.
- Damit erhalten wir alle Knoten, die wir auch über das Auswählen der Stirnfläche hätten ansprechen können. Dieser manuelle Weg ermöglicht aber natürlich auch weitere Verfeinerungen (die wir hier nicht brauchen).

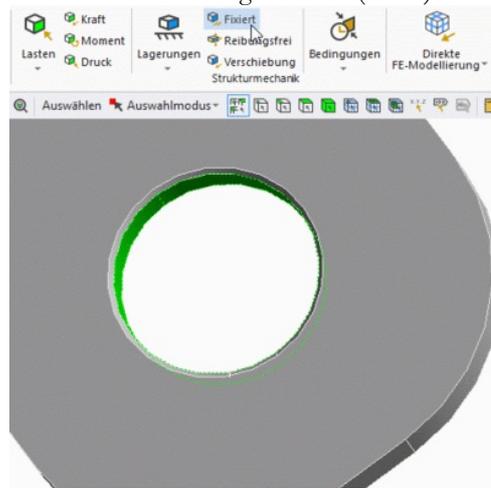


- Abschließend speichern wir die Auswahl über **MFL > Auswahl > Komponenten > Erstellen**.
- Die Auswahl nennen wir "**sfknoten**" (steht für Stirnfläche-Knoten) und bestätigen mit **ok**. Für die spätere Nutzung dürfen im Komponentennamen keine Sonderzeichen enthalten sein, obwohl die Mechanical-Oberfläche damit prinzipiell umgehen kann!
- Unsere Auswahl taucht jetzt im Baum der Übersicht auf und lässt sich hier weiter nutzen (z.B. könnte man die Knotennummern auslesen).

FEM-Programme stellen für einen Großteil der Anwendungsfälle Funktionen bereit, um aus der riesigen Anzahl von Elementen und zugehörigen Knoten gezielt Teilmengen auszuwählen und darüber Randbedingungen zu definieren. Wir benötigen in dieser Studie wieder die bekannte Fixierung und Kraftbelastung. Ein Klick auf den Studiennamen **Statisch-mechanisch (A5)** in der Übersicht öffnet die Randbedingungen in der MFL (**Hinweis:** Die konkrete Analyse kann man im Übersichtsbaum oder auch in der Projektübersicht der Workbench umbenennen. Ein eventuell geänderter Name oder eine andere Zellenbezeichnung als A5 ist dann zu beachten):

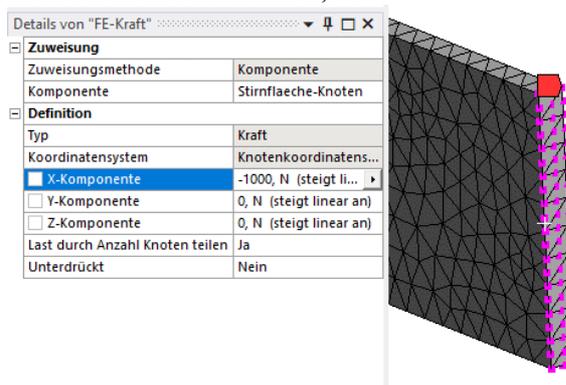
### 1. Fixierung des Lochrands:

- In *Ansys Mechanical* ist diese Auswahlmöglichkeit für die allermeisten Fälle über die Wahl von CAD-Geometrieelementen, Flächen, Kanten usw. möglich. Der Prozess entspricht dem bekannten Vorgehen aus dem ersten Übungsabschnitt.
- Diese Funktion ist oft deutlich einfacher, wenn auch weniger "mächtig", als die Selektion einzelner Knoten.
- Wir wählen im Grafikbereich den Lochrand der Lasche und setzen die Randbedingung auf "**Fixiert**".
- Damit sind alle Freiheitsgrade der Knoten auf dieser Fläche eingeschränkt (fixiert).

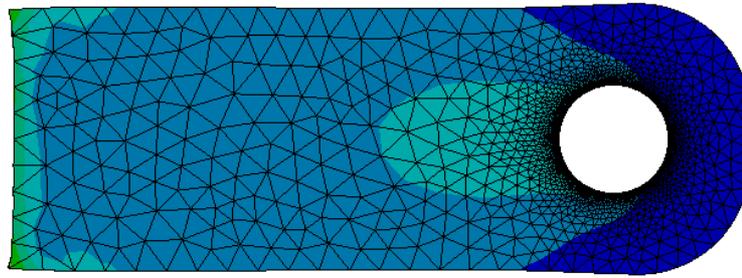


### 2. Zugkraft auf Stirnfläche:

- Da wir uns die Arbeit zum Erstellen einer Komponente mit allen Knoten der Stirnfläche bereits gemacht haben, bietet es sich an, diese für den Kraftangriff auch zu nutzen.
- Wir erstellen zunächst die Kraft-Randbedingung. Dieses Mal mittels Rechtsklick auf **Statisch-mechanisch (A5)** im **Kontextmenü > Einfügen > FE-Kraft** FE-Kraft .
- **Hinweis:** Als Zuweisungsmethode ist für FE-Randbedingungen automatisch "Komponente" gesetzt. Der deutsche Begriff "Komponente" ist hier etwas ungünstig gewählt und doppelt vergeben: Unter "Zuweisung" bezeichnet er spezielle Untergruppen unseres Modells (z.B. der Knotensatz an der Stirnseite), bei der Kraftdefinition sind aber Vektor-Komponenten der Kraft mit diesem Wort gemeint.
- In den Details von "FE-Kraft" muss **Last durch Anzahl der Knoten teilen** auf **Ja** stehen. Andernfalls wird an jedem Knoten die gesamte Kraft angesetzt.
- Würde man die Randbedingungen über eine Geometrieauswahl steuern, ließe sich auch einfach die Flächennormale als Richtung nutzen. Bei Knoten ist das nicht vorgesehen.
- Als Kraft geben wir wieder **1000 N** an.
- Die Richtungskomponente und das Vorzeichen sind so zu wählen, dass die Kraft senkrecht an der Fläche zieht:



- Startet man mit dieser Definition die Simulation und schaut sich die Spannungsverläufe an, fällt ein Unterschied zur Studie in Fusion auf.
- Die Spannung an der Stirnseite der Lasche ist nicht so homogen wie bisher und auch die dargestellte Verformung entspricht nicht dem erwarteten Ergebnis:



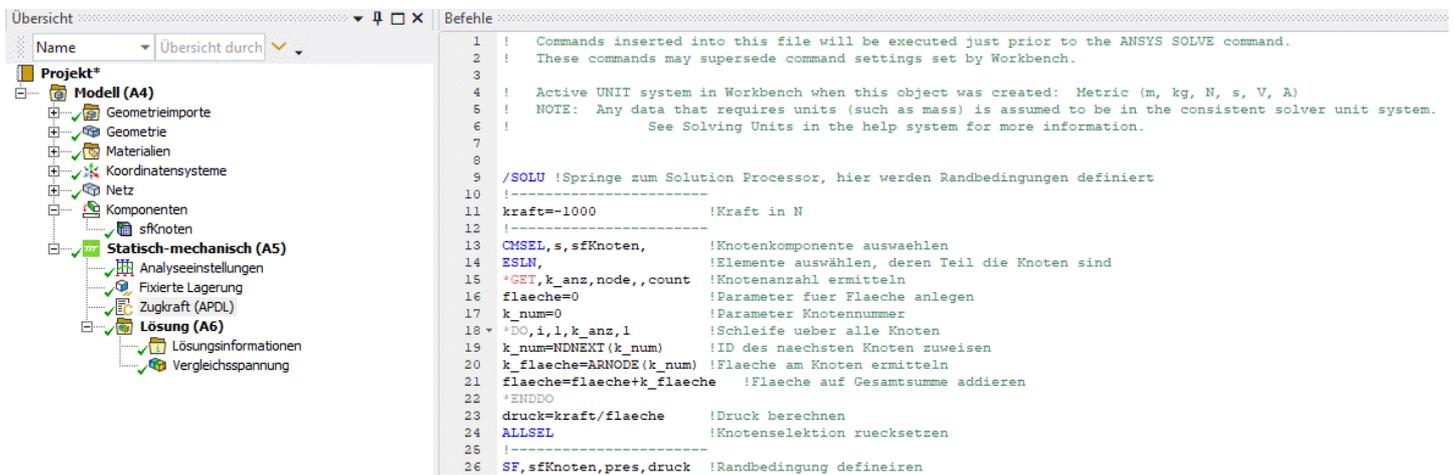
- **Hinweis:** Wer diesen Schritt selbst nachvollziehen möchte, muss das entsprechende Ergebnis zunächst hinzufügen: **MFL > Lösung > Ergebnisse > Spannung > Vergleichs- (von Mises)**. Details zu den Lösungsansichten in *Ansys* folgen später.
- Das Problem ist, dass die FE-Kraft die Gesamtlast einfach auf die Knoten aufteilt. Im Beispiel sind das etwa 16 N pro Knoten (1000/63).
- Im realen Belastungsfall wäre die Kraft gleichmäßig über die Fläche verteilt und nicht diskret auf Knoten.
- Für die FE-Analyse muss man dies berücksichtigen, indem man die Knotenlast nach dem jeweiligen Flächenanteil gewichtet. Das heißt, dass Knoten in der Mitte des Bauteils anteilig mehr Kraft aus der Umgebung aufnehmen als solche am Rand oder in den Ecken des Teils.
  - *Ansys Mechanical* ist im Prinzip nur ein grafischer Editor für die mächtige **ANSYS APDL**. Beim Klicken auf **Lösung** wird intern ein APDL-Skript generiert, welches das eigentliche FE-Modell für den Solver enthält.
  - Unsere FE-Kraft-Randbedingung erzeugt in ADPL eine reine Kraftlast vom Typ **F** (force) an den gewählten Knoten. Die erwähnte Gewichtung für eine flächige Last ist über **SFE** (surface loads on elements) möglich.
  - Die grafische Oberfläche bietet leider keine direkte Möglichkeit Knoten-basiert eine flächig wirkende Last sauber aufzubringen.
  - Ein Umweg wäre über die Randbedingung FE-Druck mit manueller Umrechnung unserer Zugkraft möglich (1000 N auf 10 mm<sup>2</sup> wären 100 MPa).
  - Stattdessen nutzen wir aber im Folgenden den direkten Weg über APDL. Diesen Ablauf kennenzulernen lohnt sich, weil darüber auch in anderen Anwendungsfällen das volle Potenzial von *ANSYS Classic* entfaltet werden kann.
  - Die nachfolgend erzeugten Befehle werden 1 zu 1 ans Ende des über die GUI automatisch generierten Skripts kopiert.
- Wir **löschen** die fehlerhafte **FE-Kraft** und **fügen** stattdessen **Befehle**  ein. Das erzeugte Element in der Übersicht benennen wir in "**Zugkraft (APDL)**" um, damit später nachvollziehbar ist, wo die zweite Randbedingung definiert wird.
- Es öffnet sich über dem Grafikfenster ein Editor, der die Eingabe von APDL-Skripten ermöglicht. Dort fügen wir das folgende Skript ein und vollziehen die Funktion anhand der Kommentare nach:

```

/SOLU !Springe zum Solution Processor, hier werden Randbedingungen definiert
!-----
kraft=-1000          !Kraft in N
!-----
CMSEL,s,sfKnoten,   !Knotenkomponente auswaehlen
ESLN,               !Elemente auswaehlen, deren Teil die Knoten sind
*GET,k_anz,node,,count !Knotenanzahl ermitteln
flaeche=0          !Parameter fuer Flaeche anlegen
k_num=0            !Parameter Knotennummer
*DO,i,1,k_anz,1    !Schleife ueber alle Knoten
k_num=NDNEXT(k_num) !ID des naechsten Knoten zuweisen
k_flaeche=ARNODE(k_num) !Flaeche am Knoten ermitteln
flaeche=flaeche+k_flaeche !Flaeche auf Gesamtsumme addieren
*ENDDO
druck=kraft/flaeche !Druck berechnen
ALLSEL             !Knotenselektion ruecksetzen
!-----
SF,sfKnoten,PRES,druck !Randbedingung definieren

```

- Dieses Skript ermittelt aus dem Komponentensatz "sfKnoten" dessen Fläche und errechnet den entsprechenden Druck, der sich aus der im Skript definierten Kraft ergibt. Die Kraft kann man im Skript jetzt beliebig ändern, ohne manuell den Druck entsprechend der Bauteilgeometrie zu berechnen.
- Das Skript erscheint etwas kompliziert, weil wir von unserem zuvor definierten Knotensatz ausgehen. Fortgeschrittene Nutzer könnten auch mit einer Flächenauswahl beginnen oder die Elemente gleich direkt über ADPL-anwählen. Man spart sich dann die Iterationen zur Flächenberechnung.
- **Hinweis:** Auch dass unser Skript mit dem Befehl **SF** arbeitet, liegt am zuvor gebildeten Knotensatz. SF erfüllt die selbe Funktion für Knoten, die SFE bei Elementen übernimmt.



Damit sind alle Randbedingungen definiert. Das etwas kompliziertere Vorgehen für die Zugkraft ist natürlich nicht immer notwendig. In dieser Übung soll es zeigen, dass vollwertige FEM-Programme deutlich mehr Möglichkeiten als z.B. *Fusion* bieten, dabei aber eben auch entsprechende Erfahrungen beim Nutzer voraussetzen. Die normale Kraft , die wir so auch aus dem ersten Übungsteil in *Fusion 360* kennen, hätte in diesem Fall sofort das gewünschte Ergebnis erzielt (weshalb wir sie in den folgenden Studien nutzen). Intern funktioniert dieser Button aber genauso wie hier nachvollzogen: aus der gewählten 3D-Geometrie und der angegebenen Kraft wird ein Druck errechnet, der dann mit dem SFE Kommando im APDL-Skript angelegt wird. Natürlich ist das nutzerfreundlicher, solange man nichts an den tiefergehenden Optionen ändern möchte.

← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Ansys\\_-\\_Randbedingungen&oldid=26158](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Ansys_-_Randbedingungen&oldid=26158)“

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Ansys - Belastungsanalyse

Aus OptiYummy

↑



## Analyse (Simulation)

*Ansys* stellt mehrere Solver mit unterschiedlichen Eigenschaften zur Verfügung. Man findet zahlreiche Einstellungen in den **Details von "Analyseeinstellungen"**. Als Anfänger sollte man sich hier zunächst auf die Standardeinstellung verlassen. Nur einige wenige seien hier kurz erläutert.

### Solver-Typ Direkt:

- Ist der Gleichungslöser für dünn besetzte Matrizen. Er ist sehr schnell, benötigt aber vergleichsweise viel Speicher.
- Das FE-Problem läuft auf ein umfangreiches Gleichungssystem hinaus, mehr dazu am Ende dieser Übung. Dieser Solver versucht direkt die Inverse der entsprechenden Matrix zu berechnen.
- Grobe Daumenregel: die richtige Wahl für mittelgroße Strukturen bis ca. 150.000 Freiheitsgrade bei Standard-Computern, außerdem hilfreich bei Kontakten mit Reibung und schlecht konditionierten Steifigkeitsmatrizen.

### Solver-Typ Iterativ:

- Ist der iterative Gleichungslöser, der allgemeiner anwendbar und ressourcenschonender, aber oft auch langsamer ist.
- Hierbei wird das Gleichungssystem über ein Gradientenverfahren Stück für Stück (iterativ) der Lösung angenähert.
- Daumenregel: die richtige Wahl für Strukturen mit mehr als 150.000 Freiheitsgraden und bei sinnvoller Parametrisierung der Solverparameter (z.B. durch Automatismen von *Ansys*).

### Große Verformung:

- Steuert die Betrachtung großer Verformungen durch den Solver und sollte aktiviert werden, wenn diese im Modell zu erwarten sind. Das trifft allgemein auf sehr dünne oder weiche Strukturen zu.
- Für große Bewegungen muss das Modell dann iterativ gelöst und die Randbedingungen angepasst werden, wenn sich z.B. eine Kraftangriffsfläche stark verformt. Man erhält automatisch ein **nichtlineares Problem**.

Weitere Details finden Interessierte in der **Produktdokumentation**. Darüber erschließen sich auch wieder Optionen, die nur mittels APDL und nicht in der grafischen Oberfläche abrufbar sind.

Wir starten die Lösung unserer ersten Studie mit dem entsprechenden Button in der **MFL > Lösung**:

The image shows a screenshot of the Ansys software interface. On the left, a tree view displays the simulation setup: 'Modell (A4)' containing 'Geometrieimporte', 'Geometrie', 'Materialien', 'Koordinatensysteme', 'Netz', 'Komponenten', and 'sfKnoten'. Below this is 'Statisch-mechanisch (A5)' with 'Analyseeinstellungen', 'Fixierte Lagerung', and 'Zugkraft (APDL)'. At the bottom is 'Lösung (A6)'. On the right, the 'Details von "Analyseeinstellungen"' dialog box is open, showing various settings:

Details von "Analyseeinstellungen"	
<b>Schrittsteuerung</b>	
Anzahl Lastschritte	1,
Aktuelle Schrittnummer	1,
Zeit nach Schritt	1, s
Automatische Zeitschrittsteuerung	Programmgesteuert
<b>Solver-Steuerungen</b>	
Solver-Typ	Programmgesteuert
Schwache Federn	Aus
Pivot-Prüfung des Solvers	Programmgesteuert
Große Verformung	Aus
Trägheitsausgleich	Aus
Quasi-statische Lösung	Aus
<b>Rotordynamik-Einstellungen</b>	
<b>Restart-Steuerungen</b>	
<b>Nichtlineare Steuerungen</b>	
<b>Erweitert</b>	
<b>Ausgabesteuerungen</b>	
<b>Analysedatenverwaltung</b>	



Lösung

Nach erfolgreicher Simulation gibt es noch zwei weitere sinnvolle Optionen, bevor man sich "echte" Ergebnisse ansieht.

**Eingabedatei schreiben:** (kann man auch schon vor dem Lösen)

- Erreichbar bei Auswahl der Randbedingungen in der Übersicht unter **MFL > Extras >** 
- Man kann sich das in Mechanical erzeugte Modell hier als ADPL-Skript oder auch für den Nastran-Solver (den wir aus *Fusion 360* kennen) exportieren lassen.
- Ein Blick in die APDL-Datei kann sich lohnen, wenn man bestimmte Fehler sucht oder nachvollziehen möchte, wie genau das Modell aufgebaut wird.

**Solverausgabe:**

- Eine detaillierte Ausgabe des Solvers erscheint im Übersichtsbaum unter Lösung nach der Simulation:   Lösungsinformationen
- Diese Informationen helfen bei der Fehlersuche, können also besonders dann nützlich sein, wenn die Simulation fehlschlägt.

← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Ansys\\_-\\_Belastungsanalyse&oldid=26070](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Ansys_-_Belastungsanalyse&oldid=26070)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Ansys - Auflage-Reaktionen

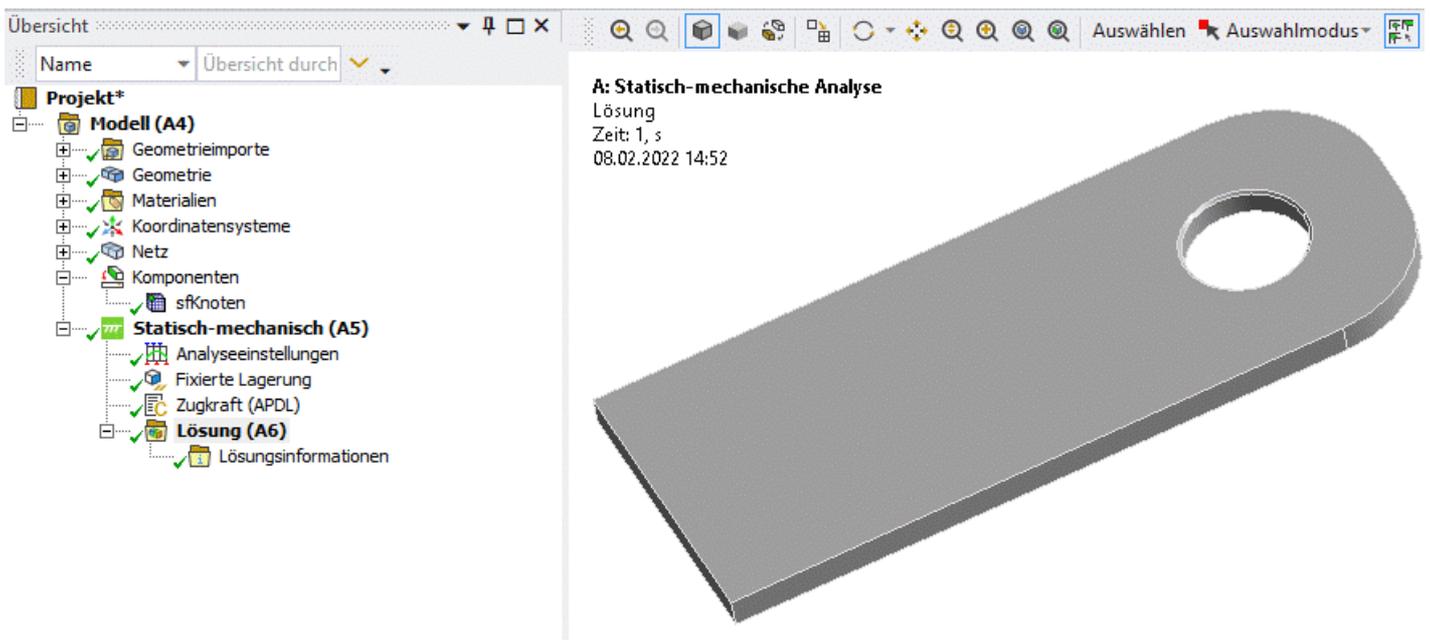
Aus OptiYummy

↑



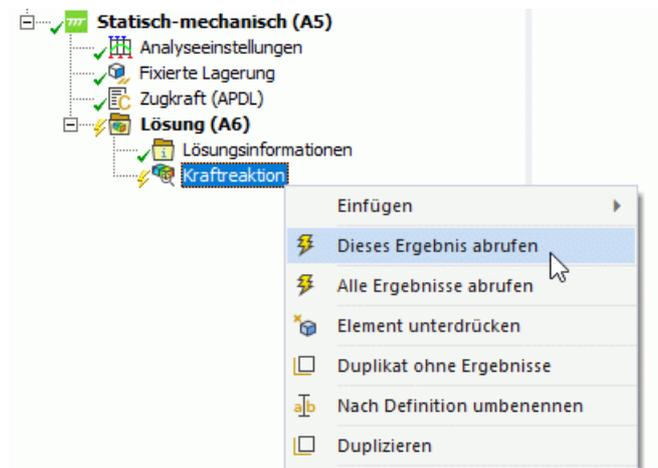
## Auflagereaktionen

Nach erfolgreichem Lösen des Gleichungssystems (entspricht der Simulation des Modells) passiert zunächst sehr wenig. Im Übersichtsbaum erkennt man durch das grüne Häkchen neben **Lösung**, dass diese erfolgreich war. Im Gegensatz zu *Fusion 360* erhalten wir aber nicht sofort ein buntes Bild, um damit den Chef zu beeindrucken. Die Auswertefunktionen von *Ansys Mechanical* sind deutlich umfangreicher und müssen erst noch konfiguriert werden. Man fügt die einzelnen (relevanten) Ergebnisse Stück für Stück selbst hinzu.



Wir beginnen zunächst mit dem Überprüfen der Auflagereaktion und testen damit, ob die Simulation grundsätzlich nachvollziehbare Ergebnisse liefert.

- Hinzufügen einer Kraftreaktion über **MFL > Lösung > Ergebnisse > Stichprobe > Kraftreaktion**  (auch über Kontextmenü erreichbar).
- In den Details von Kraftreaktion legen wir die **Fixierte Lagerung** als entsprechende Randbedingung fest.
- Es fällt auf, dass der kleine gelbe Blitz dadurch noch nicht verschwindet und auch noch nichts im Grafikfenster angezeigt wird.
- Grundsätzlich müssen die Ergebnisse nach dem Anlegen noch aus der abgespeicherten Ergebnisdatei abgerufen werden: **Kontextmenü > Dieses Ergebnis abrufen** oder bei mehreren direkt alle abrufen.
- **Achtung:** Dabei werden nur Daten aus der schon existierenden Lösungsdatei eingelesen. Es ist nicht notwendig, das Modell erneut zu lösen!



- Nach dem Abruf sollten alle Modellkomponenten unter Lösung wieder mit einem grünen Haken markiert sein.
- Aus den Details der Kraftreaktion erfahren wir, dass unsere Lagerung exakt die aufgebrachtten 1000 N in x-Richtung aufnimmt.
- In die beiden anderen Richtungen wirken nur winzige Kräfte im Bereich unter einem Micronewton. Diese sind über numerisches Rauschen zu erklären.
- Abschließend kann man auf dem gleichen Weg noch eine **Verformungsstichprobe** am Lochrand hinzufügen.
- Hier zeigt sich, wie zu erwarten, eine Verformung von 0 mm.

Details von "Kraftreaktion"	
<b>Definition</b>	
Typ	Kraftreaktion
Positionsmethode	Randbedingung
Randbedingung	Fixierte Lagerung
Ausrichtung	Globales Koordinatensystem
Unterdrückt	Nein
<b>Optionen</b>	
Ergebnisauswahl	Alle
<input type="checkbox"/> Zeit anzeigen	Endzeit
<b>Ergebnisse</b>	
<input type="checkbox"/> X-Achse	1000, N
<input type="checkbox"/> Y-Achse	-1,7544e-007 N
<input type="checkbox"/> Z-Achse	-1,5989e-007 N
<input type="checkbox"/> Gesamt	1000, N
<b>Zeitbezogener Höchstwert</b>	
<b>Zeitbezogener Mindestwert</b>	
<b>Informationen</b>	

Unser Modell scheint also sinnvolle Werte zu berechnen und sich grundlegend korrekt zu verhalten.

← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Ansys\\_-\\_Auflage-Reaktionen&oldid=26071](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Ansys_-_Auflage-Reaktionen&oldid=26071)“

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Ansys - Vergleichsspannung

Aus OptiYummy

↑

Es wurde für die Spannungsberechnung die Gestaltänderungsenergiehypothese (**GEH**) genutzt und damit die sogenannte Mises-Vergleichsspannung ermittelt. Verfügbar sind die berechneten Spannungswerte in allen Elementen. Es gibt verschiedene Möglichkeiten, diese zu ermitteln. Wir betrachten im Folgenden jeweils die Spannung in den Einzelementen, über Elemente gemittelt und in den sogenannten **Gaußpunkten**.

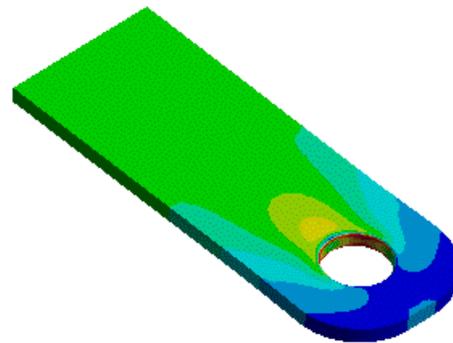
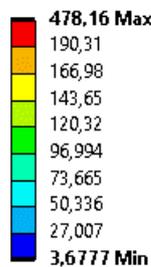
- Das entsprechende Ergebnis erhält man wieder über **MFL > Ergebnisse > Spannung > Vergleichs- (von Mises)**

## Vergleichsspannung



### A: Statisch-mechanische Analyse

Vergleichsspannung  
Typ: Vergleichsspannung (von Mises)  
Einheit: MPa  
Zeit: 1 s  
09.02.2022 11:30

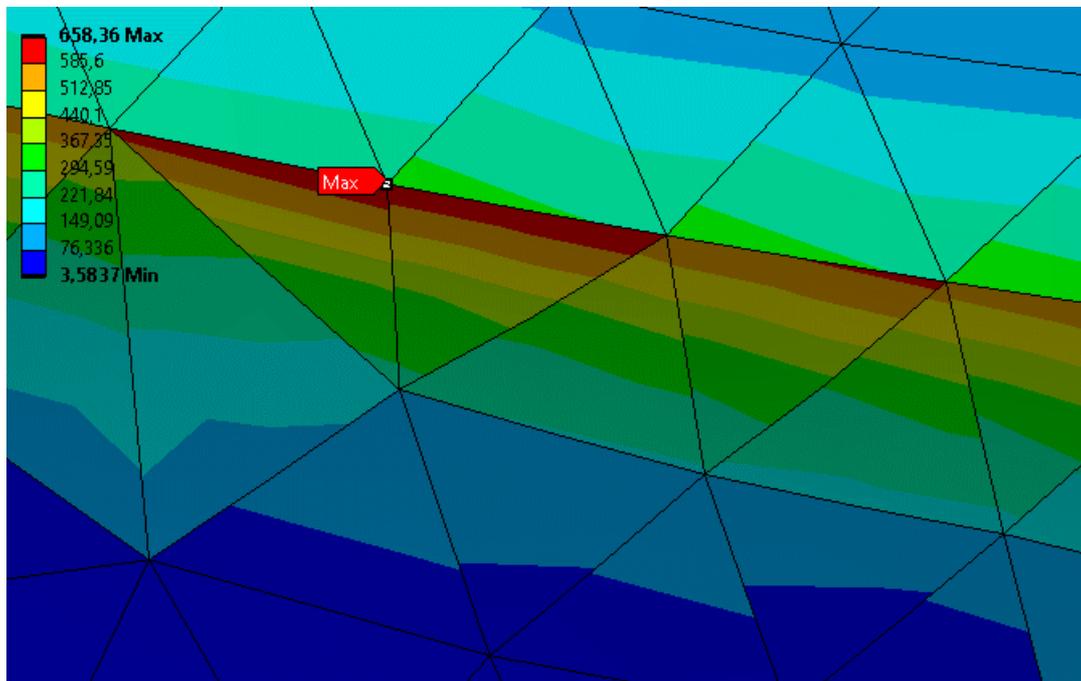


## Legende und Darstellungsoptionen

- Über die MFL sind die bekannten Darstellungsoptionen wählbar (bitte ausprobieren):
  - Skalierung der Bauteilverformung: Es sind vorgeschlagene Faktoren oder die Eingabe eines beliebigen Faktors möglich.
  - Die Farbkonturen kann man zwischen Isolinien, Konturbändern und "weichen Konturen" umstellen. Letztere vermeiden wir, da sie Unstetigkeiten kaschieren.
  - Bei den Modellkanten kann man sich das Netz ein- und ausblenden, sowie Varianten mit Überlagerung durch den unverformten Körper wählen.
  - Max- und Min-Werte sowie einzelne Stichproben lassen sich einblenden.
- Die Legende im Grafikbereich ist über das Kontextmenü sehr frei gestaltbar (Ausgangszustand über **Rechtsklick > Alles zurücksetzen** wiederherstellen):
  - Die Grenze der Konturbänder lässt sich per Maus ziehen oder mit einem Klick auf die eingeblendeten Zahlenwerte direkt eingeben.
  - Nach Klick auf die Farbleiste kann man mit den angezeigten + und - Symbolen Bereiche hinzufügen oder entfernen.
  - Wenn, wie an den Kanten in unserem Beispiel, große Spitzenwerte auftreten, lohnt sich die Option eine logarithmische Skala zu verwenden.
  - Die Farben sind frei definierbar. Für Druckerzeugnisse kann die Voreinstellung "Graustufen" hilfreich sein.

## Eckknoten-Spannungen

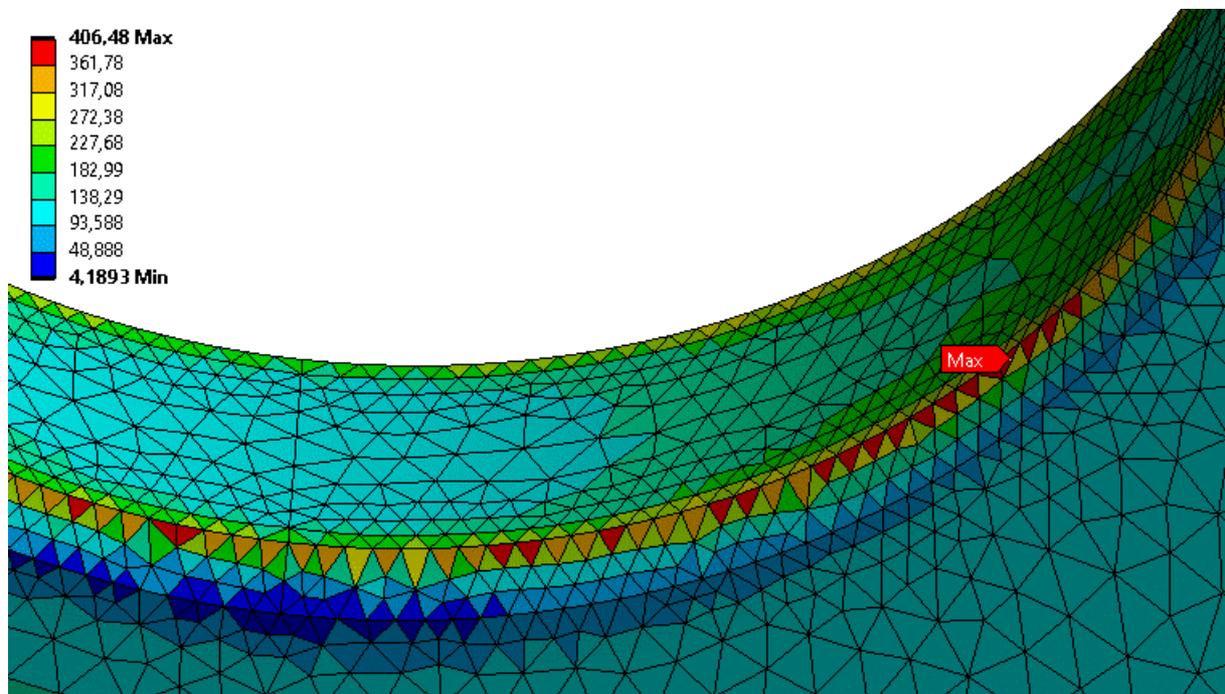
- Die in den Gaußpunkten errechneten Spannungswerte werden zu den Elementknoten hin extrapoliert.
- Ein Eckknoten, der an mehrere Elemente grenzt, erhält also unterschiedliche Spannungswerte von den einzelnen Nachbarn.
- Als Standardeinstellung wird die Knotenspannung zwischen einzelnen Elementen gemittelt. Dadurch ergibt sich ein eindeutiger Wert pro Knoten und stetige Übergänge zwischen den Einzelsegmenten.
- Wir ändern diese Einstellung in den **Details von "Vergleichsspannung" > Integrationspunktergebnisse > Anzeigoption > nicht gemittelt.**
- Sofort fällt auf, dass die Darstellung deutliche Sprünge zwischen den Elementen aufweist.



- Der Spitzenwert von **658 MPa** ist deutlich höher als zuvor. Die starken Sprünge im Bereich der Kante zeigen außerdem, dass wieder eine Unstetigkeit auftritt und wir für die hier auftretenden Spannungsgradienten eigentlich zu grob vernetzt haben.
- Bei einer guten Analyse sollte es im Allgemeinen keine starken Sprünge bei der Umstellung auf nicht gemittelte Werte geben. Der konkrete Zahlenwert ist hier deshalb wenig vertrauenswürdig.

### Mittlere Element-Spannungen

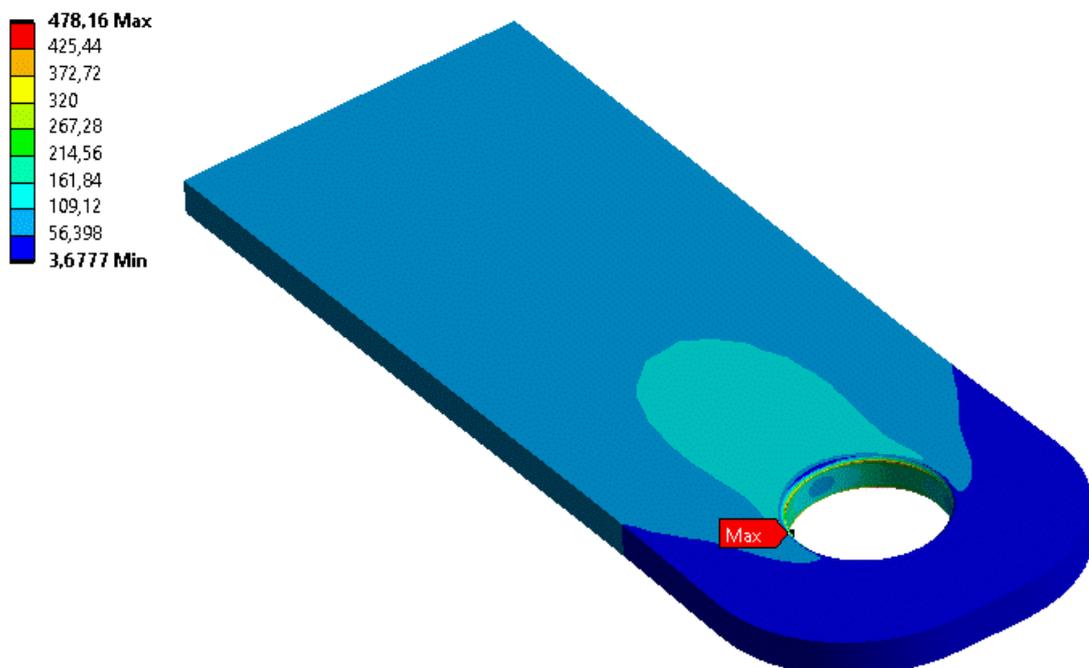
- Man kann sich die Vergleichsspannung nicht nur für einzelne Knoten, sondern auch gemittelt über das jeweilige Element ausgeben lassen.
- Dazu die Anzeigoption auf "**Elementbezogener Mittelwert**" setzen.
- Jetzt wird der Mittelwert aller enthaltenen Gaußpunkte für das vollständige Element übernommen und jedes Element einheitlich eingefärbt.
- Zwischen Nachbarelementen gibt es dadurch immer noch Sprünge:



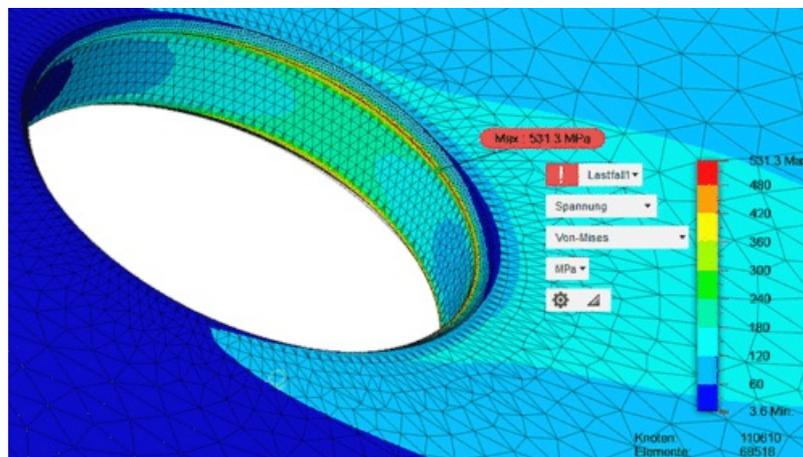
- Durch die Mittelwertbildung ist der Maximalwert der Spannung nur noch mit **406 MPa** angegeben.
- Daran erkennt man gut, dass der vorherige Spitzenwert extrem stark von seinen direkten Nachbarn abweicht. Im gemittelten Ergebnis "profitieren" die stark belasteten Kanten von ihren schwach belasteten Nachbarn direkt im Lochrand.

### Gaußpunkt-Spannungen gemittelt

- Regulär werden die Spannungsergebnisse an den Gaußpunkten zu den Elementknoten hin extrapoliert.
- Man könnte dieses Verhalten über das APDL-Kommando ERESX steuern und direkt die Werte der Gaußpunkte übernehmen, worauf wir aber verzichten.
- Stattdessen betrachten wir hier das "Musterergebnis" mit der Anzeigeeption "**gemittelt**", welches ohnehin vom Programm vorgeschlagen wurde.
- Die Anzeigeeption wie zu Beginn wieder auf "**Gemittelt**" stellen:



- Zoomt man die Ansicht größer, erkennt man jetzt gut, dass keine Sprünge mehr zwischen den Elementen vorliegen. Wir wissen aber, dass unser Modell an den Lochkanten Unstetigkeiten aufweist.
- Der Maximalwert der Vergleichsspannung sollte mit etwa **478 MPa** niedriger ausfallen als in *Fusion 360*. Grund dafür ist die geänderte Vernetzung.
- Wir hatten bereits festgestellt, dass die fixierte Konfiguration eine höhere Spannung erreicht, je feiner man das Netz gestaltet.
- Ändert man die Vernetzung des Modells so ab, dass an den Kanten ebenfalls die maximale Elementgröße von 0,03 mm erreicht (was wir zu Beginn wegen der Modellgrößen-Beschränkung nicht getan haben), dann erhält man einen Maximalwert von 564 MPa.
- **Hinweis:** Wer diesen Schritt mit der Studentenversion nachvollziehen möchte, muss die "Elementgröße" auf 0,03 mm reduzieren und nur auf die Lochkante (nicht die Fasenfläche!) anwenden. Außerdem sollte man die adaptive Größe des Netzes wieder aktivieren und den Knotensatz nach dem Vernetzen aktualisiert, da sonst die Krafrandbedingung nicht mehr funktioniert.
- Dieser Wert stimmt besser überein mit dem Ergebnis entlang der Lochkante aus der **Autodesk-Fusion-Studie**:



## Vernetzungsfeinheit

- Infolge der etwas gröberen Vernetzung des Lochrandes in Ansys weichen die Ergebnisse direkt an der Kante voneinander ab!
- Mit unserem Vorwissen, dass dieser Spannungswert an einer "ideal" eckigen Kante gegen Unendlich läuft, können wir diesen Unterschied erklären.

← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Ansys\\_-\\_Vergleichsspannung&oldid=26072](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Ansys_-_Vergleichsspannung&oldid=26072)“

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Ansys - Deformation

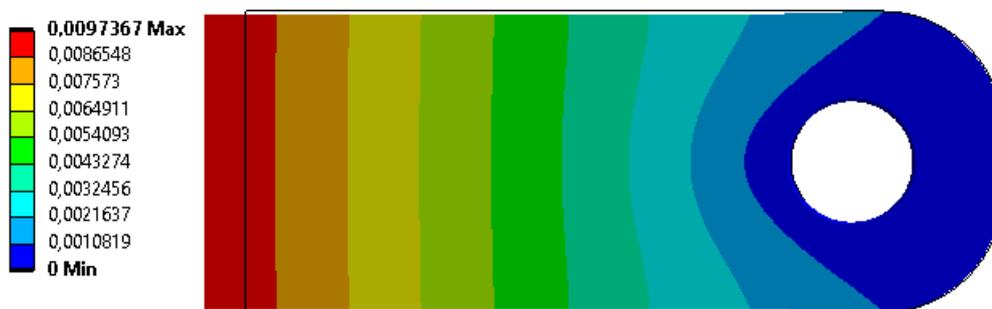
Aus OptiYummy

↑

## ↔ Deformation

Die Verformung findet sich im bekannten Menü **MFL > Lösung > Ergebnisse > Verformung > Gesamt**. Man kann das Finite-Elemente-Netz unverformt, verformt oder beides überlagert darstellen:

- Für die verformte Darstellung ist der Faktor für die Skalierung frei wählbar.
- Standardmäßig ist der Faktor (im Beispiel 140) so vorgegeben, dass die Verformung gut sichtbar aber nicht verzerrt ist:



- Man kann freie Werte als Skalierungsfaktor eingeben.
- Positive Zahlen werden dabei auf die tatsächliche Verformung bezogen, negative auf den vom Programm definierten automatischen Wert. Die Eingabe von "-10" bewirkt also, dass die Darstellung der 10-fachen automatischen Skalierung entspricht.

### Hinweise:

- Für die überlagerte Darstellung des verformten und unverformten Netzes sollte man auf die Netzdarstellung umschalten, um die Übersichtlichkeit etwas zu erhöhen.
- Wählt man als Ergebnis "Verschiebungskomponente" mit Richtungsangabe X, Y oder Z, so wird auch nur diese Richtung bei der Verformungsdarstellung des Netzes berücksichtigt.
- Die mit *Ansys* berechnete maximale Verschiebung von **9,7 µm** entspricht ungefähr dem Wert aus der Fusion-Belastungsanalyse. Unterschiede resultieren überwiegend aus der Vernetzung insbesondere in Lochrand-Nähe.

↔

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Ansys\\_-\\_Deformation&oldid=25540](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Ansys_-_Deformation&oldid=25540)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Ansys - Beanspruchung

Aus OptiYummy

↑



## Beanspruchung (Sicherheitsfaktor)

*Ansys* bietet im Unterschied zur *Fusion*-Belastungsanalyse eine etwas verstecktere Möglichkeit, den "aktuellen" Sicherheitsfaktor in Abhängigkeit von der Position auf dem Bauteil grafisch darzustellen:

- Man kann ihn über **MFL > Lösung > Toolbox > Spannungs-Tool** einbinden.
- Der eigentliche Sicherheitsfaktor findet sich dann im Unterordner des Spannungs-Tools.
- Über die Details von "Spannungs-Tool" kann man auswählen ob sich der Faktor auf die Zug-Streckgrenze (Sicherheit gegen Fließen) oder auf die maximale Zugsteifigkeit (Sicherheit gegen Bruch) beziehen soll.

Der Sicherheitsfaktor stellt ein kombiniertes Ergebnis aus den ermittelten Spannungen und den Grenzwerten des genutzten Materials dar. Möchte man vergleichbare Betrachtungen durchführen, bietet *Ansys Mechanical* die Möglichkeit benutzerdefinierte Ergebnisse zu erstellen. Diese sind immer dann hilfreich, wenn die gewünschte Funktion nicht vordefiniert ist.

- Unter **MFL > Lösung > Ansichten > Arbeitsblatt** kann man alle verfügbaren Größen anzeigen lassen.
- Der **Sicherheitsfaktor** (gegen Fließen) für zähe Materialien wird definiert als das Verhältnis der Streckgrenze des Materials zur maximal auftretenden Belastung:

$$S_F = R_e / \sigma_{\max}$$

- Aus der Tabelle ermitteln wir die interne Bezeichnung der **Vergleichsspannung: SEQV**.
- Über das Kontextmenü könnte man jetzt direkt ein benutzerdefiniertes Ergebnis erstellen oder sich diese Abkürzung merken. Den Sicherheitsfaktor definiert man dann entsprechend der Grenzwerte des Materials manuell.
- Im konkreten Fall können wir uns diese Vorgehensweise aber sparen und nutzen einfach das vordefinierte Ergebnis.
- Wir streben einen Sicherheitsfaktor  $S \geq 2$  an, d.h. bei **Re=410 MPa** wäre ein  $\sigma_{\max} \leq 205 \text{ MPa}$  zulässig.
- Diesen Wert erreichen wir mit einer Zugkraft von **1000 N** entsprechend unserer Modellberechnung nicht.

### "Filter" für die Darstellung überlasteter Bereiche:

- Man kann einen Werte-Bereich angeben, in dem eine Darstellung der Farbkontur für die gewählte Größe erfolgt. Dazu wählt man **MFL > Ergebnis > Anzeige > Geometrie > Begrenzte Isoflächen**.
- Es sollen nur die Bauteil-Bereiche farblich markiert werden, in denen der geforderte Sicherheitsfaktor unterschritten wird: Begrenzung "**Oben**" mit Grenzwert **2**:



- **Hinweis:** Im Bild wurde der Sicherheitsfaktor 5 zur besseren Visualisierung gewählt. Der Bereich mit  $S < 2$  ist sehr klein.

### Frage:

- Welche zulässige Zugkraft ergibt sich anhand des vorhandenen Modells bei einem Sicherheitsfaktor  $S \geq 2$ ?
- **Achtung:** Wer sehr genau arbeiten möchte und den Kraftwert mit Nachkommastelle angibt, muss im APDL-Befehl beachten, dass hier ein Punkt statt Komma als Dezimaltrennzeichen gilt (also z.B. 123.4 nicht 123,4).
- Mittels der Filter-Funktion ist zu überprüfen, dass in keinem Bauteilbereich die zulässige Belastung für diesen Sicherheitsfaktor überschritten wird!

← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Ansys\\_-\\_Beanspruchung&oldid=25541](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Ansys_-_Beanspruchung&oldid=25541)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Ansys - Spielpassung

Aus OptiYummy



## Spielpassung auf biegesteifem Bolzen

Es soll nun in Anlehnung an unsere Belastungsanalyse mittels *Autodesk Fusion* die Befestigung der Lasche mittels Spielpassung auf einem Bolzen simuliert werden:

- Dazu können wir die bestehende Studie wiederverwenden:
  - Im Übersichtsbaum **Rechtsklick auf Statisch-mechnaisch (A5) > Duplizieren.**
  - Man sollte zur besseren Übersicht spätestens jetzt sinnvolle Namen vergeben. "**Fest**" und "**Spiel**" bieten sich wieder an. Natürlich sind auch längere Namen möglich.
- Für die neue Studie kann man jetzt nur Randbedingungen und Lösungskonfiguration ändern. Material, Vernetzung, usw. werden übernommen.
- Die bestehenden Randbedingungen (Lagerung und Kraft) löschen wir in der Analyse "Spiel".

### Randbedingungen

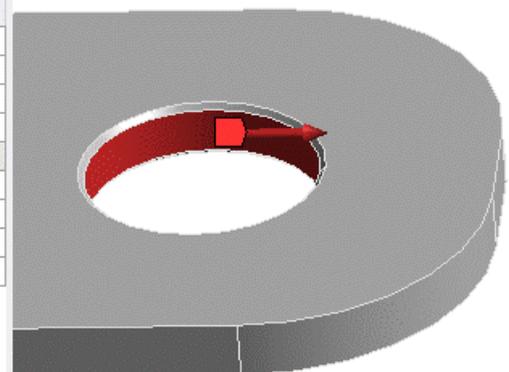
#### 1. Fixierung der Stirnfäche

- Um eine Spielpassung im Loch nachzubilden, erfolgt ein Tausch von "Last" und "Einspannung" im Vergleich zum "Verschweißen".
- Die Fixierung der Stirnfläche sollte keine Probleme bereiten.

#### 2. Kraftwirkung durch Bolzen auf Lochwand

- Es wird von einer Spielpassung mit sehr engem Luftspalt zwischen Bolzen und Lochwand ausgegangen. Infolge der aus der Belastung resultierenden Verformung des Loches presst sich auf der belasteten Hälfte die Lochwand an den Bolzen. Infolge der Haftreibung kann an den Kontaktstellen dann die Kraftübertragung zwischen Bolzen und Lochwand stattfinden.
- Für die Krafteinwirkung könnte man dazu die halbe Lochwand auswählen und mit einer Flächenlast versehen.
- Stattdessen nutzen wir jetzt aber die Komfortfunktion und definieren direkt eine Last mit den entsprechenden Eigenschaften über die grafische Oberfläche:
  1. Lochwand anwählen und darauf eine **Bolzenlast** definieren.
  2. Als Kraft definieren wir wieder **1000 N**.
  3. Die Richtung kann man wie vorgeschlagen über einen Vektor definieren und gibt als Richtung eine geeignete Körperkante vor:

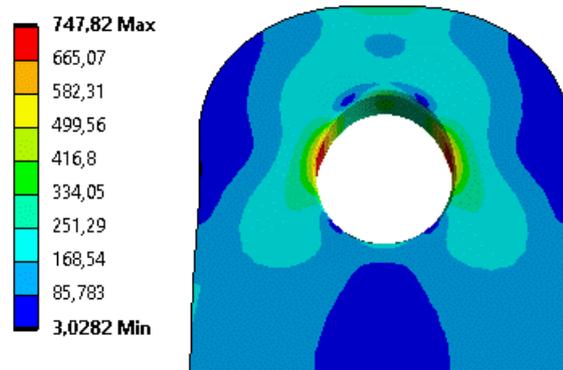
Details von "Bolzenlast"	
≡ <b>Zuweisung</b>	
Zuweisungsmethode	Geometrieauswahl
Geometrie	1 Fläche
≡ <b>Definition</b>	
Typ	Bolzenlast
Definiert durch	Vektor
<input type="checkbox"/> Größe	1000, N
Richtung	Zum Ändern klicken
Unterdrückt	Nein



## Ergebnisse

Es ergibt sich qualitativ eine Verteilung der Mises-Spannung um das Loch, wie wir sie bereits mit dem Modell in *Autodesk Fusion* berechnet haben:

- Auch quantitativ stimmen die berechneten Werte der maximalen Belastung des Ansys-Modells (**748 MPa**) mit denen der Fusion-Studie recht gut überein:



- Das Gleiche gilt für die berechnete Verformung:



- Es zeigt sich, dass die unterschiedliche Vernetzung bei diesem Aufbau deutlich weniger relevant ist, als bei den Spannungsspitzen am fixierten Lochrand.

## Frage:

- Welche Zugkraft verträgt unter diesen Bedingungen die Lasche, damit der Sicherheitsfaktor  $> 2$  für das gesamte Bauteil gilt?

← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Ansys\\_-\\_Spielpassung&oldid=27904](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Ansys_-_Spielpassung&oldid=27904)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Ansys - Modal-Analyse

Aus OptiYummy

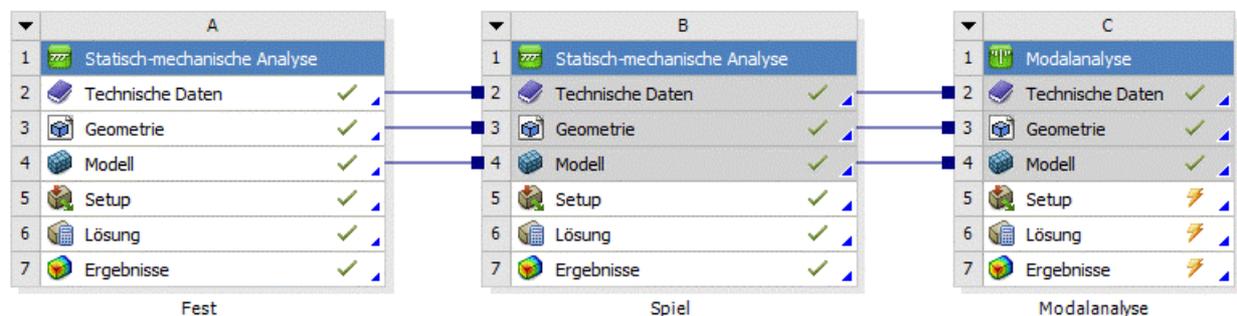
↑



## Resonanz-Frequenzen mit fixiertem Lochrand

Im Vergleich zu unserer Modalanalyse mittels *Autodesk Fusion* soll unter gleichen Randbedingungen eine Modalanalyse mit *Ansys Mechanical* durchgeführt werden. Wir nutzen dazu einen kleinen Trick:

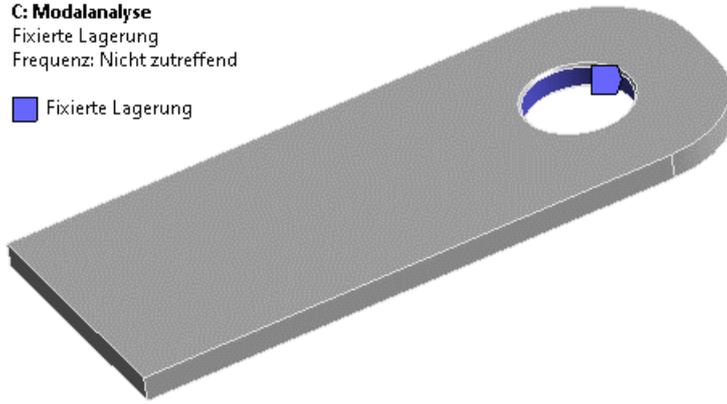
- **Duplizieren** der Analyse **Spiel (B5)**.
- Wir wechseln zurück in die Projektübersicht der *Workbench*. Dort ändern wir mit **Rechtsklick > Ersetzen durch** den Typ der gerade duplizierten Studie zu **Modalanalyse**.



- Die Analysen in der *Workbench* lassen sich miteinander verknüpfen. Darüber sind sehr komplexe Modelle aufbaubar, die automatisch miteinander interagieren.
- Wie man sieht, ist das mit der duplizierten Analyse automatisch geschehen. Zu besserer Übersicht sollten wir auch in der *Workbench* noch Namen vergeben.
- Das Verknüpfen bestimmter Studienkomponenten ist auch manuell per Drag-and-Drop möglich. Allerdings lässt sich dann die Vernetzung nicht übernehmen, da die Modelleigenschaften verschiedener Analysen nicht vollständig kompatibel sind.
- Durch das nachträgliche Ersetzen des Analysetyps können wir unser Netz aber auch in der Modalanalyse nutzen.
- Die Randbedingungen und Lösungen muss man wieder löschen.
- **Hinweis:** Vor der Bolzenlast und den Spannungs-Lösungen werden Fragezeichen angezeigt, weil diese im Kontext der Modalanalyse keinen Sinn ergeben und nur ein Überbleibsel der Typänderung sind.
- **Abhängigkeiten**  
Fixierung der gesamten Fläche der Lochwand ohne zusätzliche Krafteinwirkung, um vergleichbare Ergebnisse zur Analyse im *Autodesk Fusion* zu erhalten:

**C: Modalanalyse**  
 Fixierte Lagerung  
 Frequenz: Nicht zutreffend

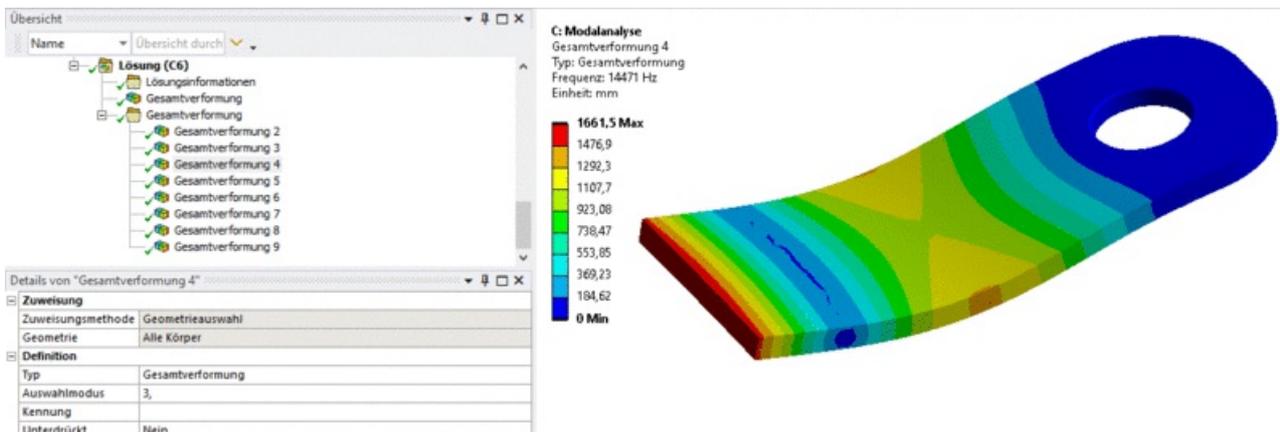
 Fixierte Lagerung



Für die Modal-Analyse stehen verschiedene Solver zur Verfügung. Direkt und Iterativ basieren auf dem Block Lanczos Eigenwert-Solver, wobei die iterative Variante bei großen Modellen wieder weniger Speicher benötigt. Die anderen Gleichungslöser sind für Spezialfälle. Belässt man den Solver auf "Programmgesteuert" so wird in unserem Fall der direkte gewählt. Lediglich die Anzahl der zu ermittelnden Moden erhöhen wir.

Details von "Analyseeinstellungen"	
<b>Optionen</b>	
Höchstanzahl zu suchender Moden	8
Frequenzbereich einschränken?	Nein
Option Expansion auf Anfrage	Programmgesteuert
-- Expansion auf Anfrage	Nein
<b>Solver-Steuerungen</b>	
Gedämpft	Nein
Solver-Typ	Programmgesteuert
<b>Rotordynamik-Einstellungen</b>	
<b>Erweitert</b>	
<b>Ausgabesteuerungen</b>	
<b>Analysedatenverwaltung</b>	

- Der Solver verwendet ein numerisches Verfahren, welches bereits 1950 von **Cornelius Lanczos** (ungarischer Mathematiker und Physiker) veröffentlicht wurde. Die Grundidee besteht darin, die Original-Matrix iterativ auf eine sogenannte **Tridiagonalmatrix** (Diagonalstruktur mit Bandbreite drei) zu reduzieren. Diese Tridiagonalmatrix benötigt auch bei vielen Freiheitsgraden nur wenig Speicher und kann effizient gelöst werden.
- Die Berechnung kann etwas länger dauern als die statischen Analysen.
- Als **Lösung** muss man abschließend noch die **Gesamtverformung** einfügen.
- Man kann dann entweder dort die gewünschte Eigenfrequenz im **Auswahlmodus** einstellen und die Ergebnisse neu abrufen oder gleich über das **Kontextmenü > Ergebnisse für alle Ergebnissätze erstellen**. Zwischen diesen lässt es sich dann bequemer wechseln.



Die berechneten Eigenfrequenzen weichen nur um wenige Prozent von den Ergebnissen der Modalanalyse im *Autodesk Fusion* ab. Die vorhandenen kleinen Abweichungen sind über die Vernetzung erklärbar.

**Frage:**

Die von *Ansys* berechneten Eigenfrequenzen unter 20 kHz sind mit den mittels *Autodesk Fusion* berechneten Frequenzen ins Verhältnis zu setzen. Um wie viele Prozent weichen die berechneten Eigenfrequenzen jeweils voneinander ab?

← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Ansys\\_-\\_Modal-Analyse&oldid=26073](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Ansys_-_Modal-Analyse&oldid=26073)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Ansys - 2D-Ableitung

Aus OptiYummy

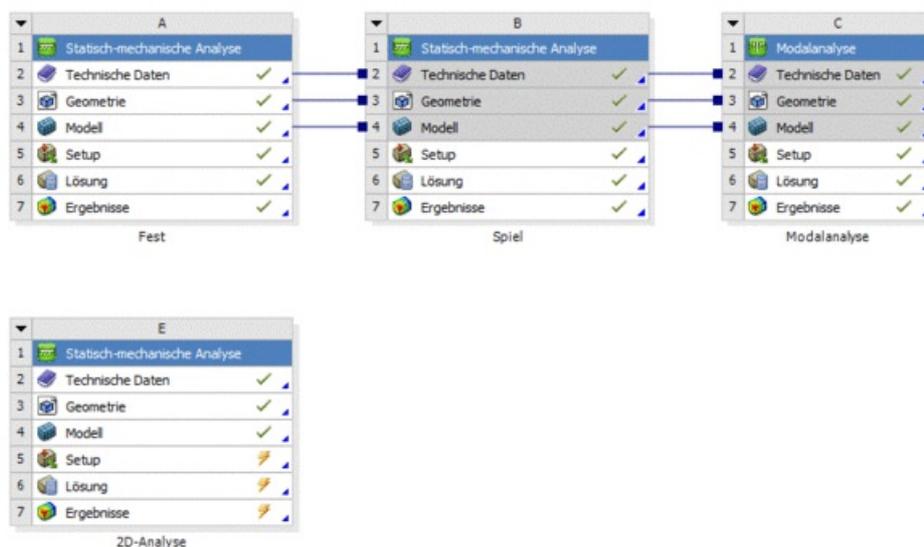
↑



## Ableiten eines 2D-Modells

Die betrachtete Lasche entspricht, bis auf die nachträglich ergänzte Fase, einem reinen 2,5D-Bauteil. Man könnte es also mit nur einer Extrusion aus einer ebenen Skizze erstellen. Wir haben außerdem festgestellt, dass man die Verformung in Z-Richtung im Wesentlichen vernachlässigen kann. Belastung und Verformung finden hauptsächlich in der X-Y-Ebene statt. Diese Eigenschaft kann man sich zunutze machen und statt dem komplexen 3D-Modell eine vereinfachte 2D-Version betrachten. Umfangreiche FEM-Programme wie *Ansys* unterstützen diese Funktion. Man erhält dadurch ein wesentlich einfacheres Modell, das schneller lösbar ist. Insbesondere bei sehr komplexen Simulationen oder wenn für Optimierungsaufgaben viele Berechnungsläufe notwendig sind, ist das sehr hilfreich.

- Wir wechseln in die Projektübersicht der Workbench und **duplizieren** dort unsere **Statisch-mechanische Analyse A** (Fest).
- Das Duplizieren dauert einen Moment.
- Die neu erstellte Studie benennen wir sinnvoll, z.B. 2D-Analyse:



- Die Informationen in Zeilen 2 bis 4 wurden beim Duplizieren übernommen.
- Wir können die technischen Daten mit dem Material beibehalten und kümmern uns im Folgenden um die neue Geometrie und den Modellaufbau.

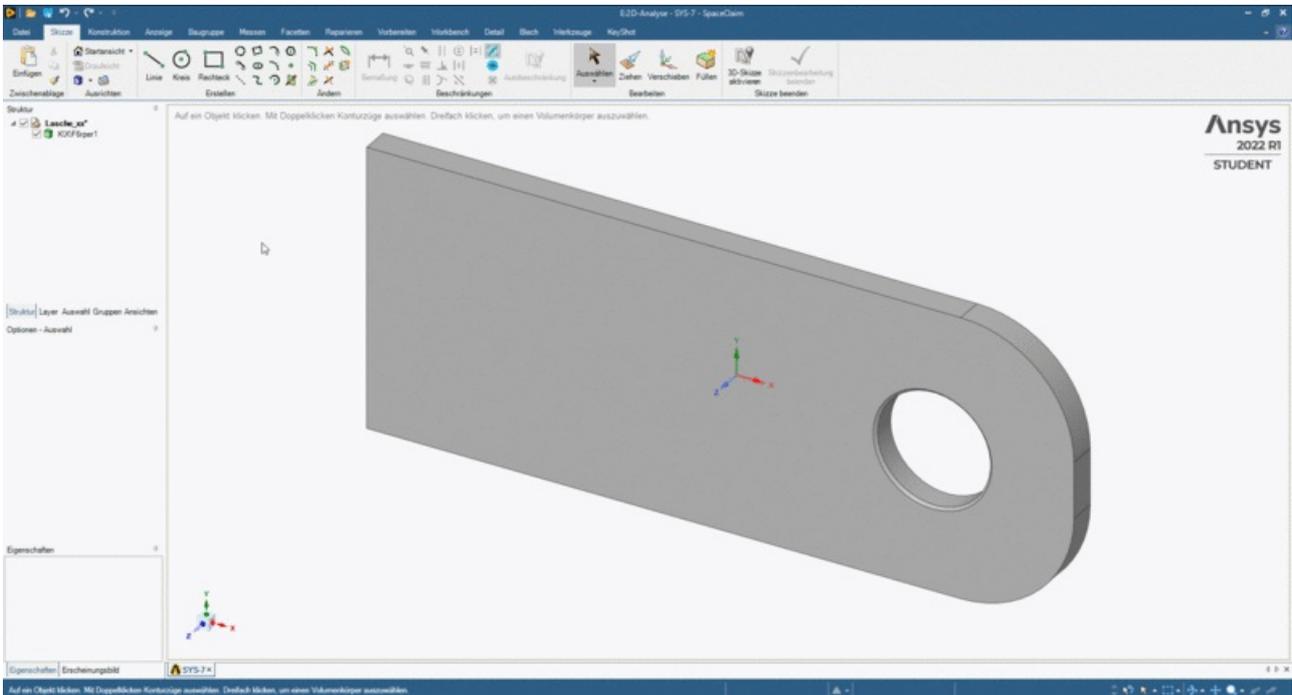
## Geometrieableitung

Bisher haben wir die im CAD-Programm erstellte 3D-Geometrie als STEP-Datei importiert. Für "echte" Bauteile ist das oft auch der richtige Weg. Die Workbench bringt mit *Ansys SpaceClaim* aber auch einen eigenen Geometrieeditor mit. Die Geometrie direkt im FEM-Programm zu erstellen, kann gewisse Vorteile haben. Bei Analysen von noch nicht finalen Konzepten hat man so zum Beispiel direkteren Einfluss auf die Geometrieparameter und kann diese einfacher ändern. In unserem Fall lässt sich mit dem Werkzeug die vorhandene Geometrie schnell nachbearbeiten.

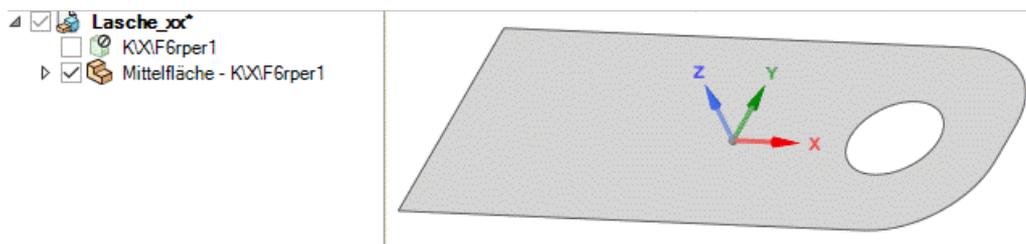
- Zum Starten des Unterprogramms Rechtsklick auf Geometrie in Zeile 3 **Kontextmenü** >

## Geometrie in SpaceClaim bearbeiten.

- **Hinweis:** Die zweite Option "DesignModeler" ist der alte Geometrieeditor, den wir in dieser Übung nicht nutzen.
- **Achtung:** Ab Version 2023 ist mit "Ansys Discovery" noch ein dritter Editor hinzugekommen. Dieser ist bei neuen Installationen als Standard voreingestellt (bei Start über Doppelklick auf "Geometrie"). Der Standardeditor lässt sich in der Menüleiste der Workbench über **Extras > Optionen > Geometrieimport** wieder auf "SpaceClaim" einstellen (aktuell übersichtlicher).
- Es öffnet sich eine Nutzeroberfläche, die in ihrem Aufbau gängigen 3D-CAD Programmen ähnelt. Man findet sich schnell zurecht:



- Für eine 2D-Analyse benötigen wir nur die Kontur des Bauteils ohne Fasen.
- Dazu bietet sich die Funktion **MFL > Vorbereiten > Analyse > Mittelfläche** an:
  - Wie in der 3D-Ansicht beschrieben, wählen wir die **beiden Deckflächen** aus.
  - In den **Optionen - Mittelfläche** am linken Rand den Haken für **Oberfläche beschneiden** setzen, ansonsten wird der Lochdurchmesser entlang der Fasenrichtung verändert.
  - Die Auswahl links im Grafikenfenster mit dem Haken bestätigen .
  - Den Befehl mit **ESC** verlassen.
- Im Struktur-Baum links wird zeitgleich die Volumenstruktur durch Entfernen des Darstellungshäkchens deaktiviert, sodass nur noch die neue Schengeometrie mit der Fläche aktiv ist:



- **Achtung:** Für die 2D-Analyse ist es wichtig, dass die Flächennormale in Z-Richtung des Koordinatensystems zeigt. Sollte dies bei der aus Fusion im portierten Geometrie nicht der Fall sein, kann man die Fläche in SpaceCalim noch über **MFL > Konstruktion > Bearbeiten > Verschieben** korrekt ausrichten (Drehpfeile im Grafikbereich nutzen).

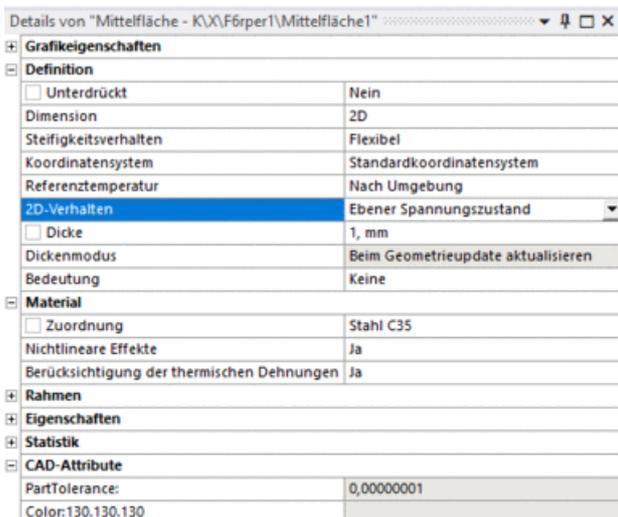
- Wir **speichern** die Geometrie im Projektordner als **Lasche\_2D\_xx.scdoc** (mit xx Teilnehmernummer).
- SpaceClaim kann man nun beenden und zur Projektübersicht zurückwechseln.

## Vernetzung

- Wir starten **Ansys Mechanical** durch Klicken auf Modell in der Lasche 2D-Analyse und bestätigen, dass die Geometrie neu eingelesen werden muss.
- **Hinweis:** Falls die Geometrie nicht im 3D-Fenster angezeigt wird, kann man diese über den Befehl **In Fenster zoomen**  oder die Taste **<F7>** wiederfinden.
- Die Geometrie ist noch mit einem Fragezeichen im Übersicht-Baum versehen. Ein Aufklappen des Baumes zeigt, dass die Materialzuordnung verloren gegangen ist.
- Über die **Details von "Mittelfläche-[...]"** kann man im gelb hervorgehobenen Feld wieder **Stahl C35** zuweisen.

Im entsprechenden Fenster **Detail von "Mittelfläche – [...]"** ist unter **Definition** zu sehen, dass die Geometrie noch als ein 3D-Objekt behandelt werden soll. In diesem Fall würde das Programm Hexaeder oder Prismenelemente erzeugen, die mit der vorgegebenen Dicke gleichmäßig oberhalb und unterhalb der Mittelfläche herausragen. Wir möchten aber eine echte 2D-Simulation:

- Dazu die **Dimension** auf **2D** umstellen.
- Nun wird eine weitere Option zum **2D-Verhalten** erwartet:
  - **Ebener Spannungszustand:** Es werden sehr dünne Bauteile angenommen, die sich bei mechanischer Beanspruchung in Z-Richtung aufgrund der Querkontraktion verjüngen oder verdicken können. Beispiel: Trommelfell
  - **Ebener Dehnungszustand:** Es werden sehr dicke Bauteile angenommen, die sich bei mechanischer Beanspruchung in Z-Richtung aufgrund der großen Dicke nicht verformen. Beispiel: Radial belastete Walze
  - **Axialsymmetrisch:** Eine um die Z-Achse rotationssymmetrische Struktur. Die zweidimensionale Geometrie zeigt einen Halbschnitt durch diese Struktur. Beispiel: Symmetrisch belasteter O-Ring
  - **Allgemein Achsensymmetrisch:** Annahme eines sehr dicken Bauteils, das mit einem konstanten Radius gekrümmt ist. Es ist also wie ein Ausschnitt einer axialsymmetrischen Struktur zu verstehen. Beispiel: Gebogene Glasfaser
- Wir können ein eher dünnes Bauteil annehmen und wählen **Ebener Spannungszustand** unter **Details von "Mittelfläche – [...]" > Definition > 2D-Verhalten:**



Obwohl weder unsere Fläche noch das Netz eine Höhe hat, kann unter Definition weiterhin eine Dicke

angegeben werden. Dies hat den Hintergrund, dass zwischen absoluten Kräften und flächenbezogenen Spannungen umgerechnet werden muss. Wird unsere Kraft auf ein 1 mm dickes Blech aufgetragen, so sind die inneren mechanischen Spannungen aufgrund des Zusammenhangs  $\sigma = F/A$  größer als bei einem 10 mm dicken Vierkant. Offensichtlich wurde die Dicke von 1 mm bereits von *SpaceClaim* übermittelt und wir brauchen den Wert nicht verändern.

Nun können wir uns um das Netz kümmern. Das ist zunächst noch mit einem Fragezeichen markiert, da die angewendete **Elementgröße auf Fläche** nach der Umstellung auf das 2D-Netz noch keinen Bezug hat.

- Wir weisen die Geometrie der Lochkante erneut zu und erhöhen die **Elementgröße** zunächst auf **0,1 mm**.
- Außerdem können wir die **Adaptive Größe Verwenden**-Option in den **Details von "Netz"** wieder aktivieren.
- Anschließend das Netz **Erstellen**.
- **Hinweis:** Wenn wieder ein Volumenkörper dargestellt wird, ist das nur ein optischer Trick. Über **MFL > Anzeige > Stil > Dicke Schalen und Balken** kann man auf das echte 2D-Netz umschalten.
- Es werden standardmäßig Viereckselemente generiert. Das ist für uns von Vorteil, weil Viereckselemente bei gleicher Netzdichte eine effizientere Berechnung als mit Dreieckselementen erlauben.
- Da wir nun zweidimensional rechnen, ist bei gegebener maximaler Knotenanzahl eine deutlich feinere Vernetzung möglich.
- Zusätzlich zur Elementgröße an der Bohrungskante verkleinern wir die allgemeine **Elementgröße** unter **Details von "Netz" > Standardeinstellungen > Elementgröße** auf **0,4 mm**.
- Für das aktualisierte Netz betrachten wir die Elementqualität.
- Dazu in **Details von "Netz"** den **Anzeigestil** auf **Elementqualität** stellen (funktioniert auch bei 3D-Netzen).



- Es fällt auf, dass am Lochrand einige Elemente rot eingefärbt sind.
- Die minimale Netzqualität liegt im Beispiel bei 0,26.
- Laut Handbuch führt erst eine Qualität unterhalb von 0,02 zu "wirklich" fehlerhaften Ergebnissen.
- Es gibt verschiedene Optionen, den aktuellen Minimalwert zu verbessern. Darunter leidet aber oft die Netzqualität insgesamt. Wir akzeptieren deshalb hier die einzelnen, sehr schlechten Elemente an den numerisch kritischen Stellen des Lochrandes.

## Randbedingungen

Bei den Randbedingungen orientieren wir uns am Lastfall für die Spielpassung.

- **Löschen** von duplizierten Randbedingungen.
- An der hinteren Kante erfolgt wieder eine **Fixierte Lagerung**.
- Im Loch soll die **Bolzenlast** mit dem **individuell ermittelten Kraftwert** für einen

Sicherheitsfaktor  $S \geq 2$  genutzt werden.

← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Ansys\\_-\\_2D-Ableitung&oldid=28025](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Ansys_-_2D-Ableitung&oldid=28025)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Ansys - 2D- Belastungsanalyse

Aus OptiYummy

↑

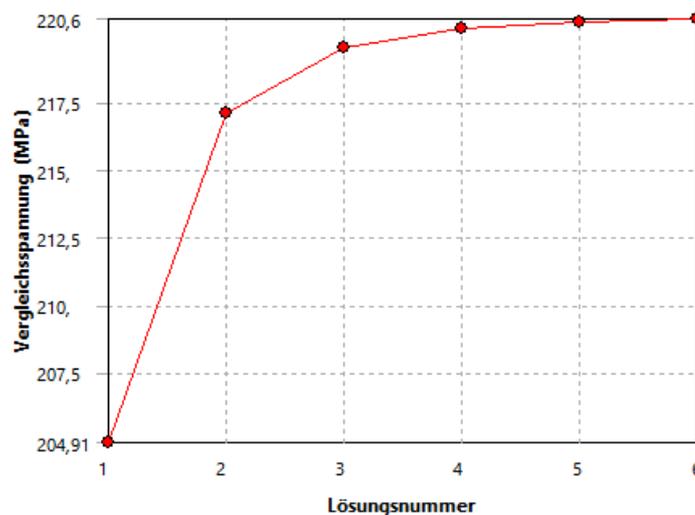
← →

## 2D-Belastungsanalyse

- Wir **Lösen** das Modell mit den bisherigen Einstellungen.
- Als Ergebnisse werten wir die **Vergleichsspannung** und **Gesamtverformung** aus.
- Die jeweiligen Maximalwerte sind zu notieren.

Wie in *Fusion 360* (siehe CAD-Übung) ist auch mit *Ansys* eine adaptive Vernetzung möglich. Beim 3D-Bauteil hat uns die Größenbeschränkung der Studentenzulassung daran gehindert. Mit dem 2D-Modell ist diese Funktion aber nutzbar. Die adaptive Vernetzung verfeinert das vorgegebene Netz stückweise so lange, bis sich der angestrebte Zielwert nicht mehr nennenswert verändert (= Konvergenz).

- Die Verfeinerung führt man am Lösungsobjekt durch, an dem die Konvergenz betrachtet werden soll.
- Rechtsklick auf Vergleichsspannung und im **Kontextmenü** > **Einfügen** > **Konvergenz** wählen.
- Die **Zulässige Änderung** setzen wir mit **0,1 %** wieder sehr eng fest.
- In den **Details von "Lösung"** muss abschließend noch die Anzahl der **Verfeinerungszyklen** festgesetzt werden. Wir wählen **5**. Die Verfeinerung bricht bei erreichter Konvergenz sowieso ab und unser Modell rechnet schnell.
- **Verfeinerungstiefe** steuert, wie stark das Netz zwischen den Iterationen verfeinert wird. Wir belassen hier den Standardwert 2.
- Nach der Lösung kann man sich wie in *Fusion* das Konvergenzverhalten ansehen:



	Vergleichsspannung (MPa)	Änderung in %	Knoten	Elemente
1	204,91		1806	1670
2	217,1	5,7786	3095	2919
3	219,56	1,1262	6644	6380
4	220,22	0,29992	12506	12137
5	220,48	0,1196	24592	23996
6	220,6	5,1908e-002	45599	44729

- Man beachte, dass die gewünschte Feinheit schon bei etwa 40.000 Knoten erreicht wird. In der 3D-Analyse war unser Netz an der Grenze zu den erlaubten 128.000 Knoten.

- Man erkennt außerdem, dass auch bei der Spielpassung auf dem Bolzen noch eine gewisse Abhängigkeit des Spannungswerts von der Vernetzung besteht. Der Wert erreicht aber ein klares Maximum und ändert sich anschließend nicht mehr nennenswert.

**Frage:**

- Welchen Wert haben die maximale Vergleichsspannung und die maximale Gesamtverformung vor und nach der adaptiven Netzverfeinerung? Wie groß ist die prozentuale Abweichung?

← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Ansys\\_-\\_2D-Belastungsanalyse&oldid=26249](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Ansys_-_2D-Belastungsanalyse&oldid=26249)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Ansys - Mapped Mesh

Aus OptiYummy



## Strukturierte Vernetzung (Mapped Mesh)

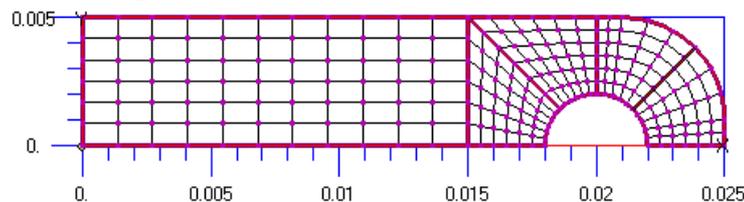
In einem FEM-Programm werden verschiedene Methoden für die Erzeugung von Netzen bereitgestellt. Wir haben bisher nur die sogenannte **freie Vernetzung** (*engl: free mesh*) verwendet.

### Free Mesh:

- Innerhalb eines FEM-Programms werden meist unterschiedliche *Free-Mesher* bereitgestellt, die man jeweils umfangreich konfigurieren kann (in der *Ansys Mechanical* Oberfläche als "Methode" bezeichnet).
- Netzverfeinerungen in bestimmten Bereichen lassen sich mittels unterschiedlicher Parameter steuern.
- Die erzeugten Netze sind jedoch nicht immer optimal an die Geometrie und die Spannungsverläufe angepasst. Das äußert sich z.B. in einer asymmetrischen Element-Anordnung trotz symmetrischer Geometrie.

### Mapped Mesh:

- Wie in der Kartografie versucht man bei dieser Vernetzungsmethode, Oberflächen mit einem Gitternetz zu überziehen, dessen Rechteck-Raster möglichst wenig verzerrt wird.
- Das gelingt bei komplexeren Oberflächen nur, wenn man die Gesamtfläche in einfachere 4-seitige Teilflächen zerlegt, welche auch gekrümmte Kanten besitzen können. Über alle Teilflächen hinweg sollten fluchtende Reihen- und Spalten von Elementen entstehen, z.B.:



Ziel dieses Abschnitts soll ein optimiertes 2D-Netz sein, welches mit möglichst geringem Berechnungsaufwand hinreichend genaue Ergebnisse liefert:

- Da unser Bauteil symmetrisch zur Mittelachse ist und nur in Richtung dieser Mittelachse belastet wird, genügt das Netz einer Symmetriehälfte.
- Wir verwenden die **strukturierte Vernetzung** (*engl: mapped mesh*), um ein effizientes 2D-Netz zu erzeugen. Die strukturierte Vernetzung von Flächen wird meist mit Viereck-Elementen durchgeführt.
- In *Ansys Mechanical* wird die sogenannte "**Flächenvernetzung**" verwendet, die es erlaubt Kanten einer Fläche eine definierte Elementanzahl zuzuweisen.



Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Ansys\\_-\\_Mapped\\_Mesh&oldid=25479](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Ansys_-_Mapped_Mesh&oldid=25479)“



# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Ansys - strukturiert - Geometrie

Aus OptiYummy

↑



## Strukturierte Vernetzung (Geometrie)

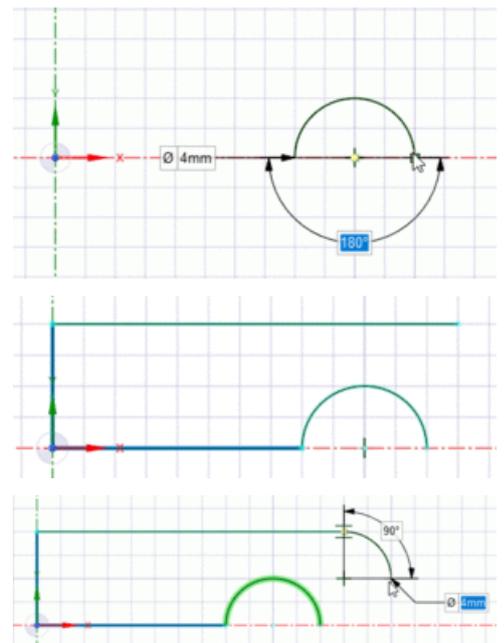
- Um nicht erneut die Materialdaten eingeben zu müssen, **Duplizieren** wir wieder die Analyse "Fest" in der Workbench und benennen sie in "2D-Strukturiert" um.
- Über das Kontextmenü von **Geometrie** und **Modell** wählen wir in der Analyse 2D-Strukturiert jeweils **Zurücksetzen**.

Die Grundfläche für das strukturierte Netz müssen wir im Folgenden erstellen:

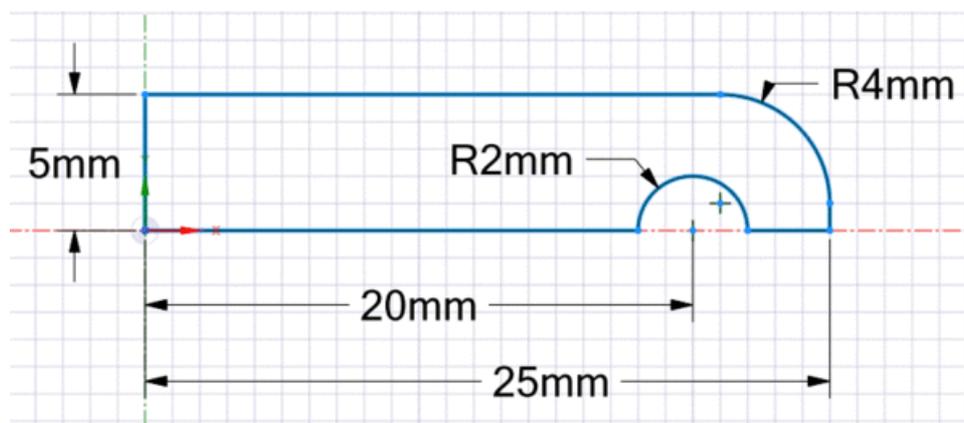
- Wir starten *SpaceClaim* durch Doppelklick auf **Geometrie** in der Analyse 2D-Strukturiert.
- **Achtung:** In *SpaceClaim* wird nach dem Prinzip der **direkten Modellierung** gearbeitet. Über **MFL > Konstruktion > Aufzeichnen > Blöcke** kann man eine Skript-Aufnahmefunktion aktivieren, die grob dem Konstruktionsverlauf einer **parametrischen Konstruktion** ähnelt, wie man sie aus Fusion 360 oder Inventor kennt. Nachträgliche Änderungen können dann über den grünen Play-Button schnell eingefügt werden. Es wird empfohlen, diese Block-Aufzeichnung zu aktivieren. Hinweise bezüglich der Unumkehrbarkeit bestimmter Schritte in den folgenden Absätzen dürfen dann ignoriert werden.
- In *SpaceClaim* ist automatisch eine Skizze in der XZ-Ebene geöffnet. Wir möchten jedoch eine Skizze in der XY-Ebene nutzen.
- Dazu macht man einen **Rechtsklick** in der Modellierungsumgebung und wählt **Neue Skizzenebene** aus.
- Jetzt lässt sich die **XY-Ebene** anklicken.

Da wir ein 2D-Modell aufbauen möchten, verbleibt als einzige Symmetrie, die wir bei der Geometrieerstellung berücksichtigen können, die Längsachse der Lasche. Diese soll durch die X-Achse abgebildet werden. Der Koordinatenursprung entspricht also dem Mittelpunkt der Einspannung. Wir modellieren unsere Geometrie durch Linien und Kreisbögen:

1. Auswählen von **Bogen bestimmen**  in **MFL > Skizze > Erstellen**
2. Zeichnen des Halbkreises der Bohrung rechts vom Koordinatenursprung durch Anklicken dreier Punkte auf der X-Achse
3. Vorherigen Befehl wenn nötig mit ESC verlassen
4. Beginnend vom linken Ende des Kreisbogens Zeichnen von drei orthogonalen Linien über den Koordinatenursprung via **MFL > Skizze > Erstellen > Linie**
5. Auswählen von **Tangentialbogen**  in **MFL > Skizze > Erstellen**
6. Schließen des Linienzugs durch zwei Linien
7. Antragen der bekannten Maße über **MFL > Skizze > Beschränkungen > Bemaßung**
8. **Hinweise:**

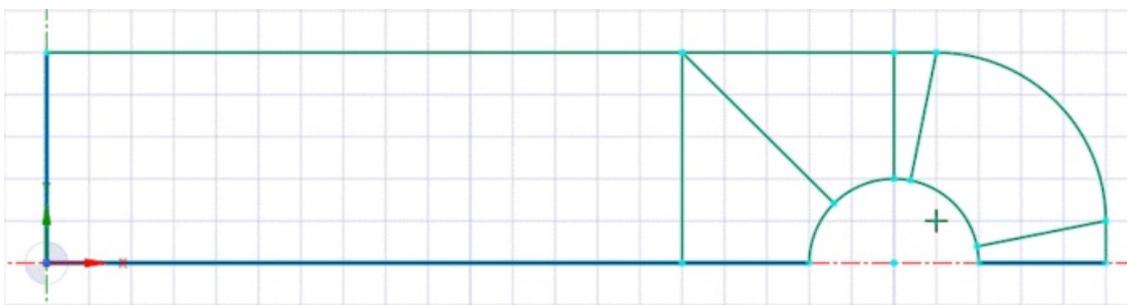


- Falls Linien noch nicht zusammenhängen, können sie durch die **MFL > Skizze > Beschränkungen > Gemeinsam benutzte Beschränkung**  (=Koinzidenz-Abhängigkeit) nachträglich verbunden werden.
- Falls ein Bemaßen durch eine resultierende Überbestimmung nicht möglich ist, können gesetzte Abhängigkeiten durch **MFL > Skizze > Beschränkungen > Zwangsbedingungstipps anzeigen**  sichtbar gemacht werden. Im Grafikfenster sind unerwünschte Abhängigkeiten dann über das Kontextmenü löschtbar.
- **Achtung:**
  - Das Anklicken der **MFL > Skizze > Skizze beenden > Skizzenbearbeitung beenden**-Schaltfläche  darf hier **noch nicht(!)** stattfinden, da für die strukturierte Vernetzung bereits jetzt Blöcke definiert werden sollen und es *SpaceClaim* leider nicht erlaubt, eine geschlossene Skizze später wieder zu öffnen (falls geschehen, über **Rückgängig** oder **<Strg>+Z** rückgängig machen!).
  - Die Maße in der Beispielabbildung gelten für Teilnehmer Nr. 00:

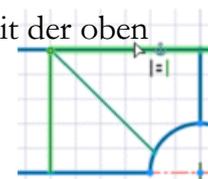


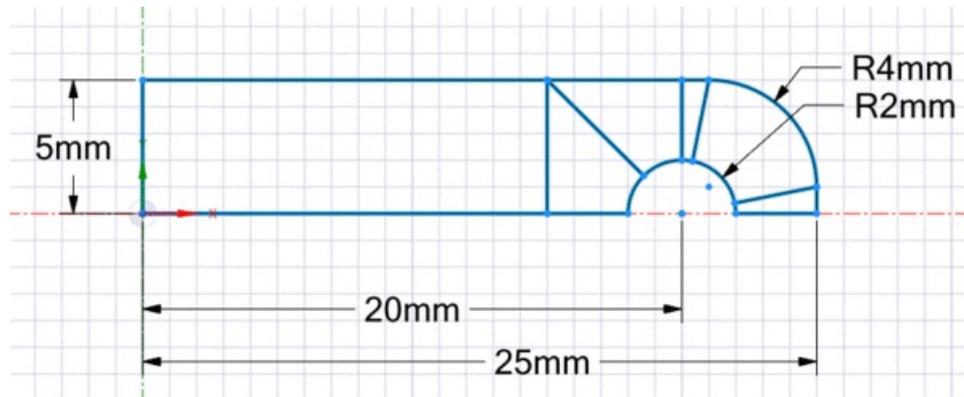
Es fehlt noch eine Unterteilung der Konturskizze in Blöcke, die sich für die Flächenvernetzung eignen. Blöcke sollten stets so gestaltet sein, dass sie vier relativ gerade Seiten haben, sodass eine Matrix von Viereckselementen zugeordnet werden kann. Aneinanderliegende Seiten von zwei Blöcken müssen dieselbe Elementanzahl haben. So ergibt sich eine recht komplexe Abhängigkeit der Vernetzungsdichte.

- Zuerst muss man die abgebildeten fünf Linien mit den bekannten Mitteln hinzugefügt (Maße in der Abbildung zur Übersichtlichkeit ausgeblendet):

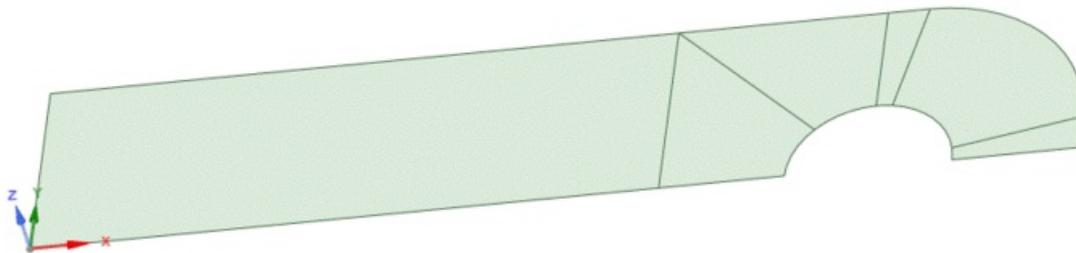


- Damit wir später die hier schon erkennbaren vier Flächen erstellen können, muss die obere horizontale Linie noch in drei Teile, die untere linke horizontale Linie in zwei Teile und der Halbkreis in fünf Teile unterteilt werden.
- Dazu muss man siebenmal **MFL > Skizze > Ändern > Kurve aufspalten**  auswählen, die Kurve, die aufgetrennt werden soll, anklicken und dann die Kurve anklicken, mit der getrennt werden soll.
- Nachdem die drei Linien aufgeteilt sind, sollen die neuen Kurven positioniert werden:

- Festlegen der Position der vertikalen Linie durch Gleichsetzen der Linienlänge mit der oben rechts befindlichen horizontalen Linie über **MFL > Skizze > Beschränkungen > Gleiche Längenbeschränkung**  
- Anwenden der **Senkrechte Beschränkung**-Abhängigkeit  auf alle drei schrägen Linien gegenüber dem Halbkreis
- Falls nicht alle Linien blau gefärbt sind, müssen nun die entsprechenden Abhängigkeiten (**Senkrechte Beschränkung** , **Tangentenbeschränkung** , **Beschränkung mit gleichem Radius** , **Gemeinsam genutzte Beschränkung**  bzw. Koinzidenz) nachgetragen werden



- Nun kann die Skizze beendet werden.
- Es wird automatisch eine Oberfläche aus sechs Flächenelemente gebildet:



- Wir speichern die Geometrie unter **Lasche\_strukturiert\_xx.sdoc** und schließen *SpaceClaim*.



Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Ansys\\_-\\_strukturiert\\_-\\_Geometrie&oldid=26830](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Ansys_-_strukturiert_-_Geometrie&oldid=26830)“

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Ansys - strukturiert - Netzgenerierung

Aus OptiYummy

↑

← →

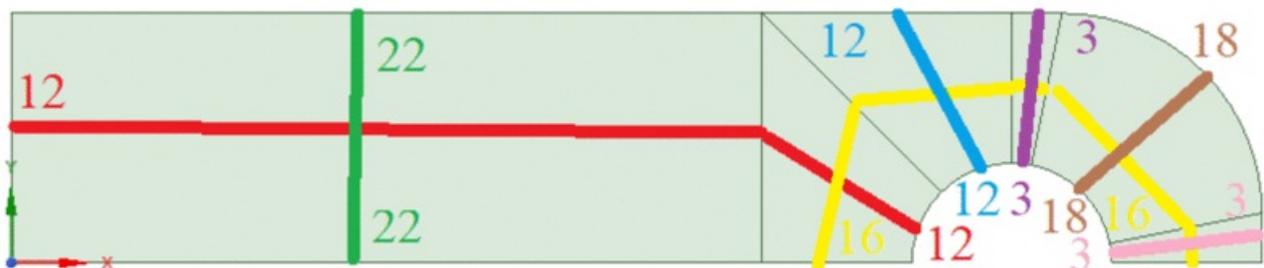
## Strukturierte Vernetzung (Flächenvernetzung)

Nachdem die Geometrie fertiggestellt ist, kehren wir zur *Workbench* zurück und öffnen über die Zelle **Modell** wie gewohnt *Ansys Mechanical*. In den Details zu den Oberflächen wählen wir wieder die **2D** Dimension, den **Ebenen Spannungszustand**, tragen eine Dicke von **1 mm** ein und weisen das Material **Stahl C35** zu. Danach können wir zur eigentlichen **Flächenvernetzung** übergehen:

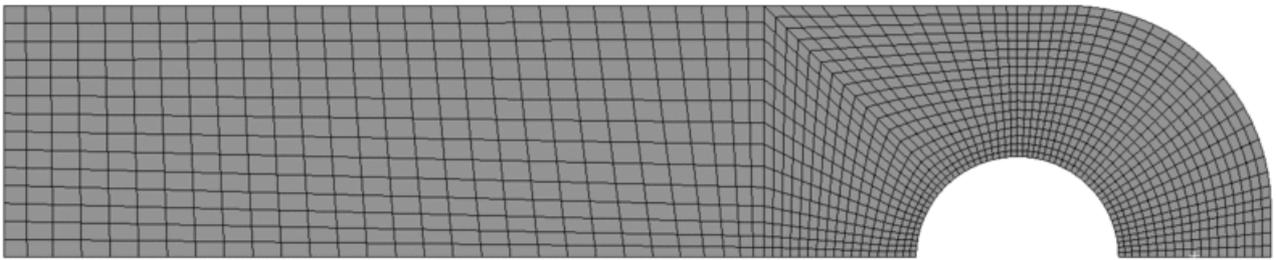


- Aktivieren des Werkzeuges **Einfügen > Flächenvernetzung** über das Kontextmenü des Netzes.
- Anschließend wählt man alle **sechs Flächensegmente** an und definiert sie als **Geometrie** (<Strg>-Taste zum kombinieren)
- Dann kann das Netz **Erstellt** werden.

Die strukturierte Form ist da. Nun soll die Elementdichte noch etwas angepasst werden. Die folgende Abbildung zeigt die Abhängigkeiten der Elementanzahl für unsere Geometrie. Für jede der dargestellten farbigen Linien ist eine Randbedingung **Elementgröße** zu definieren, um das Netz eindeutig zu bestimmen:

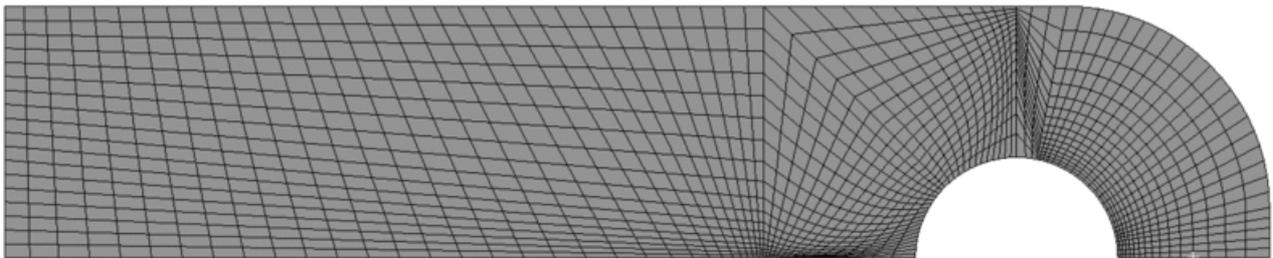


1. Markieren der linken Kante und der beiden weiteren dazugehörigen Kanten mit gedrückter <Strg>-Taste
2. Wählen des Werkzeuges **Einfügen > Elementgröße** über das Kontextmenü des Netzes (die Kanten sind nun schon als Geometrie erfasst)
3. Wählen von **Anzahl der Einteilungen** unter **Details von "Elementgröße auf Kanten" > Definition > Typ**
4. Eintragen von **12** unter **Anzahl der Einteilungen**
5. **Wiederholen für alle Farben** in obenstehender Grafik mit entsprechender Einteilungszahl
6. Aktualisieren des Netzes



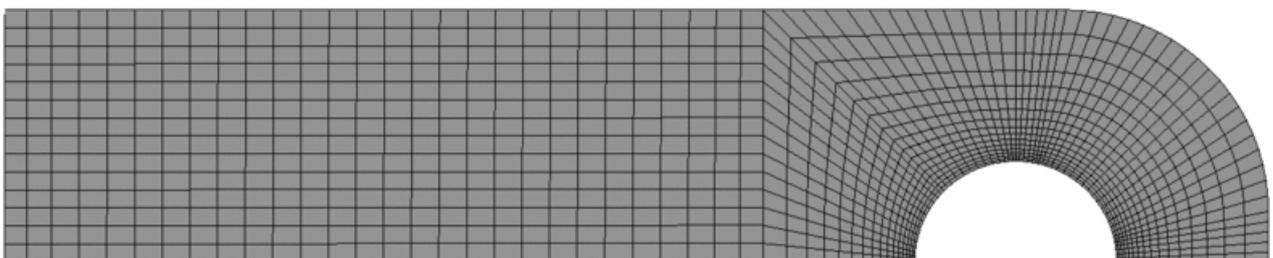
Das erstellte Netz sieht schon recht gut aus. Nun soll noch die Elementdichte in der Nähe der Bohrung erhöht werden:

1. Auswählen des korrekten Elementgrößen-Objektes (das mit den 16 Unterteilungen)
  - Unter **Details von "Elementgröße"** > **Erweitert** > **Verzerrungstyp** lässt sich aus verschiedenen Optionen wählen, welche mit einer textzeichenbasierte Grafik visualisiert werden. Wir möchten die Option, bei der auf einer Seite große und auf der anderen Seite kleine Abstände sind: `_____ _ _ _ _`
2. Wählen des Verzerrungstyps mit von links nach rechts kleiner werdenden Elementen
3. Eingeben eines **Verzerrungsfaktors** von **10**, welcher die Stärke der Verzerrung beschreibt
4. Aktualisieren des Netzes

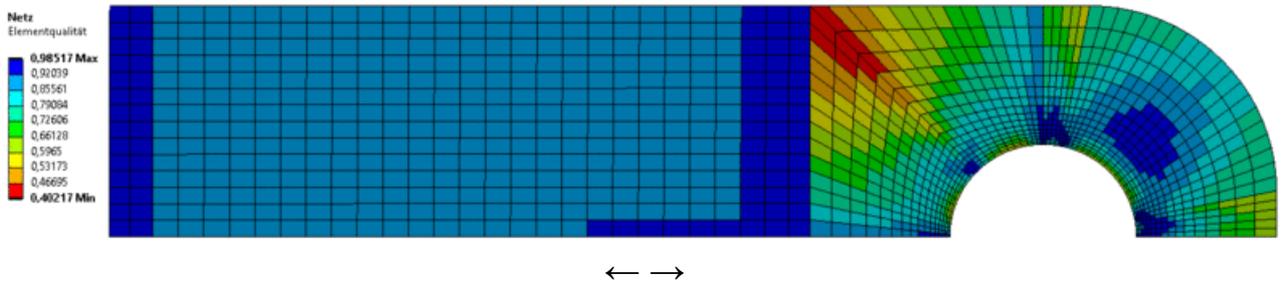


Offensichtlich haben Kanten einen Start- und einen Endpunkt, wobei nicht alle Kanten nach unserem Wunsch gleich ausgerichtet sind. Wir können die Orientierung der Verzerrung jedoch ändern:

1. Klicken auf das korrekte **Elementgrößen**-Objekt (das mit den 16 Unterteilungen)
2. Auswählen der Kanten bei gedrückter **STRG**-Taste, welche die falsche Orientierung haben
3. Zuordnen dieser Kanten unter **Details von "Elementgröße"** > **Erweitert** > **Verzerrung umkehren**
4. Aktualisieren des Netzes



Beim fertiggestellten Netz überprüfen wir noch die Elementqualität. Diese ist mit einem Minimum von 0,4 besser als beim automatisch generierten Netz. Es ist aber auch erkennbar, wo noch Optimierungspotential in unserem Ansatz liegt. Für diese Übung soll das bisherige Vorgehen aber ausreichen.



Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Ansys\\_-\\_strukturiert\\_-\\_Netzgenerierung&oldid=26159](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Ansys_-_strukturiert_-_Netzgenerierung&oldid=26159)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Ansys - strukturiert - Belastungsanalyse

Aus OptiYummy

↑

← →

## Belastungsanalyse strukturiertes 2D-Modell

In der 2D-Analyse mit automatisierter Vernetzung haben wir uns nur den Lastfall mit Spielpassung am Bolzen angesehen. Zum Abschluss wollen wir auch für eine 2D-Simulation nochmal beide Fälle vergleichen.

### Fixierter Lochrand

#### Randbedingungen:

Wir erstellen dieselben Randbedingungen wie in der vorherigen 2D-Simulation mit folgenden Abweichungen:

- Bei der **Fixierung** des Lochs müssen alle **5 Kantensegmente** gewählt werden.
- Die **Zugkraft** am unteren Ende muss halbiert werden, da wir nur ein halbes Bauteil betrachten (wir beginnen also mit **500 N**).
- Das Bauteil ist symmetrisch. Konkret bedeutet das, dass die drei Kanten der Schnittebene (Symmetrieachse) sich in Y-Richtung nicht verschieben dürfen.
- Dazu definieren wir eine zusätzliche Randbedingung vom Typ **Verschiebung**:
  - Auswahl der drei Kanten unten als Geometrie.
  - **X-** und **Z-Komponente** bleiben **frei** (beweglich).
  - Für die **Y-Komponente** geben wir eine Verschiebung von **0 m** vor. Die Symmetrielinie kann sich damit nicht nach oben oder unten bewegen.

#### Lösung:

- Als Lösung möchten wir die Vergleichsspannung und Gesamtverformung ermitteln.
- Anschließend soll auf bekanntem Wege die **maximal zulässige Kraft** für einen Sicherheitsfaktor  $S \geq 2$  ermittelt werden (Symmetrie beachten!).

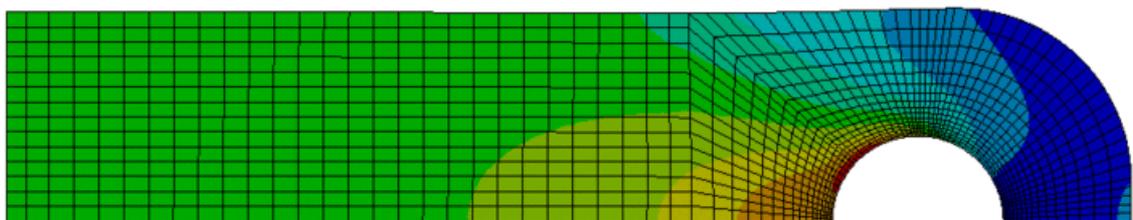
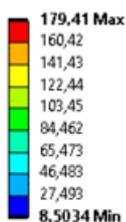
F: 2D-Strukturiert

Vergleichsspannung

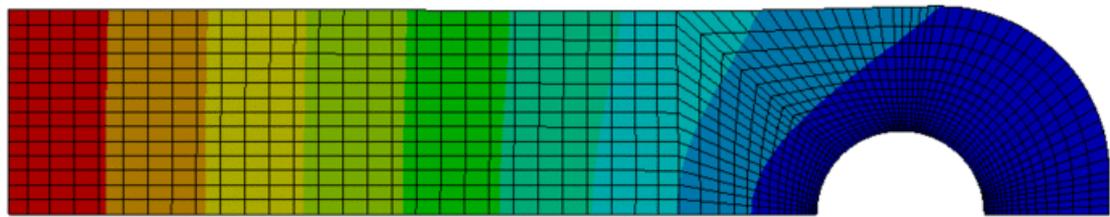
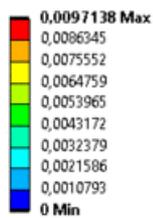
Typ: Vergleichsspannung (von Mises) - Oben/unten

Einheit: MPa

Zeit: 1 s



F: 2D-Strukturiert  
 Gesamtverformung  
 Typ: Gesamtverformung  
 Einheit: mm  
 Zeit: 1 s



### Frage:

- Wie groß ist die maximal zulässige Kraft bei fixiertem Lochrand in der strukturierten 2D-Analyse für  $S \geq 2$ ? Geben Sie Maximalwerte der Vergleichsspannung und Gesamtverformung an.

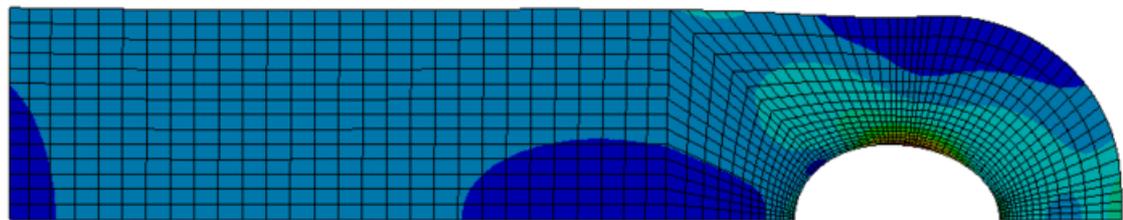
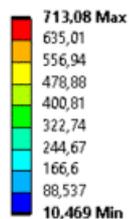
### Spielpassung

Für die Analyse der Spielpassung ist das Modell wieder innerhalb von *Ansys Mechanical* zu duplizieren und es sind sinnvolle Namen zu vergeben.

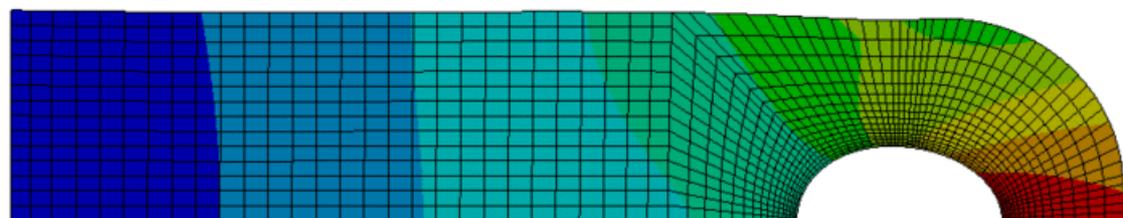
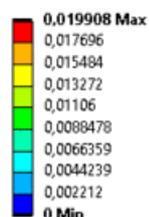
### Aufgabe:

- Definition von Randbedingungen für die Spielpassung eines Bolzens anhand der bisherigen Erfahrungen
- Auswerten von Vergleichsspannung und Gesamtverformung

G: Kopie von 2D-Strukturiert  
 Vergleichsspannung  
 Typ: Vergleichsspannung (von Mises) - Oben/unten  
 Einheit: MPa  
 Zeit: 1 s



G: Kopie von 2D-Strukturiert  
 Gesamtverformung  
 Typ: Gesamtverformung  
 Einheit: mm  
 Zeit: 1 s



### Fragen:

- Wie groß ist die maximal zulässige Kraft bei Spielpassung in der strukturierten 2D-Analyse für  $S \geq 2$ ? Geben Sie Maximalwerte der Vergleichsspannung und Gesamtverformung an.
- Woraus resultieren eventuelle Unterschiede in den Ergebnissen für die Verschiebungen und Spannungen zwischen dem 2D-Modell und den 3D-Modellen der mittels Spielpassung befestigten Lasche?

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Ansys\\_-\\_strukturiert\\_-\\_Belastungsanalyse&oldid=26079](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Ansys_-_strukturiert_-_Belastungsanalyse&oldid=26079)“

---

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Elastostatische FE-Simulation

Aus OptiYummy

↑



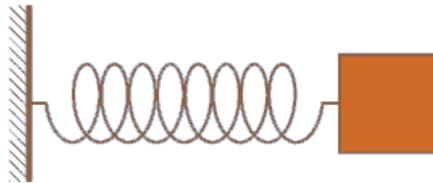
## Elastostatische Finite-Elemente-Simulation (Grundlagen)

Nach über einhundert A4-Seiten Übungsanleitung haben wir nun ein Gefühl dafür erhalten:

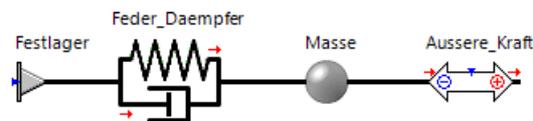
1. dass man mittels Finite-Elemente-Simulation die Belastung eines mechanischen Bauteils analysieren kann,
2. dafür unterschiedliche Software und Modell-Ansätze nutzbar sind und
3. dass der Aufwand für den gesamten Analyse-Prozess von relativ gering bis extrem hoch reicht.

Abschließend zu diesem Einstieg in den Prozess der FEM-Analyse sollen nun die physikalisch-mathematischen Grundlagen auf einem qualitativen Niveau verdeutlicht werden:

- Ausgangspunkt ist der reale Feder-Masse-Schwinger, der z.B. durch die Luft und die innere Reibung der Feder eine gewisse Dämpfung erfährt und den man durch eine äußere Kraft auf die schwingende Masse in seinem Verhalten beeinflussen kann:



- Das reale Objekt "Feder-Masse-Schwinger" kann man durch idealisierte Elemente mit konzentrierten Parametern (z.B. Punktmasse, Feder, Dämpfer, Einspannung, Kraftquelle) schematisch nachbilden. Diese Reduktion auf "konzentrierte Elemente" gelingt gut, wenn die Bauteile selbst als Funktionselemente im Sinne dieser "konzentrierten Elemente" benutzt werden (z.B. Schraubenfedern, Stoßdämpfer, Massestücke):



- Anhand dieser mechanischen Analogie zu elektrischen Netzwerken ergibt sich die gewöhnliche Differentialgleichung des gedämpften Einmassen-Schwingers mit einem Freiheitsgrad der Bewegung:

$$m \cdot \ddot{u} + c \cdot \dot{u} + k \cdot u = f(t)$$

<b>m</b>	Masse
<b><math>\ddot{u}</math></b>	Beschleunigung ( $a=dv/dt$ )
<b>c</b>	Dämpfung
<b><math>\dot{u}</math></b>	Geschwindigkeit ( $v=du/dt$ )
<b>k</b>	Steifigkeit (Federkonstante)
<b>u</b>	Verschiebung (Auslenkung)
<b>f(t)</b>	zeitlich veränderliche Kraft

Die Terme der Gleichung beschreiben 3 Kraftwirkungen, deren Summe mit der Erregung **f(t)** (der Last) im Gleichgewicht steht:

$$F_m = m \cdot \ddot{u} \rightarrow \text{Trägheitskraft infolge Beschleunigung}$$

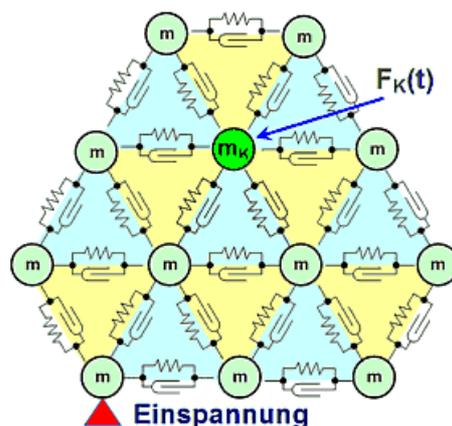
$$F_c = c \cdot \dot{u} \rightarrow \text{Dämpfungskraft infolge Geschwindigkeit}$$

$$F_k = k \cdot u \rightarrow \text{Rückstellkraft infolge Auslenkung}$$

### Wichtig:

- Die Bewegungsgleichung beschreibt nur die zeitabhängige Auslenkung der Masse und keine Position!
- Eine eindeutige Lösung der DGL für die zeitabhängige Position der Masse entsteht erst durch die Vorgabe der Position am masselosen Federende (z.B. in Form einer festen Einspannung).

Im Unterschied zur Netzwerk-Methode mit konzentrierten Elementen wird bei der Finite-Elemente-Methode das Innere von mechanischen Bauteilen in extrem viele Massepunkte (Knoten) diskretisiert, welche wechselwirkend über die Steifigkeit und Dämpfung des dazwischenliegenden Materials (Elemente) verbunden sind. Es ergibt sich daraus die folgende Ersatzschaltung (Beispiel-Netz aus Dreieck-Elementen):



- Aus der Massedichte der Materialien und der Geometrie der Elemente ist die Masse eines jedes Elementes bestimmbar.
- Diese Elementmasse wird so auf die Knoten des Elements verteilt, dass für jedes Element die Summe aller Knotenmassen gleich der Elementmasse ist und die Teilmassen den gleichen gemeinsamen Schwerpunkt besitzen wie das Element.
- Werden Knoten von mehreren Elementen benutzt (der Normalfall), so ergibt sich ihre Masse als Summe aller anteiligen Elementmassen.
- Jeder Knoten ist über Feder-Dämpfer mit allen seinen Nachbarn verbunden (bei Viereck-Elementen verlaufen z.B. auch über die Viereck-Diagonalen Feder-Dämpfer).
- Die Steifigkeit (Federkonstante) einer diskreten Feder ergibt sich aus der Element-Geometrie und

den Materialeigenschaften (E-Modul). Analog gilt dies für die diskreten Dämpfer.

- Kraftvektoren (Lastvektoren) greifen direkt an den einzelnen Knoten an und widerspiegeln den Einfluss der Netzumgebung (angedeutet mit  $F_K(t)$  an Knoten  $m_K$ ).
- Randbedingungen bestimmen die Positionen oder Verschieblichkeitseinschränkungen einer Knoten-Teilmenge (angedeutet als "Einspannung" eines Knoten).

Die Bewegungsgleichung für den Einmassen-Schwinger begegnet uns nun verallgemeinert für Mehrmassen-Schwinger als Matrizen-Gleichung:

$$[M] \cdot \{\ddot{u}\} + [C] \cdot \{\dot{u}\} + [K] \cdot \{u\} = \{F(t)\}$$

<b>[M]</b>	Massenmatrix
<b>{<math>\ddot{u}</math>}</b>	Beschleunigungsvektor
<b>[C]</b>	Dämpfungsmatrix
<b>{<math>\dot{u}</math>}</b>	Geschwindigkeitsvektor
<b>[K]</b>	Steifigkeitsmatrix
<b>{u}</b>	Verschiebungsvektor mit jeweils den max. 6 Freiheitsgraden der Bewegung
<b>{F(t)}</b>	Kraftvektor (Lastvektor)

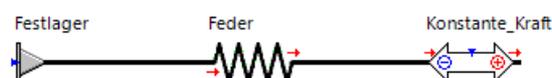
Die Größe der Matrizen und Vektoren wird durch die Anzahl der Knoten des Netzes bestimmt.

### **Wichtig:**

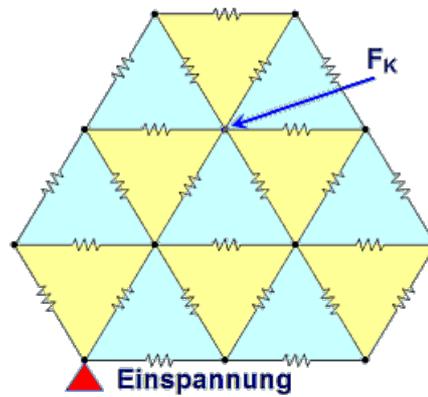
- Auch hier beschreiben die Bewegungsgleichungen nur die zeitabhängige Auslenkung aller Knoten und keine Positionen!
- Eine eindeutige Lösung der DGL für die zeitabhängige Position aller Knoten entsteht erst durch hinreichend viele Randbedingungen einer Knoten-Teilmenge (in Form von Positionsvorgaben oder zur Einschränkung der Verschieblichkeit)

Mit den vollständigen Gleichungen ist eine Simulation der wechselwirkenden Zustandsänderung jedes Knoten im Zeitbereich möglich (=dynamischer Modellansatz). Aus Gründen des Berechnungsaufwandes begnügt man sich meist mit stationärer (statischer) Berechnung, deren Vereinfachungen im Folgenden beschrieben werden:

- Modellansatz ohne Speicher für Bewegungsenergie (also ohne "Träge Masse").
- Kräftwirkungen, die nur bei zeitlichen Änderungen der Primär-Ergebnisse wirksam sind, werden nicht berücksichtigt (z.B. Dämpfer in der Mechanik).
- Die Last auf das Modell ist konstant.
- Berechnet wird der Endzustand (eingeschwungener Zustand) nach Aufbringen der Last (**Elastostatische Simulation**).
- Vom Einmassen-Feder-Schwinger bleibt nur noch die eingespannte Feder mit konstanter äußerer Kraft übrig → reduzierte "Bewegungsgleichung"  $k \cdot u = F$ :



- In Analogie dazu reduziert sich für die Strukturmechanik das Finite-Elemente-Modell auf ein Netz von Steifigkeiten zwischen den (masselosen) Knoten:



mit der zugehörigen reduzierten Matrizen-Gleichung:

$$[k] \cdot \{u\} = \{F\}$$

Bei der FEM-Belastungsanalyse muss man unterscheiden zwischen Primär- und Sekundär-Ergebnissen. Wir betrachten formelmäßig dabei nur noch den statischen Fall:

1. **Primär-Ergebnisse** werden direkt bei der Lösung des Gleichungssystems ausgerechnet, das sind die:

- **Verschiebungen** aller Knoten in Bezug auf den unbelasteten Zustand:

Für das eindimensionale Feder-System wird dazu die Bewegungsgleichung nach der Verschiebung  $u$  umgestellt:

$$u = F \cdot k^{-1}$$

Analog dazu ist für das statische Finite-Elemente-Modell die Umstellung des Gleichungssystems nach dem Verschiebungsvektor  $\{u\}$  erforderlich:

$$\{u\} = \{F\} \cdot [K]^{-1} \leftarrow \text{die Steifigkeitsmatrix muss invertiert werden.}$$

2. **Sekundär-Ergebnisse** werden auf der Grundlage der Primär-Ergebnisse berechnet:

- **Absolute Positionen** aller Knoten aus der Summe der Knoten-Positionen des unbelasteten Zustands und der Knoten-Verschiebungen im belasteten Gleichgewichtszustand.
- **Haupt- und Vergleichsspannungen** in den Knoten bzw. den Gausspunkten sowie deren Interpolation über das Finite-Element.
- **Lagerkräfte** (Auflagereaktionen)

## Steifigkeitsmatrix

Steifigkeitsmatrizen spielen eine zentrale Rolle innerhalb der Finite-Elemente-Methode. Deshalb sollen ihre physikalische Bedeutung und ihre formelle Bildung im Folgenden qualitativ etwas näher betrachtet werden:

- Eine Steifigkeitsmatrix enthält die Zahlenwerte, welche die Steifigkeit aller Elemente in der betrachteten, diskretisierten Geometrie repräsentieren.
- Man kann sich das stark vereinfacht als diskrete Federn zwischen allen Element-Knoten jeweils eines Elements vorstellen (Siehe Bild oben).
- Ein Element-Knoten kann maximal 6 Freiheitsgrade der Bewegung besitzen (3 translatorisch / 3 rotatorisch). Für jeden Freiheitsgrad ist ein "Feder"-Steifewert erforderlich (eine "separate Feder").
- Alle Knoten einer Steifigkeitsmatrix müssen die gleiche Art und Anzahl von Freiheitsgraden besitzen. Dies ist bei der Auswahl der zu vernetzenden Elemente zu berücksichtigen.
- Die Matrixgröße ist  $(\mathbf{P} \cdot \mathbf{n}) \times (\mathbf{P} \cdot \mathbf{n})$  mit  $\mathbf{P}$ =Knotenzahl /  $\mathbf{n}$ =Anzahl der Freiheitsgrade.

Bei einem Bauteil-Modell muss man grundsätzlich unterscheiden zwischen den **Element-**

# Steifigkeitsmatrizen und der Gesamt-Steifigkeitsmatrix:

## 1. Element-Steifigkeitsmatrizen (in lokalen Element-Koordinaten)

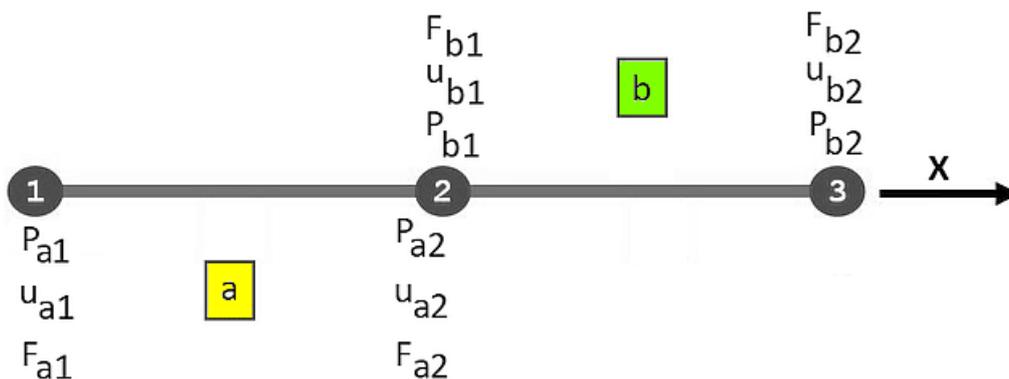
Für das Berechnen aller Knoten-Verschiebungen mit Ihren jeweils maximal 6 Freiheitsgraden wird als Grundlage die sogenannte Gesamt-Steifigkeitsmatrix  $[K]$  benötigt:

$$\{u\} = \{F\} \cdot [K]^{-1}$$

- Zur Bildung dieser Gesamt-Steifigkeitsmatrix wird in einem ersten Schritt für jedes Element eine Element-Steifigkeitsmatrix innerhalb seines lokalen Element-Koordinatensystem erstellt.
- Solch eine "normierte" Element-Steifigkeitsmatrix enthält die Zahlenwerte, welche die Steifigkeit des Elements repräsentieren.
- Die Anzahl der Freiheitsgrade (1...6) der Element-Knoten innerhalb ihres lokalen Element-Koordinatensystems ist durch den **Element-Typ** vorgegeben.
- Element-Knotenzahl  $P_e$  und Freiheitsgrade  $n_e$  der Knoten ergeben Elementtyp-abhängig eine Matrixgröße  $(P_e \cdot n_e) \times (P_e \cdot n_e)$

Die Zahlenwerte einer Element-Steifigkeitsmatrix werden aus den Abmessungen des Elementes und seinen Materialdaten berechnet:

- Für ein **Stab-Element** (also ein gerades strichförmiges Element zwischen 2 Knoten als einfachster Fall) gehen in die Element-Steifigkeitsmatrix die Länge, die Querschnittsfläche und die Materialdaten (der Elastizitätsmodul) des Elements ein.
- Für ein **Balken-Element** gehen in die Element-Steifigkeitsmatrix zusätzlich die Widerstandsmomente gegen Biegung und eventuell gegen Verdrehung entsprechend der Querschnittsform ein.
- Für **ebene Elemente** und **räumliche Elemente** gilt dies analog, es bedarf jedoch eines wesentlich komplexeren Formelapparates.
- **Beispiel:** zwei verbundene 1D-Stabelemente (Knotenverschiebung nur in X-Richtung):



- Unabhängig voneinander ergeben sich die beiden Element-Steifigkeitsmatrizen für die elastostatischen Bewegungsgleichungen innerhalb der lokalen Koordinatensysteme:

$$\begin{bmatrix} K_{a11} & K_{a12} \\ K_{a21} & K_{a22} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_{a1} \\ u_{a2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{a1} \\ F_{a2} \end{Bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} K_{b11} & K_{b12} \\ K_{b21} & K_{b22} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_{b1} \\ u_{b2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{b1} \\ F_{b2} \end{Bmatrix}$$

## 2. Element-Steifigkeitsmatrizen (in globalen Bauteil-Koordinaten)

Im nächsten Schritt werden die normierten Element-Steifigkeitsmatrizen in das globale Koordinatensystem des Bauteils transformiert:

- Die erforderlichen Verschiebungen und Drehungen jedes Elements bis zu seiner korrekten Position führen zu modifizierten Werten in seiner Element-Steifigkeitsmatrix.
- Die Dimension (1D, 2D, 3D) des globalen Systems muss mit der Dimension der Elemente übereinstimmen! Dies ist bereits bei der Auswahl der zu vernetzenden Elemente zu berücksichtigen.
- Für das einfache Beispiel der 1D-Stabelemente bleiben durch die Positionsänderungen im globalen 1D-Koordinatensystem die Werte erhalten!

### 3. Gesamt-Steifigkeitsmatrix

Die Gesamt-Steifigkeitsmatrix erstreckt sich über alle Knoten des Gesamt-Modells mit ihrem einheitlichen Freiheitsgrad  $\mathbf{n}_G$ :

$$\begin{bmatrix} K_{a11} & K_{a21} & 0 \\ K_{a21} & K_{a22} + K_{b11} & K_{b12} \\ 0 & K_{b21} & K_{b22} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix}$$

- Unabhängig von der lokalen Knoten-Nummerierung in den Elementen erfolgt eine Nummerierung aller Knoten des Gesamt-Modells von  $1 \dots \mathbf{P}_G$  (im Beispiel Knoten  $1 \dots 3$  mit zugehörigen Verschiebungen und Kräften).
- Zusammen mit dem Freiheitsgrad  $\mathbf{n}_G$  ergibt dies die Größe der Gesamt-Steifigkeitsmatrix zu  $(\mathbf{P}_G \cdot \mathbf{n}_G) \times (\mathbf{P}_G \cdot \mathbf{n}_G)$
- Nach dem Anlegen dieser Matrix können alle Elemente den Anfangswert=0 erhalten.
- In einem nächsten Schritt wird eine Zuordnung aller Element-Knoten zu den Modell-Knoten vorgenommen.
- Ergibt sich dadurch eine Wechselwirkung zwischen Modell-Knoten, so können zu den zugehörigen Matrix-Elementen die Steifigkeitswerte aus der Element-Steifigkeitsmatrix hinzu addiert werden.
- Überlappen sich Elemente mit mindestens zwei Knoten, so repräsentiert die Summenbildung in der Gesamt-Steifigkeitsmatrix praktisch eine "Parallelschaltung von Federn".

← →

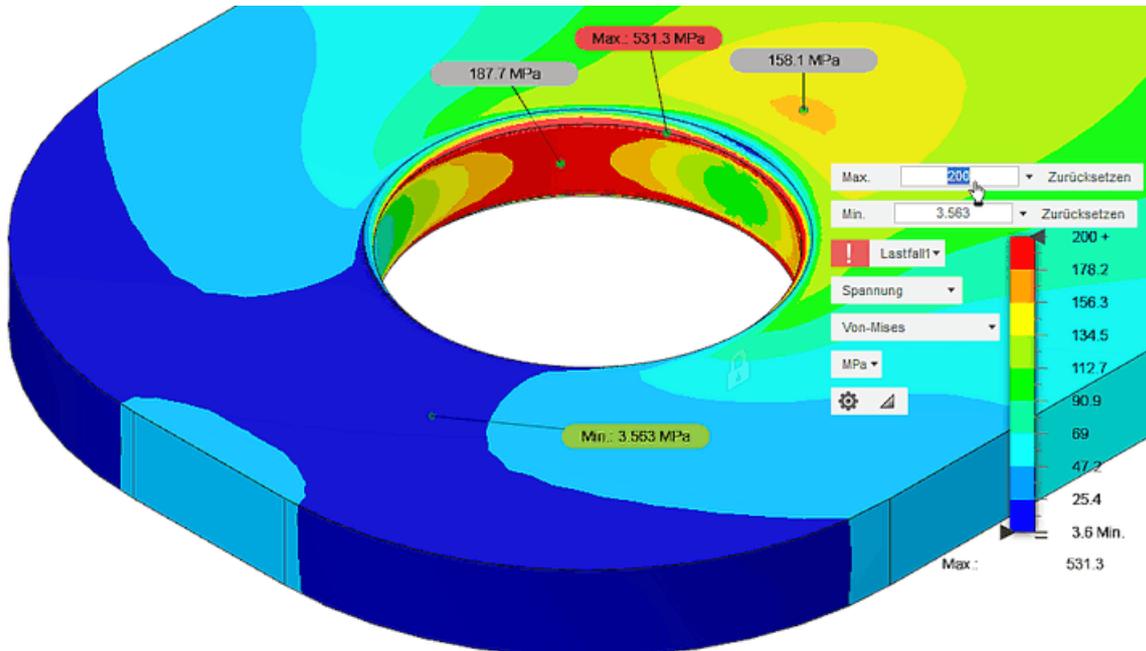
Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Elastostatische\\_FE-Simulation&oldid=25561](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Elastostatische_FE-Simulation&oldid=25561)“

# Software: FEM - Tutorial - 2D-Bauteil - Ergebnisse

Aus OptiYummy



## Ergebnis-Aufbereitung



Wir haben nun mit unterschiedlichen Modellen in unterschiedlichen Programmen unterschiedliche Ergebnisse in Hinblick auf die Belastung eines Blechstreifens berechnet. Dabei konnten wir feststellen, dass die Ergebnisse ungefähr in der folgenden Reihenfolge abhängig sind von:

1. der Art der Idealisierung der Lagerstellen (Constraints: z.B. fixiert oder Spielpassung)
2. dem Feinheitsgrad der Vernetzung an kritischen Stellen (an denen die stärksten mechanischen Spannungsgradienten auftreten)
3. dem Grad der Modellreduktion (3D, 2D, Ausnutzung von Symmetrieeigenschaften) und dem Typ der Finiten Elemente (z.B. Tetraeder, Scheiben mit unterschiedlichen Ansatzfunktionen)

Im Verlaufe der Übung wurden als Bestandteil der einzureichenden Lösung die Antworten zu den einzelnen Kontrollfragen ermittelt und notiert. In Hinblick auf die zulässige Belastung der analysierten Lasche stellt sich nun die Frage nach den hierfür relevanten Ergebnissen:

- Dazu sind anhand der in der Übungsanleitung gestellten Fragen die Werte der maximal zulässigen Kraft für Sicherheitsfaktor  $\geq 2$  vergleichend in der bereitgestellten PDF aufzulisten:
  1. → **3D-Modell mit fixierter Lochwand** (*Autodesk Fusion*)
  2. → **3D-Modell mit Spielpassung** (*Autodesk Fusion*)
  3. → **3D-Modell mit fixierter Lochwand** (*Ansys Mechanical*)
  4. → **3D-Modell mit Spielpassung** (*Ansys Mechanical*)
  5. → **2D-Modell (Symmetriehälfte) mit fixierter Lochwand** (*Ansys Mechanical*)
  6. → **2D-Modell (Symmetriehälfte) mit Spielpassung** (*Ansys Mechanical*)

Welche maximal zulässige *von Mises-Vergleichsspannung* und *Verformung* wurde in diesen Studien

für  $S \geq 2$  ermittelt?

Es ist zu begründen, welche Simulationsergebnisse für eine **beliebige Befestigung** der Lasche (Loch auf Bolzen) vertrauenswürdige Werte für die **in der Realität** max. zulässige Zugkraft liefern. Wie groß ist der dabei ermittelte max. Wert für die Zugkraft?

- Verformung für unterschiedliche Lastfälle (*Autodesk Fusion*):

Wie groß sind im Vergleich die maximalen Verformungen der Lasche beim "Verschweißen" und beim Befestigen mittels Spielpassung?

- Modalanalysen in *Autodesk Fusion* & *Ansys Mechanical* (**3D-Modell mit fixierter Lochwand**):

Die ermittelten "hörbaren" Eigenfrequenzen sind vergleichend mit ihrer prozentualen Abweichung aufzulisten.

Wie ändert sich die Resonanzfrequenz bei einer Belastung der Lasche mit der maximal zulässigen Zugkraft (*Autodesk Fusion*)?

← →

Abgerufen von „[http://index.php?title=Software:\\_FEM\\_-\\_Tutorial\\_-\\_2D-Bauteil\\_-\\_Ergebnisse&oldid=26189](http://index.php?title=Software:_FEM_-_Tutorial_-_2D-Bauteil_-_Ergebnisse&oldid=26189)“

---