POLYMECHANIKER

4. Lehrjahr, 2. Semester

ZEICHNUNGSTECHNIK CAD/FEM :

Solid Edge PLM Solutions

UNTERSTÜTZUNG DER DESIGNPHASE DURCH BERECHNUNGEN NACH DER METHODE DER FINITEN ELEMENTE

EINFÜHRUNG DesignSpace™

Auflage 2.2

GIBS Solothurn

Lehrerausgabe, Dezember 2004

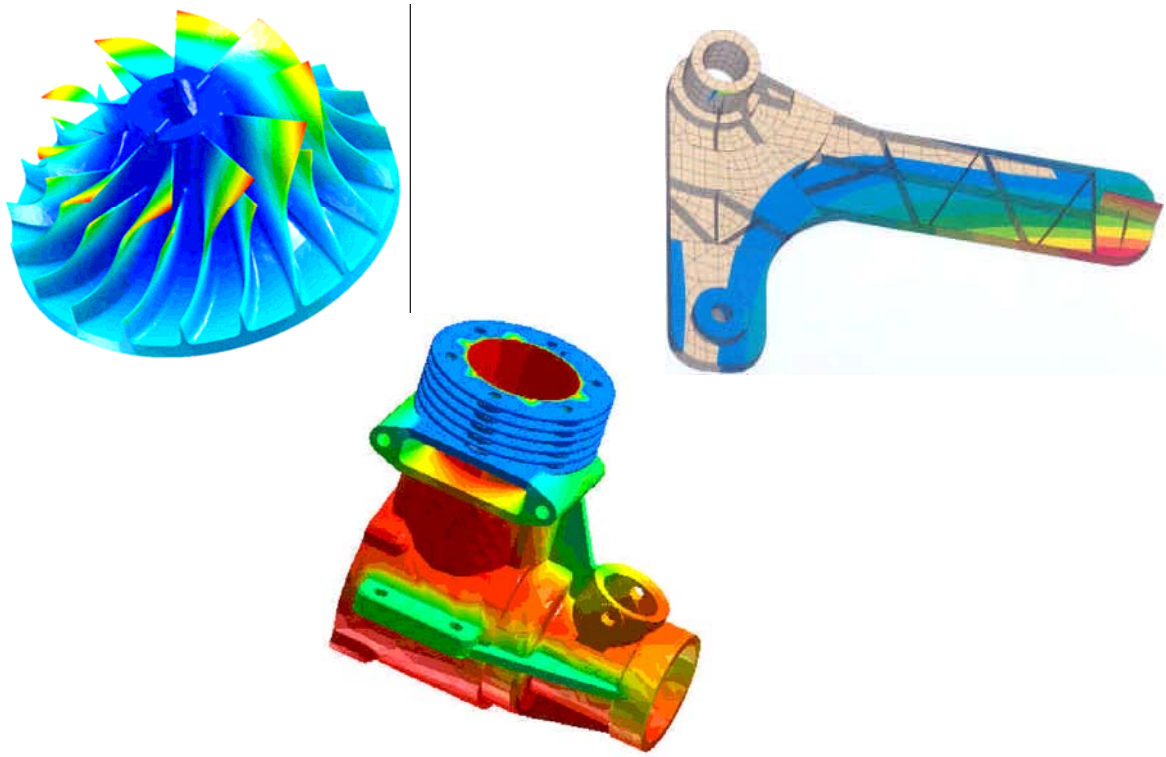
In Zusammenarbeit mit

CADFEM

BYTICS TECHNOLOGIE AG

0. Inhalt

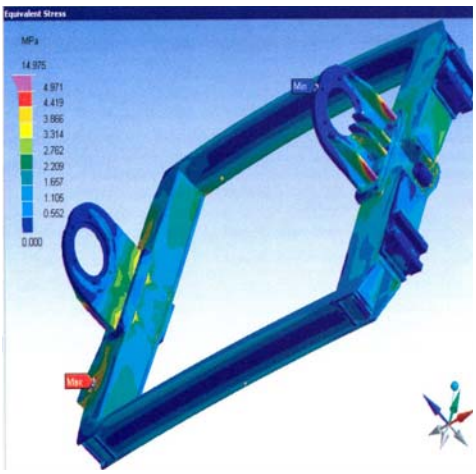
0. Inhalt 2
1. Einführung 3
2. Geschichte von FEM (zum Selbststudium) 4
3. Berichte aus der TR 5
4. Berechnung von Biegelinien 11
4.1 Aufgabe 11
4.2 Aufgabe 14
4.3 Aufgabe 15
4.4 Aufgabe 16
5. Berechnung von Biegelinien ungleichförmiger Träger 18
5.1 Aufgabe 18
6. Dynamische Berechnungen : 19
6.1 Aufgabe 21
6.2 Aufgabe 26
6.3 Aufgabe 26
6.4 Aufgabe 27
6.5 Aufgabe 27
6.6 Weitere Aufgaben 28
7 Anleitung DesignSpace 29



1. Einführung

Das Umfeld in dem sich die heutige Produktentwicklung befindet, erfährt immer schnellere Zyklen. Gleichzeitig treten neue Konkurrenten auf den Weltmarkt, die die traditionelle Produktentwicklung zu deutlich niedrigeren Kosten bewerkstelligen können. Um sich unter diesen verschärften Wettbewerbsbedingungen behaupten zu können, müssen alle Anstrengungen unternommen werden um

- die Entwicklungszeiten zu verkürzen
- die Herstellungskosten zu senken
- die Innovation und Kreativität zu steigern
- und eine höhere Qualität zu erzielen.



Ein Instrument zur Erreichung dieser Ziele ist die konstruktionsbegleitende Berechnung mit der **Methode der finiten Elemente**. Damit können bereits während der **Designphase** die verschiedensten Eigenschaften eines Bauteils oder einer ganzen Baugruppe auf rechnerischem Wege ermittelt und überprüft werden. Mit heutiger Technologie werden zum Beispiel die folgenden Eigenschaften errechnet :

- Festigkeitsberechnungen, Schwachstellenanalyse
- Lebensdaueruntersuchungen
- Eigenschwingverhalten, Resonanzverhalten
- Wärmeleitungen und Wärmeverteilung
- Materialtauglichkeit und Materialauswahl
- Topologieoptimierungen (z.B bei Verrippungen) u.a.m.

In diesem Kurs wird Ihnen diese moderne Berechnungsmethode vorgestellt und Sie werden deren Einsatz selber erleben können. Der Einsatz von FEM in der Konstruktion und Entwicklung neuer Geräte **benötigt grundlegendes Ingenieurwissen**. Das Ziel dieses Kurses kann also lediglich sein, Ihnen einen Überblick zu FEM und einen kleinen Einblick in FEM und deren Anwendungen zu geben.

Zuerst erhalten Sie einen geschichtlichen Überblich zur Entwicklung der Methode. Dieser Abschnitt ist zum Selbststudium gedacht. Mit wenigen Beispielen wird Ihnen die Lehrkraft die physikalischen Grundlagen der Methode erklären. Erstellen Sie während den Erklärungen der Lehrkraft auf der dafür vorgesehenen Seite eine Mindmap !

Anschliessend werden Sie zuerst „von Hand“ einige Berechnungen anstellen. Das ist zum Teil eine Repetition der Festigkeitslehre. Danach erstellen wir die gleichen Berechnungen mit Tabellenkalkulation und am Schluss berechnen Sie das gleiche Beispiel noch einmal mit FEM. Danach können Sie auch etwas umfangreichere Berechnungen mit FEM erstellen.



Bild 4: Hochgradig nichtlineare Problemstellungen

Wir halten fest, dass der Einsatz dieser Berechnungsmethode in der Designphase grosse Vorteile mit sich bringt, aber immer eine Vereinfachung der Realität darstellt. Die Beurteilung und Interpretation der Ergebnisse bedarf einiger Erfahrung und letztlich kann die Simulation Versuche nicht vollständig ersetzen; insbesondere bei Gefahr für Leib und Leben und hohen finanziellen Risiken.

2. Geschichte von FEM (zum Selbststudium)

FEM für Historiker

Verfolgt man die Entwicklungsgeschichte der Finite-Element-Methode, so wird man feststellen, dass man es mit einem modernen Verfahren zu tun hat, welches vornehmlich in den letzten 50 Jahren entwickelt wurde. Doch die Vorgeschichte der FEM, in welcher die Grundlagen des Verfahrens gelegt wurden, beginnt schon viel früher.

Der Autor
Verfasst wurde dieser Beitrag von Christoph Gebald, Jahrgang 1983, dessen Facharbeit zur mathematischen Formulierung der FEM unter anderem auch von CAD-FEM prämiert wurde.
Auch in Zukunft freut sich CAD-FEM über technisch orientierte Facharbeiten von Schülern und Studenten und setzt einen Preis von EUR 500,- sowie die kostenlose Teilnahme an unserem Users´ Meeting dafür aus. **Kontakt: gmueller@cadfem.de**


Archimedes von Syrakus

Finite Elemente – ein Rückblick

Erste Parallelen zur Finite-Element-Methode lassen sich schon im antiken Griechentum finden. So entwickelten Eudoxos (408 – 355 v. Chr.) und später Archimedes von Syrakus (287 – 212 v. Chr.) vereinfachte Modelle komplexer mathematischer Problemstellungen. Während Eudoxos sich endlich vieler einfacher geometrischer Formen mit bekanntem Inhalt bediente, um Längen, Flächen und Volumina zu approximieren, erdachte Archimedes ein vereinfachtes Modell für die Kreisumfangberechnung. Anstatt eine Lösung für die unendlich vielen Punkte der Kreislinie zu suchen, führte er die Berechnung auf die Addition einer endlichen (finiten) Anzahl von geraden Sehnenstücken (Elemente) zurück.


Boris G. Galerkin

19. Jahrhundert

Nach einem großen Zeitsprung in das 19. Jahrhundert stößt man im Jahre 1851 auf eine Arbeit von Schellbach [1], die die Lösung eines Minimalflächenproblems beschreibt, das der FEM schon recht ähnlich ist.

Weitere Meilensteine sind die 1909 bzw. 1915 publizierten Aufsätze von Ritz [2] und Galerkin [3]. Galerkins wichtige Arbeiten zur FEM sind darüber hinaus in den Büchern [4] und [5] beschrieben.


Walter Ritz

Nutzbarmachung der Variationsrechnung

Mitte des 20. Jahrhunderts erkannte man, dass Problemstellungen viel leichter lösbar sind, wenn man Ansatzfunktionen zur Beschreibung des Verschiebungszustandes durch ein Variationsprinzip angeht. Fast alle früheren Untersuchungen auf Basis von Variationsprinzipien verwenden globale Ansatzfunktionen, die sich über die gesamte Struktur erstrecken.


Richard Courant

Diese Formulierungen gehen auf den Göttinger Mathematiker Richard Courant (1888 – 1972) zurück, der schon 1943 in seinem Werk „Variational methods for the solution of problems of equilibrium and vibrations" [6, 7] beschreibt, wie im Ritz´schen Verfahren Ansatzfunktionen mit lokalem Träger (sogenannte Hütchenfunktionen) zu verwenden sind und wie FEM-Berechnungen nach diesem Prinzip durchgeführt werden. Courants Ideen basieren auf Überlegungen, die bis auf den Baseler Mathematiker Leonard Euler (1707 – 1783) zurückgehen. Aufbauend auf Vorarbeiten von Fermat (1601 – 1665), Jakob Bernoulli (1655 – 1705) und Johann Bernoulli (1667 – 1748) entwickelte Euler die Variationsrechnung, formulierte 1743 das „Prinzip der kleinsten Wirkung" und veröffentlichte das grundlegende Werk „Methodus Inveniendi Lineas Curvas Maximi Minimive Proprietate Gaudentes sive Solutio Problematis Isoperimetrici Latissimo Sensu Accepti"*.

Die Arbeit von Courant konnte damals aber keine praktische Bedeutung erlangen, da es bei der Verwendung von elementweise begrenzten Ansatzfunktionen zu Gleichungssystemen mit einer großen Anzahl von Unbekannten kommt, welche ohne elektronische Rechenanlagen nicht mehr lösbar sind.


Zienkiewicz

Nachdem Anfang der sechziger Jahre derartige Rechner verfügbar waren, konnte das Konzept umgesetzt werden. Pionierarbeiten leisteten auf diesem Gebiet John H. Argyris [8] und Olgierd C. Zienkiewicz [9]. Das Werk von Zienkiewicz gilt als erste Ingenieur-Monographie zur FEM und bewirkte ihre schnelle Verbreitung in ingenieurwissenschaftlichen Anwendungen.

Statik als Motor der Entwicklung

Statik ist im wesentlichen Stabwerksstatik, in welcher das Kraftgrößen- und das Verschiebungsgrößenverfahren konkurrieren. Beide waren bis 1910 so weit entwickelt, dass sich mit ihnen in den nachfolgenden 50 Jahren die Mehrzahl der praktischen Probleme behandeln ließen. Aus heutiger Sicht hätte eine theoretische Weiterentwicklung der Baustatik, im Hinblick auf eine konsequente Formalisierung, durch Einführung der Matrixschreibweise erfolgen können. Die Matrixschreibweise ist zur Erhaltung der Übersichtlichkeit erforderlich, wenn bei komplexen Rahmentragwerken Gleichungssysteme mit vielen Freiheitsgraden auftreten. Gleichungssysteme mit einer großen Anzahl an Freiheitsgraden – darunter versteht man bei der Handrechnung schon Gleichungssysteme mit mehr als zehn Unbekannten – konnten aber bis 1950 mit erträglichem Aufwand nicht bearbeitet werden. Die Notwendigkeit auch Tragwerke zu untersuchen, welche auf Gleichungssysteme mit 50 und mehr Freiheitsgraden führen, ergab sich zuerst im Flugzeugbau. Die Möglichkeit diese zu lösen war mit der Inbetriebnahme der ersten elektrischen Rechenanlagen gegeben. Motor dieser Rechnerentwicklung und damit letztlich auch der Entwicklung der FEM war der Rüstungssektor. Die ersten Versuche, die Statik durch Einführung der Matrixschreibweise klar und übersichtlich zu gestalten und die Rechenabläufe zu schematisieren, erfolgte zwar durch Bauingenieure, aber vor dem Hintergrund des Flugzeugbaus. Ein entscheidender Verdienst kommt hierbei ohne Zweifel John H. Argyris zu, welcher am Imperial College in London und ab 1959 an der Universität Stuttgart tätig war. Ebenso müssen aber Boerje Langefors vom schwedischen Flugzeughersteller SAAB, Eduard Pestel von der Universität Hannover, Rudolf Zurmühl und Karl Maguerre von der Technischen Hochschule Darmstadt erwähnt werden.

Als ein die gesamte Struktur- und Kontinuumsmechanik umfassendes Näherungsverfahren wurde die FEM erstmals 1956 für die Berechnung gepfeilter Flugzeugtragflügel bei Boeing in Seattle durch M. J. Turner, Ray W. Clough, W. C. Martin, und L. J. Topp angewendet [10]. Üblicherweise wird diese Arbeit als „Geburtsurkunde" der Methode der Finiten Elemente angesehen.

Das Literaturverzeichnis zu diesem Artikel, weiterführende Literatur sowie die vollständige Facharbeit zur FEM von Christoph Gebald können Sie sich unter www.cadfem.de/gebald.zip herunter laden.

FEM-Historie

* aus: Frank Lemaio, Über zwei Jahrtausender Finite Elemente – Von Eudoxos bis zur Hyperthermietherapie; (Seite 11), 27. Kolloquium der Mathematik-Didaktik der Universität Bayreuth, 18.02.1998;

3. Berichte aus der TR

CAD/FEM

Konstruktionsbegleitende Berechnungen im Aufwind

Warum soll der Konstrukteur neben seiner eigentlichen Arbeit, dem Konstruieren, noch berechnen? Diese Frage wird anhand von Beispielen erörtert. Interessierte können am kommenden Seminar in Zürich allgemeine aber auch eigene Problemlösungen diskutieren.

MARKUS DUTLY

Wie ist es möglich, dass in einer wirtschaftlichen Flaute der Bereich der «easy-to-use»-CAE-Analysen weit über den Branchenschnitt zulegen kann? In der Schweiz im Jahr 2002 um ca. 30 %, und er setzte sich im 2003 fort. Die Antwort ist einfach. Einige Programme sind in den letzten zwei Jahren so benutzerfreundlich, leistungsstark und günstig geworden, dass sie ohne grosse Investitionen und ohne grosses FEM-Know-how auch in kleinen Firmen und ohne Spezialisten eingesetzt werden können. Der Konstrukteur oder Projektleiter überprüft seine Konstruktionen selbst. Damit hat er es auch selbst in der Hand Material einzusparen, Spannungen zu reduzieren, die Rippen an die richtige Stelle zu setzen und so die Steifigkeit zu erhöhen, die thermischen Eigenschaften so zu steuern, dass keine hohen Temperaturgradienten auftreten oder das Schwingungsverhalten zu beeinflussen, sodass keine Resonanzen auftreten. Vor allem hat er die Möglichkeit den virtuellen Prototypen frühzeitig zu testen, Schwachstellen aufzudecken und durch konstruktive Massnahmen zu verbessern.

Die notwendigen Schritte zum Ziel

Der erste Schritt hin zur Analyse des Bauteils entsteht im CAD-Programm. Hier werden die virtuellen Prototypen aufgebaut. Doppelspurigkeiten werden vermieden, denn das CAD-Modell dient als Berechnungsgrundlage. Es werden keine separaten FEM-Modelle aufgebaut. Noch lange bevor die ganze Maschine, der ganze Apparat oder die ganze Supportvorrichtung am Bildschirm entstanden ist, können erste Steifigkeits-, Festigkeits- oder Schwingungsberechnungen durchgeführt werden. Einzelteile oder ganze Baugruppen lassen sich berechnen. Noch vor 2 Jahren war es nahezu unmöglich, Baugruppen in einer effizienten Weise berechnen zu können. Heute stehen für diese Kategorie von Aufgaben Techniken zur Verfügung, welche es erlauben ohne FEM-Know-how ein Problem von seiner praktischen Seite her anzupacken. Es gibt dabei keine Theorien, die zu büffeln sind. Wenn ein Konstrukteur aus dem «Dubbel» eine Formel benutzt, um damit die Durchbiegung eines Trägers zu rechnen, dann wird er nicht die zu Grunde gelegte Differenzialgleichung hinterfragen. Der Anwender geht davon aus, dass die Formel erprobt ist. So verhält es sich mit der FEM. Die Anwender haben die Pflicht, die Eingabedaten zu prüfen. Sie haben auch die Pflicht die Resultate zu hinterfragen und auf Plausibilität zu kontrollieren. Diese Checks sind für einen guten Konstrukteur selbstverständlich. Fahrlässig handelt der, welcher seine Konstruktion nicht oder mit ungeeigneten Mitteln prüft, bevor sie in die Fertigung geht.

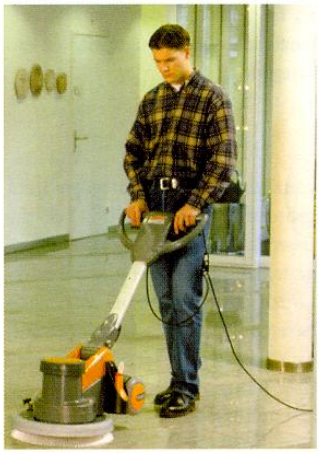


Bild 1. Einscheibenpoliermaschine «TASKI ergodisc»



Bild 2. Spannbügel aus Aluminiumguss, «freigegebene»Version.

Die Wahl der Mittel

Der grosse Unterschied zwischen einem Konstrukteur, welcher

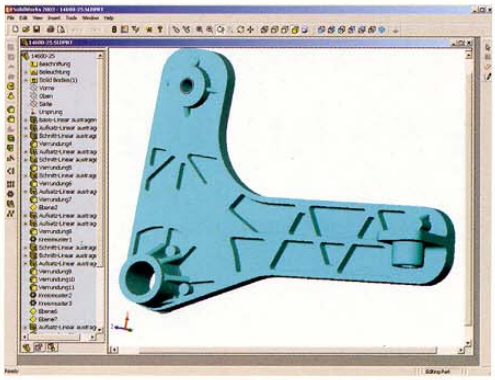


Bild 3. Direkt aus dem CAD-Programm (hier Solid Works) heraus wird die Analyse gestartet.

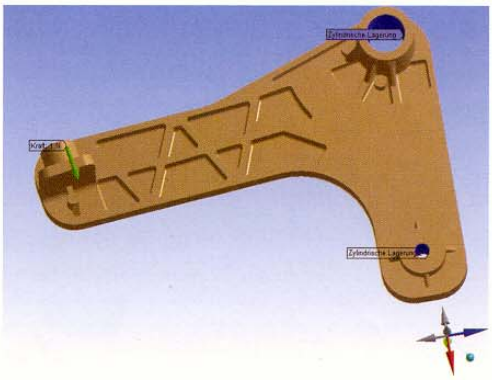


Bild 4. Die Randbedingungen werden zur Kontrolle sichtbar gemacht.

mit Handformeln rechnet, und dem Konstrukteur, welcher moderne CAE-Tools einsetzt, besteht in der Wahl der Mittel. Die Prüfung mit Formeln aus dem Dubbel, mit Handformeln oder mit Erfahrungswerten ist zwar sinnvoll, die Resultate sind aber normalerweise mit relativ grossen Fehlern behaftet. Dies zeigt das Beispiel eines Spannbügels von JohnsonDiversey deutlich.

Beispiel Spannbügel

JohnsonDiversey ist seit Jahrzehnten unter anderem in der Reinigungsbranche tätig, und die «TASKI»-Geräte gehören zur Standard-Reinigungsausrüstung vieler Flughäfen, Spitäler, Banken, Reinigungsinstitute usw. Bei der Entwicklung einer 1-Scheiben-Maschine zum Polieren, einer «TASKI ergodisc», wurde auch ein Spannbügel konstruiert. Für den Spannbügel gilt die Anforderung, dass er möglichst leicht, günstig und gleichzeitig möglichst steif sein soll. Eine Rippenkonstruktion lag auf der Hand. Die ewige Frage allerdings «Wohin mit den Rippen?»ist mit Formeln aus der Fachliteratur nicht zu klären. Es gibt drei Wege zum Ziel. Man verlässt sich erstens, und das ist sehr verbreitet, auf seine Erfahrung und fertigt einen Prototypen. Die Erfahrung hat allerdings schon manch einem erfahrenen Ingenieur einen Streich gespielt. Zweitens vergibt man einen Auftrag an die interne Berechnungsabteilung (falls es diese gibt) oder an einen externen Berechnungsdienstleister. Ob extern oder intern, in beiden Fällen müssen mittlere oder längere Wartezeiten in Kauf genommen werden. Drittens, immer populärer, wie die Marktentwicklung zeigt, berechnen Konstrukteure ihre Bauteile selbst. Die Verantwortung dafür, dass die Konstruktion hält, tragen die Konstrukteure sowieso. Ob nun die ungenaue Handformel, gepaart mit Erfahrung, oder die Erfahrung, gepaart mit einem genauen CAE-Tool, eingesetzt wird, liegt im Risiko der möglichen Folgen.

Wenn keine Formel weiterhilft

Der erste Entwurf des Alu-Bügels fiel zu weich aus. Die Deformationen waren zu hoch. Diese Erkenntnis stammte aus dem Prototypentest. Im nächsten Schritt wurden bei einem externen Dienstleister, bei der CAD-FEM AG aus Aadorf, FEM-Berechnungen von diversen reellen Konstruktionsvarianten durchgeführt. Dieses Vorgehen führte zum Ziel, sodass der zweite Prototyp den Erwartungen entsprach und die Messungen mit der Analyse übereinstimmten. Eine möglichst leichte und genügend steife Form des Bügels wurde so gefunden. Heute können diese Berechnungen mit dem Programm Designspace von ANSYS Inc. direkt innerhalb der CAD-Umgebung (in diesem Falle Solid Works, alle gängigen 3D-CAD-Systeme werden unterstützt) durchgeführt werden. In wenigen Minuten erkennt der Konstrukteur wie die Rippen optimal zu legen sind. Keine Formel aus der Fachliteratur kann dieses relativ einfache Bauteil erfassen und bietet deshalb keine Hilfe beim Konstruieren. Im Folgenden (Bilder 3 bis 8) werden einige mögliche Konstruktionsvarianten gegenübergestellt. Sie sollen veranschaulichen, dass es sehr schwer ist, nur mittels Erfahrung eine Entschei-

	Masse [kg]	Deformation [mm]	Vergleichsspannung [N/mm²]
1) freigegeben	0.705	0.757	0.303
2) ohne Rippen	0.819	0.310	0.114
3) verlängerter Steg	0.732	0.700	0.250
4) durchgehend	0.649	0.999	0.363

Vergleich der 4 Varianten

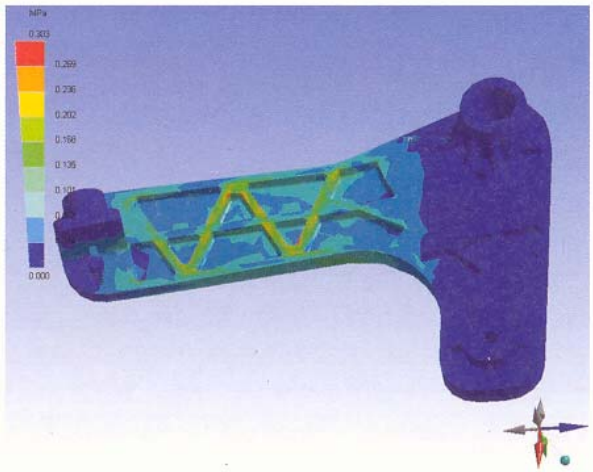


Bild 5. Vergleichsspannungen am Bauteil 1«freigegeben»

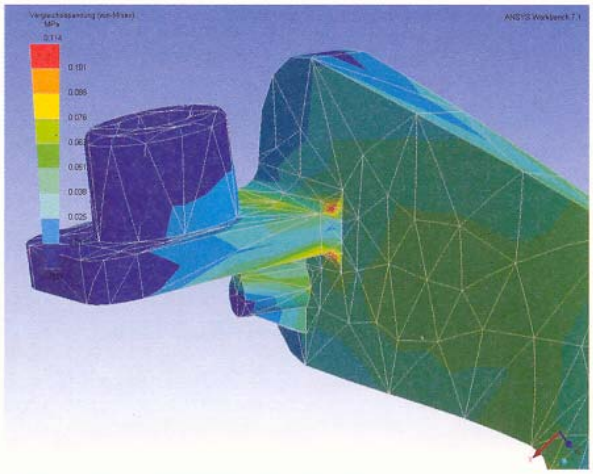


Bild 6. Vergleichsspannungen am Bauteil 2«ohne Rippen».

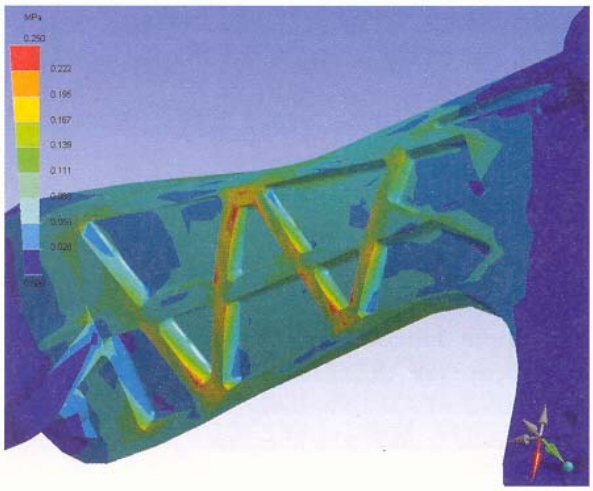


Bild 7. Vergleichsspannungen am Bauteil 3«verlängerter Steg»

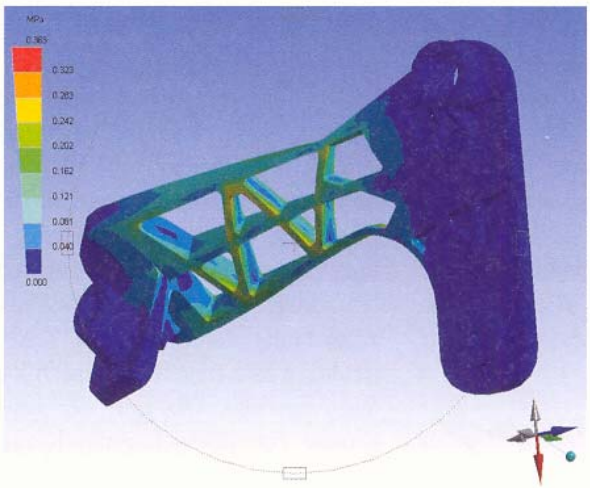


Bild 8. Vergleichsspannungen am Bauteil 4«durchgehend»

dung treffen zu können. Als kritische Grössen dienen Steifigkeit, d.h. die Durchbiegung, Masse und Spannungen. Urteilen Sie selbst!

Resultate

Anhand dieser vier Varianten sollen die Resultate verglichen werden. Von Hand berechnet oder mit Erfahrung geschätzt, ist es beinahe unmöglich, die beste Variante zu treffen. Viele Firmen verpassen deshalb die Gelegenheit, mehr aus ihren Produkten herauszuholen. Bei einem Serienartikel spielt die Masse für den Preis eine wichtige Rolle. Tiefe Spannungen sind für eine hohe Lebensdauer wichtig. Kleine Deformationen sind wichtig, wenn das Bauteil möglichst steif sein soll. Masse und Steifigkeit haben Einfluss auf die Eigenfrequenzen. Dabei können unerwünschte Eigenfrequenzen, welche mit einer Anregung in Resonanz kommen, verändert werden. Der virtuelle Prototyp steht dem echten Prototypen in nichts nach. Im Gegenteil, die obigen Varianten können innerhalb einer Stunde gerechnet werden. Der reale Prototyp ist zeitintensiv und sehr kostspielig. Heute ist oft der Faktor Zeit entscheidend. Ein Handy, welches mit halbjähriger Verspätung auf den Markt kommt, hat keinen Markt mehr, auch wenn es das beste Handy seiner Generation ist, denn die nächste Generation ist bereits am Anrollen. Die Resultate wurden mit einer Einheitslast von 1 N berechnet. Die Werte sind deshalb nicht als Absolutwerte zu betrachten (Tabelle).

Variante 4 ist die leichteste, jedoch sind die Deformationen zu hoch. Bei Vollmaterial, ohne Rippen (Variante 2) ist die Masse um 15% zu hoch. Dies entspricht immerhin 110 g. Die Verlängerung des Steges bringt ebenfalls zusätzliche Masse. Die Spannungen werden zwar reduziert, ebenfalls gehen die Deformationen leicht zurück, das Hauptkriterium, minimale Masse, kann aber auch hier nicht erfüllt werden.

Es ist auch als geübter Berechnungsingenieur nicht einfach abzuschätzen, welche Änderung am

Design die gewünschten Erfolge bringen. Assoziativ mit dem CAD-System verknüpfte CAE-Tools bringen hier die notwendige Hilfe. Um solche Tools einsetzen zu können bedarf es ein bis zwei Tage Training. Oft kann bereits im ersten Workshop das mitgebrachte Bauteil selbst gelöst werden. Wie ist dies möglich? Wizzards oder Assistenten führen durch die Berechnung und helfen mit Checklisten, sodass keine Schritte vergessen gehen.



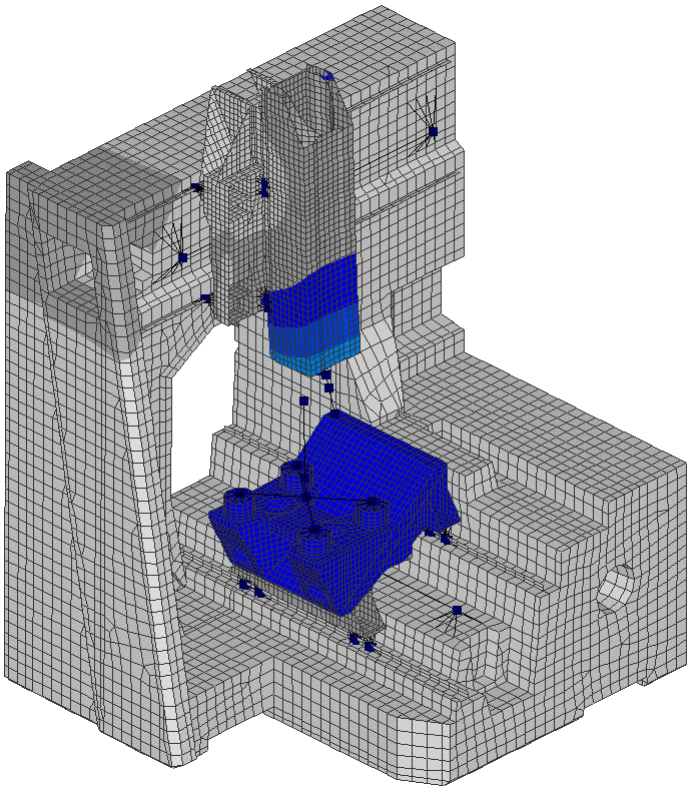
Das Mysterium der Randbedingungen

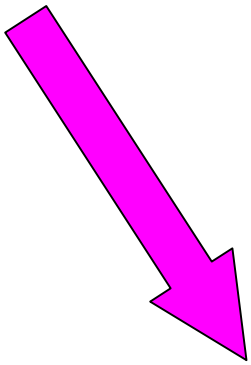
Es gibt viele Fälle, die mit einem einfachen Programm nicht zu lösen sind. Es gibt Fälle, die nur von einem Spezialisten zu lösen sind, denn er kennt die Effekte, welche das Resultat sehr stark verändern könnten. Es gibt aber immer noch genügend viele Aufgaben, welche vom Konstrukteur gelöst werden müssen. Unsichere Teile sollen so schnell wie möglich und so früh wie möglich überprüft werden. Es sind nicht nur die unsicheren Teile (Wer weiss schon im Voraus, welche Teile kritisch sind?), sondern auch die Teile, hinter denen man vorerst keine Probleme sieht, welche überprüft gehören. Der Einwand, dass die Resultate von den Randbedingungen und der Netzqualität abhängen, wird oft gehört. Dies soll aber nicht beunruhigen. Wer tagein, tagaus Pumpengehäuse oder Getriebe oder Uhrenwerke oder Ventile usw. konstruiert, der kennt seine Konstruktionen. Im Zusammenspiel mit erfahrenen Spezialisten, dem Trainer, können diese Fragen der Randbedingungen fachmännisch erörtert werden. Wie aus einem Rezeptbuch lässt sich das Vorgehen für ähnliche Anwendungen wiederholen. Ein Pumpengehäuse ändert sich von heute auf morgen nicht grundlegend, die Randbedingungen bei verschiedenen Gehäusedimensionen gleichen sich aber sehr stark. Aus diesem Grunde ist erlaubt, was hilft. Die Schulung der Anwender spielt dabei eine wichtige Rolle. Es geht in der Schulung um das Kennenlernen der wesentlichen Aspekte wie Genauigkeit, Randbedingungen, Aufbringen der Lasten, sinnvolle Modellgrösse, Eigenheiten der FEM und natürlich um das Beseitigen von möglichen Stolpersteinen. Wer aber erwartet, dass grosse Geheimnisse gelüftet werden, der irrt. ■

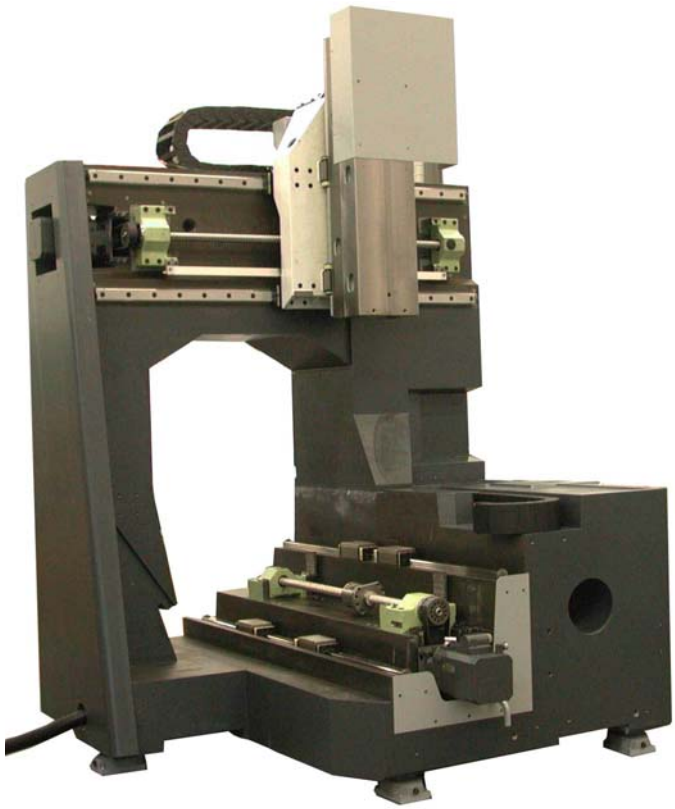
Markus Dutly, Geschäftsführer,
CAD-FEM AG, Aadorf

Anwendungsbeispiel von MIKRON AG :

Portalmaschine für Hochgeschwindigkeitsfräsen von Mikron; Rahmenkonstruktion gefüllt mit Polymerbeton zur Schwingungsdämpfung.







Hier entsteht Ihre MindMap zum Thema FEM :

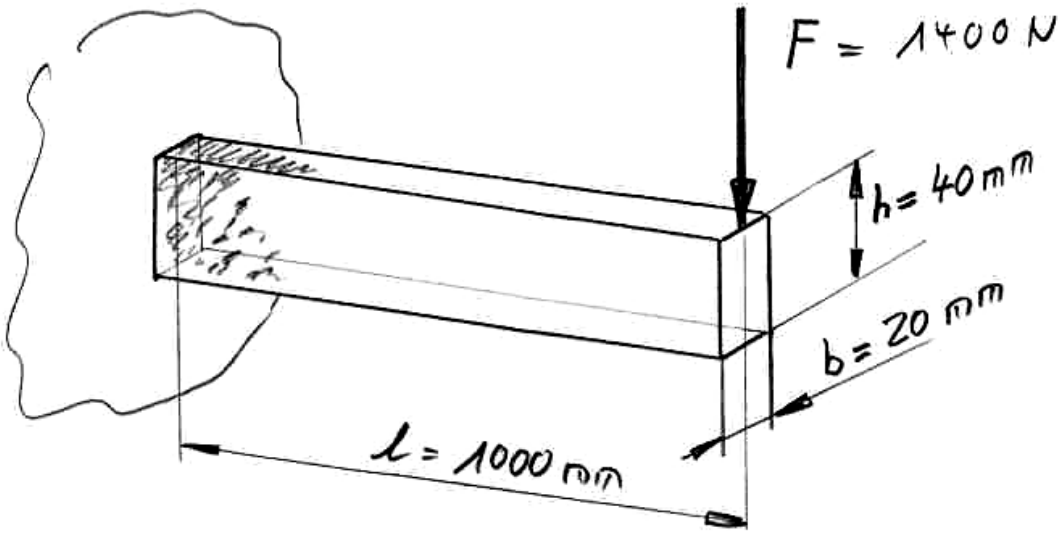
4. Berechnung von Biegelinien

Berechnen und zeichnen Sie die Biegelinie eines eingespannten Trägers auf und zwar :

- ❒ von Hand mit Formeln und Taschenrechner
- ❒ mit dem PC und Tabellenkalkulation (EXCEL)
- ❒ mit CAD und den Methoden der finiten Elemente FEM.

4.1 Aufgabe

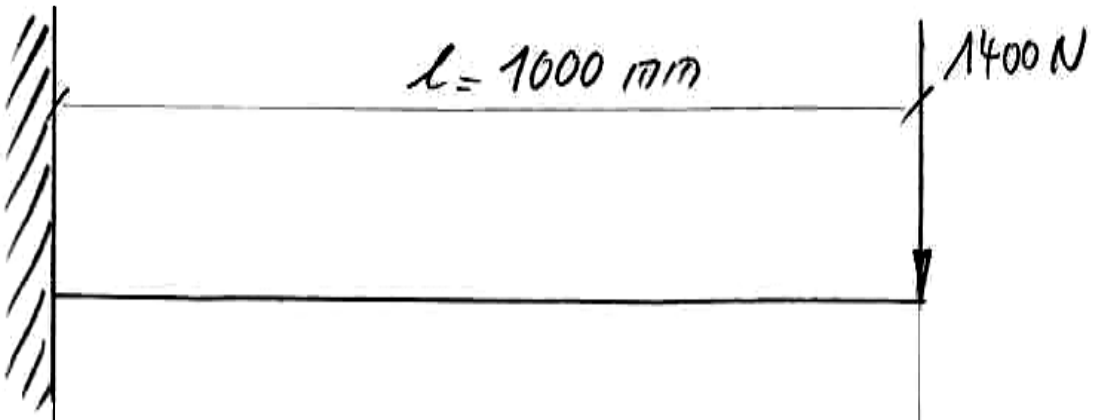
Berechnen Sie die maximale Durchbiegung eines eingespannten Trägers ! Erstellen Sie nach den untenstehenden Angaben zuerst eine Situationsskizze :



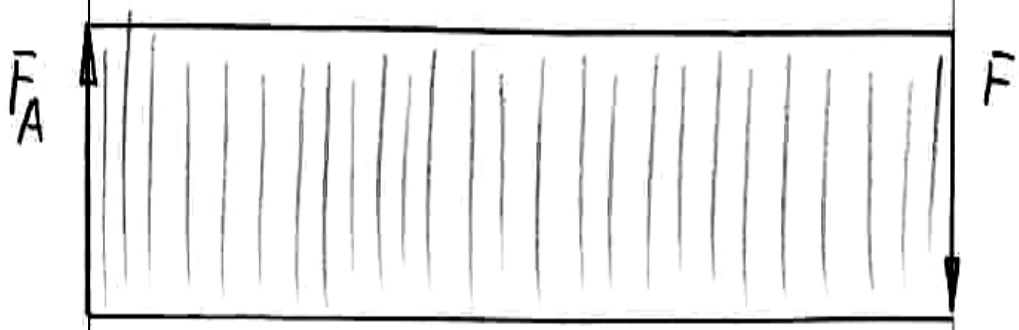
Angaben : Träger links eingespannt
Kraft wirkt von oben auf das Ende des Trägers, 1400 N
Länge des Trägers ist 1000 mm
Rechteckiger Querschnitt : Höhe des Trägers 40 mm, Breite 20 mm
Querschnitt über die ganze Länge des Trägers konstant
Material : Stahl

Abstrahieren Sie die Skizze und erstellen den Lageplan, zeichnen die Querkraftfläche und die Biegemomentenfläche auf !

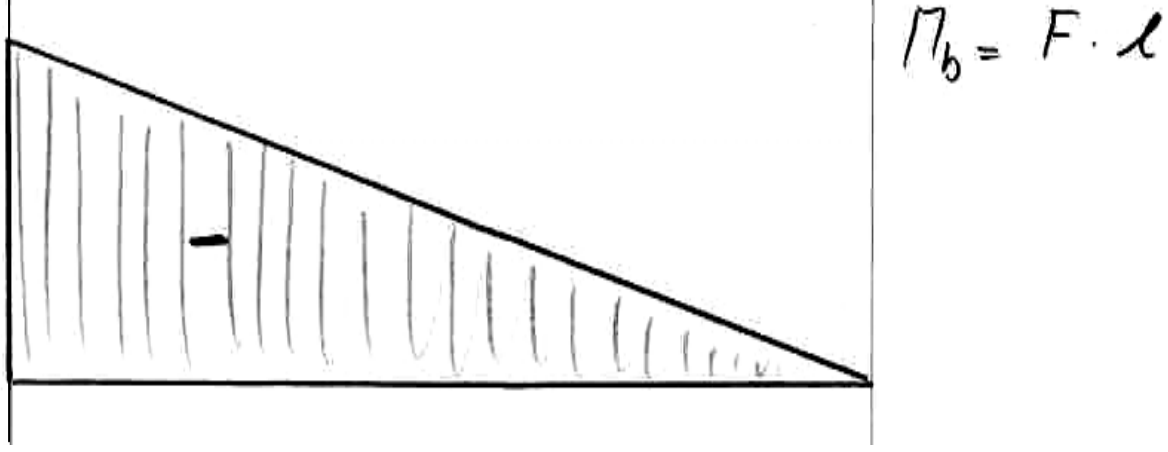
Abstraktion der Skizze in einen Lageplan :



Querkraftfläche :



Biegemomentenfläche :



Formeln und Berechnung :

Durchbiegung $f_{max} = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I}$

Flächenträgheitsmoment $I = \frac{b \cdot h^3}{12}$ für $\square$ – Querschnitt

$$I = \frac{20mm \cdot (40mm)^3}{12} = 106'666\ mm^4$$

$$f_{max} = \frac{1400N \cdot (1000mm)^3}{3 \cdot 210'000\ N/mm^2 \cdot 106'666\ mm^4}$$

Berechnete maximale Durchbiegung : $f_{max} = \underline{\underline{20.83mm}}$

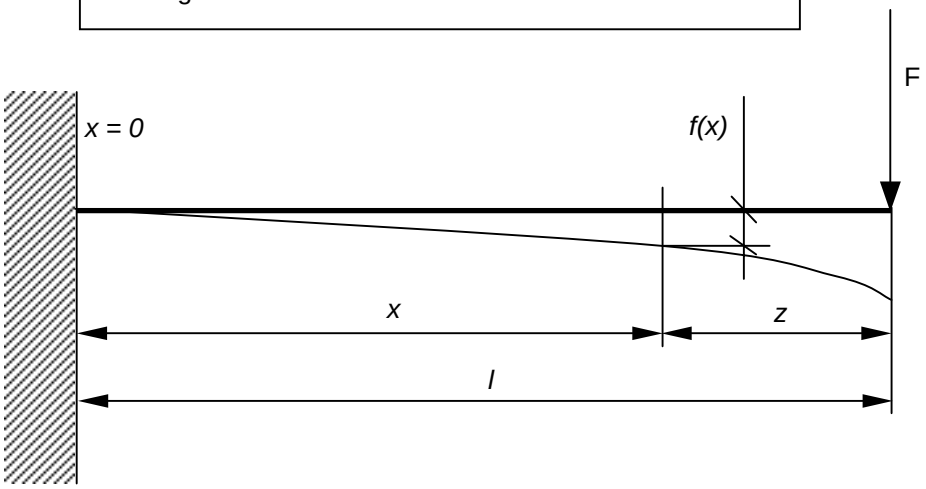
4.2 Aufgabe

Interessant ist nun die Frage, wie stark sich der Träger an einer beliebigen Stelle x durchgebogen hat. Nach der folgenden Formel wird die Durchbiegung an jeder beliebigen Stelle berechnet :

$$f(x) = \frac{F \cdot l^3}{6 \cdot E \cdot I}\left(2 - 3 \cdot \frac{z}{l} + \frac{z^3}{l^3}\right)$$

wobei gilt $z = l - x$

Skizze :

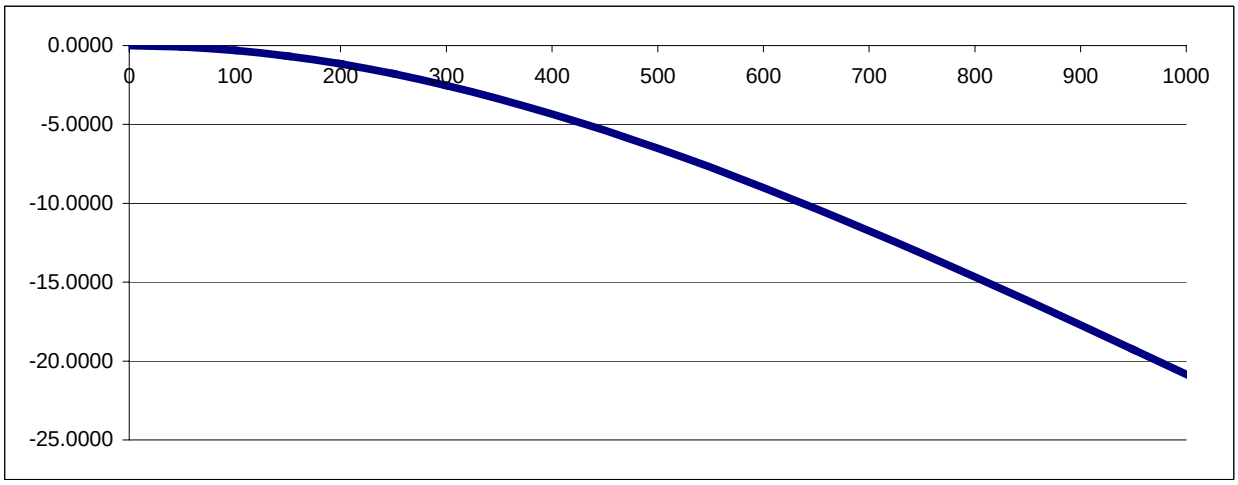


Berechnen Sie nun damit einige Durchbiegungen und erstellen Sie eine Grafik der Biegelinie !

Durchbiegung an der Stelle (x) :

x	50	100	200	400	600	800	1000
Durchbiegung f	0.0768	0.3021	1.1666	4.333	9.000	14.666	20.833

Zeichnung der Biegelinie:



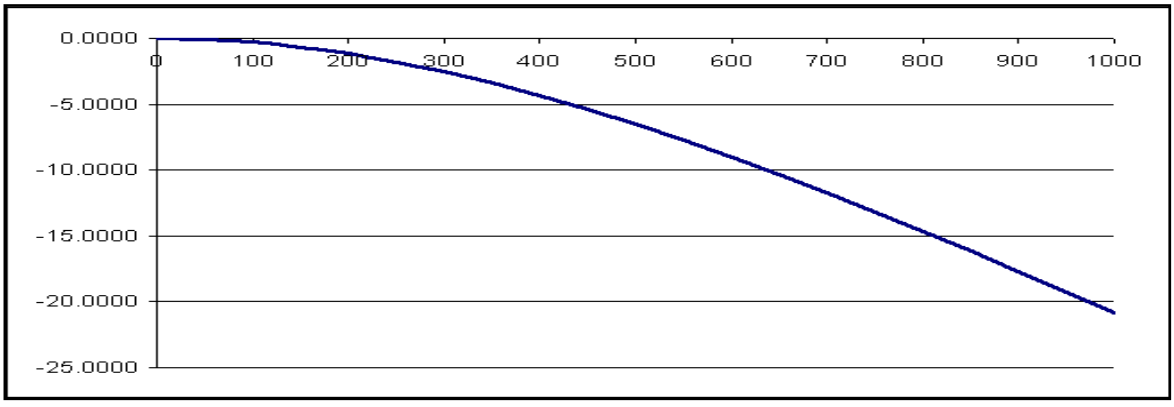
4.3 Aufgabe

Nachdem Sie eben ein Beispiel von Hand gelöst haben, werden Sie mit Tabellenkalkulation ein Programm erstellen, womit Sie die Biegelinie des Trägers aufzeichnen können. Die Angaben zu den Abmessungen und dem Material sollen als variable Werte eingegeben werden können. So können Sie anschliessend durch Ändern der Vorgaben erfahren, was diese Änderungen für Auswirkungen auf die Biegelinie und somit die Stabilität des Trägers haben.

Hier ein Beispiel, wie so etwas aussehen könnte :

Festigkeitsberechnung und Durchbiegung am freien Träger

Eingaben						
Länge	l	1'000.00	mm			
Kraft	F	1'400.00	N			
Breite	b	20.00	mm			
Höhe	h	40.00	mm			
E-Modul	e	210'000.00	N/mm2			
Berechnungen						
Flächenträgheitsmoment	I	106'667	mm4			
Widerstandsmoment	W	5'333	mm3			
Maximales Biegemoment	Mb	1'400'000	Nmm			
Maximale Biegespannung	Sig	262.5	N/mm2			
Maximale Durchbiegung	f	20.83	mm			
		x	z	f	-f	
		0	1000	0.0000	0.0000	
		50	950	0.0768	-0.0768	
		100	900	0.3021	-0.3021	
		150	850	0.6680	-0.6680	
		200	800	1.1667	-1.1667	
		250	750	1.7904	-1.7904	
		300	700	2.5313	-2.5313	
		350	650	3.3815	-3.3815	
		400	600	4.3333	-4.3333	
		450	550	5.3789	-5.3789	
		500	500	6.5104	-6.5104	
		550	450	7.7201	-7.7201	
		600	400	9.0000	-9.0000	
		650	350	10.3424	-10.3424	
		700	300	11.7396	-11.7396	
		750	250	13.1836	-13.1836	
		800	200	14.6667	-14.6667	
		850	150	16.1810	-16.1810	
		900	100	17.7188	-17.7188	
		950	50	19.2721	-19.2721	
		1000	0	20.8333	-20.8333	



Dateiablage : ..._FEM\FEM Berechnungen Kurs\Durchbiegung I.xls

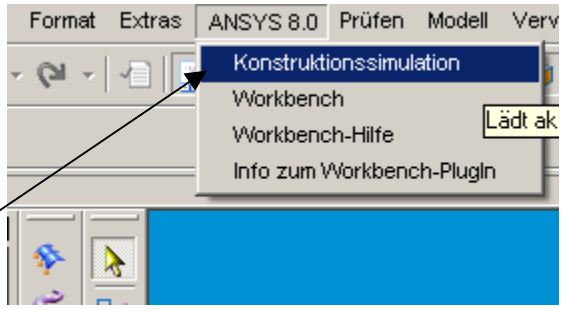
4.4 Aufgabe

Lösen Sie diese Aufgabe nun mit CAD und FEM ! Eine Ausführliche DesignSpace Anleitung finden Sie weiter hinten im Kurs.

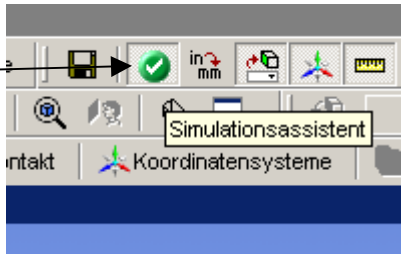
Angaben : Träger links eingespannt
Kraft wirkt von oben auf das Ende des Trägers, 1400 N
Länge des Trägers ist 1000 mm
Rechteckiger Querschnitt : Höhe des Trägers 40 mm, Breite 20 mm
Querschnitt über die ganze Länge des Trägers konstant
Material : Stahl

Kurzanleitung :

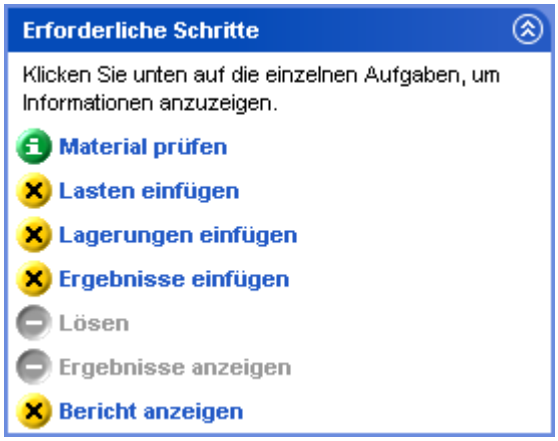
- Starten Sie SolidEdge
- Öffnen Sie ein neues Bauteil „Part“
- Modellieren Sie den Träger 20 mm x 40 mm x 1000 mm (Ausprägen eines Rechtecks 20x40)
- Speichern Sie das Bauteil ab
- Wechseln Sie zu DesignSpace, indem Sie im Menue ANSYS 8.0 „Konstruktionssimulation“ anwählen



- Damit werden die Geometriedaten automatisch in DesignSpace übernommen.
- Wählen Sie in der Menuleiste nun den Simulationsassistenten und arbeiten Sie nach der geforderten Reihenfolge

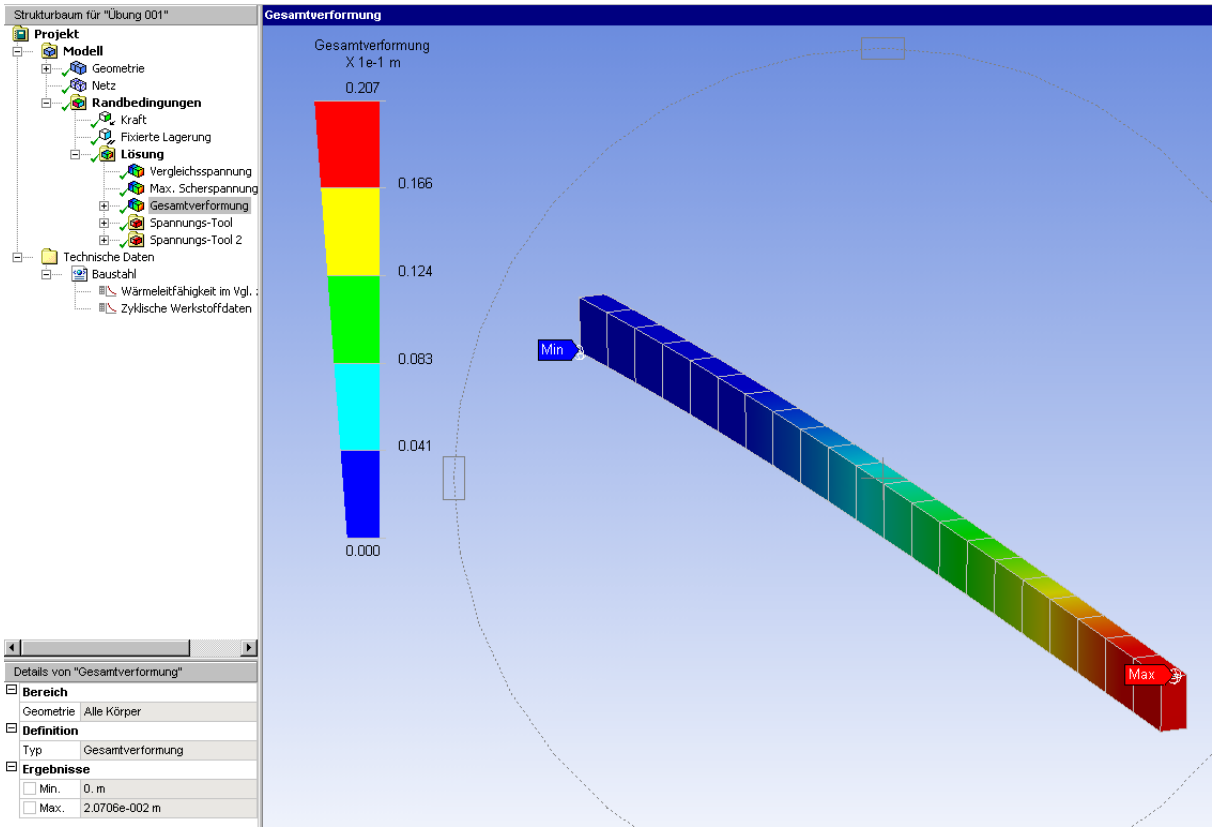


- Erforderliche Schritte :



Eine genauere Beschreibung finden Sie weiter hinten !

- Ergebnisse



- Bericht erstellen; hier ein Ausschnitt aus dem Bericht :

3.3. "Lösung"

"Lösung" enthält die berechnete Antwort für *"Modell"* bei den Belastungsbedingungen, die an folgender Stelle definiert sind: *"Randbedingungen"*.

Gemäß der Voreinstellung sollte das Programm den in dieser Lösung verwendeten Solver auswählen.

3.3.1. Strukturmechanische Ergebnisse

Tabelle 3.3.1.1. Werte

Name	Abbildung	Bereich	Min.	Max.	Warnkriterien
"Vergleichsspannung"	Keine	*"Modell"*	$2{,}68\times10^{6}$ Pa	$2{,}67\times10^{8}$ Pa	Keine
"Max. Scherspannung"	Keine	*"Modell"*	$1{,}45\times10^{6}$ Pa	$1{,}37\times10^{8}$ Pa	Keine
"Gesamtverformung"	A1.1	*"Modell"*	0,0 m	$2{,}07\times10^{-2}$ m	Keine

Die FEM-Berechnung führt zum Ergebnis : 20.706 mm.

Die analytische Berechnung (mit der genauen Punkt-Formel) und die Berechnung mit der Tabellenkalkulation der Biegelinie führte zum Resultat : 20.833 mm

Die drei Berechnungen kommen also alle zum gleichen Resultat !

5. Berechnung von Biegelinien ungleichförmiger Träger

5.1 Aufgabe

Wie wäre es nun, wenn der Querschnitt in Grösse oder/und Form des Trägers nicht über dessen ganze Länge konstant wäre - also zum Beispiel ein konischer Träger ? Unsere Berechnung würde sehr viel aufwändiger werden oder mit unseren bisher angewendeten Formeln und Methoden gar nicht lösbar sein. Genau diesen Fall wollen wir nun etwas näher untersuchen.

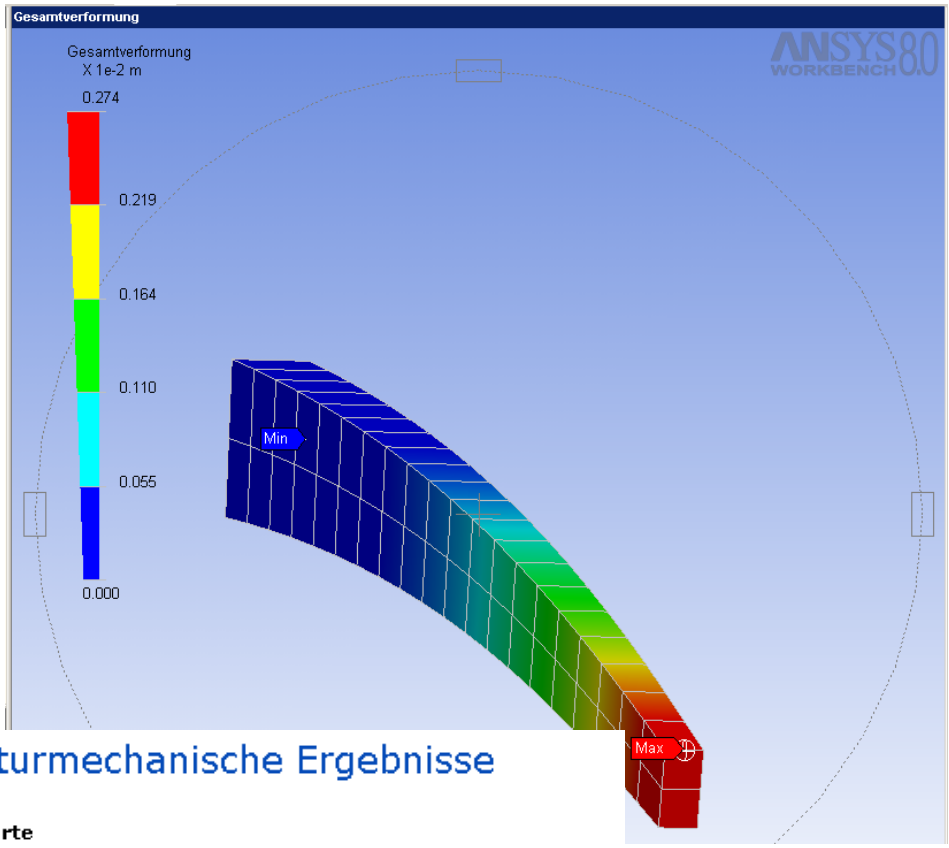
Nehmen wir folgenden Träger an :

Angaben Träger links eingespannt
Kraft wirkt von oben auf das Ende des Trägers, 1400 N
Länge des Trägers ist 1000 mm
Bei der Einspannstelle rechteckiger Querschnitt : Höhe des Trägers 80 mm, Breite 40 mm
Am Träger Ende rechteckiger Querschnitt : Höhe des Trägers 40 mm, Breite 20 mm
Material : Stahl

Überlegungen : Um diese Aufgabe lösen zu können, müssen Sie sich den Träger in viele kleine Scheiben aufgeteilt vorstellen. Zusätzlich zur jeweiligen Durchbiegung muss auch der Biegewinkel berücksichtigt werden. Diese Aufgabe lässt sich nun erst lösen, wenn Sie die INFINIDESIMALRECHNUNG, also das Integrieren und Differenzieren beherrschen. Da diese Berechnungsmethoden nicht in die Stufe der Berufslehre gehören, wird hier darauf verzichtet !

Lösen Sie die Aufgabe nun mit FEM !

Lösung :



3.3.1. Strukturmechanische Ergebnisse

Tabelle 3.3.1.1. Werte

Name	Bereich	Min.	Max.	Warnkriterien
"Vergleichsspannung"	*"Modell"*	593.804,57 Pa	$3{,}89\times10^{7}$ Pa	Keine
"Max. Scherspannung"	*"Modell"*	342.833,23 Pa	$1{,}95\times10^{7}$ Pa	Keine
"Gesamtverformung"	*"Modell"*	0,0 m	$2{,}74\times10^{-3}$ m	Keine

6. Dynamische Berechnungen :

Die Tatsache, dass man diese Berechnungsmethode noch nicht sehr lange in der Konstruktion und Entwicklung einsetzt hatte Folgen auf Bauwerke. Sehen Sie dazu nun einen Film über Brückenbau ! (15.21) Link zum Film

Kein Stillstand in der Dynamik

In der Natur sind alle Vorgänge dynamisch. Die Technik erlaubt Vereinfachungen. Dynamische oder zeitabhängige Effekte können vernachlässigt werden, ohne dabei die Qualität der Berechnungsresultate zu beeinflussen. Dynamische Aufgabenstellungen wie z. B. Falltestsimulationen von Konsumgütern mittels der Finite-Elemente-Methode (FEM) nehmen in der Praxis stetig zu.

Markus Dutly

Alle Beanspruchungen sind im Grunde dynamisch. In den meisten Fällen wird die Belastung jedoch «ausreichend langsam» aufgebracht, sodass mit guter Näherung die zeitliche Abhängigkeit vernachlässigt werden darf. In solchen Fällen wird statisch oder «quasi-statisch» gerechnet. Ob eine Belastung «ausreichend langsam» angreift, ist dem Analysten oder Konstrukteur überlassen, der die Maschine oder das Bauteil auszulegen hat. Das Gefühl und die Erfahrung können oft schon festlegen, ob statisch gerechnet werden darf/soll. Müssen dynamische Effekte berücksichtigt werden, nimmt der Berechnungsaufwand zu, und die numerische und physikalische Problematik wird sogleich komplexer. Typische Aufgabenstellungen von Schwingungsuntersuchungen sind: Maschinenfundamente, rotierende Wellen, Türme, Brücken, Fahrzeuge, Flugzeuge, Werkzeugmaschinen, Falltests. Dynamische Lasten werden oft durch rotierende Maschinen, Windböen, Erdbeben, Druckwellen (Explosionen) hervorgerufen.
Dynamische Aufgabenstellungen gewinnen in der Industrie zunehmend an Bedeutung. Die Tragreserven von Strukturen wollen immer besser ausgenutzt werden (leichter, schneller, höher, weiter). Den Ingenieuren von heute stehen dafür Programme, vorwiegend basierend auf der Finite-Elemente-Methode (FEM) zur Verfügung, welche Schwachstellen an der Konstruktion frühzeitig aufdecken können, rasch erlernbar sind (easy-to-use), massgeschneidert werden können (Vertikalisierung) und eine wirtschaftliche Nutzung erlauben.

Definition

Die Strukturdynamik untersucht das Verhalten von Konstruktionen und Bauwerken unter der Einwirkung zeitlich abhängiger (dynamischer) Beanspruchungen.

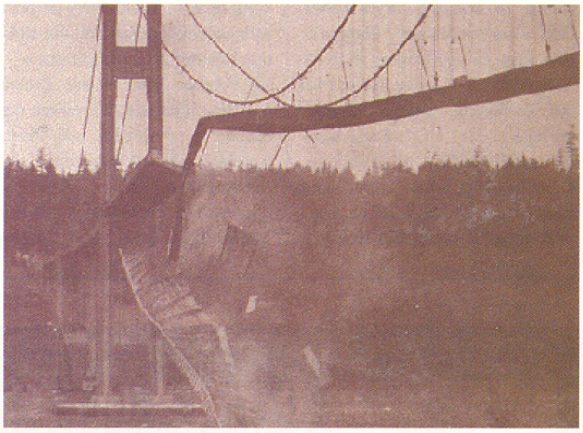


Bild 1. Windlasten führten zum Einsturz der Tacoma-Narrows Hängebrücke im Jahre 1940. (Bilder: zVg)

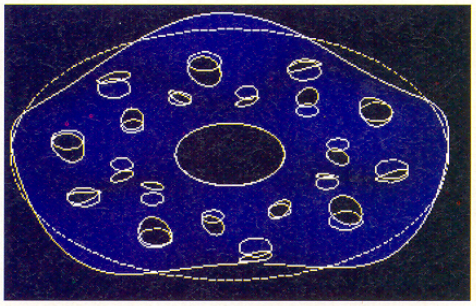


Bild 2. Fünfte Eigenfrequenz einer Blechscheibe bei 4487.5 Hz

Tacoma-Narrows-Hängebrücke

Zu welchen Katastrophen dynamische Beanspruchungen führen können, zeigte 1940 der Einsturz der Tacoma-Narrows-Hängebrücke, berühmt geworden auch unter dem Namen «Galloping Gertie». Eine stetige Windbelastung eines Novembersturmes von «nur» 60 km/h sorgte bereits vier Monate nach der Fertigstellung für den Einsturz.(Bild 1)

Modalanalysen – effizient und am häufigsten angewandt

Zu den wichtigsten Aufgaben in der Dynamik gehört die Berechnung der Eigenwerte und Eigenformen, die so genannte Modalanalyse. Die Modalanalyse berücksichtigt keine Kräfte oder Anregungen. Es werden die natürlichen Eigenfrequenzen bestimmt. Aus diesem sehr schnell berechenbaren Resultat lässt sich oft schon ableiten, ob eine Resonanz auftritt oder ob eine Resonanzfrequenz durchfahren wird. Da die Belastungen auf die rotierenden und bewegten Teile nicht berücksichtigt werden, können auch keine Deformationen, Amplituden oder Spannungen berechnet werden. Das Schwingverhalten wird jedoch qualitativ erkennbar. In Bild 2 ist die fünfte Eigenform einer Scheibe mit Löchern bei einer Eigenfrequenz von 4487,5 Hz erkennbar. Die Amplituden der Schwingung sind normiert, d. h. die Schwingform ist zwar sichtbar, die Auslenkungen stellen aber keine Absolutwerte dar. Die Eigenfrequenzberechnung wird von allen dynamischen Analysen am häufigsten eingesetzt. Der Rechenzeitaufwand mit der Finite-Elemente-Methode ist gering und die Aussagekraft für die meisten Fälle genügend. Der Entwickler oder Konstrukteur erhält die Information, dass seine Maschine oder sein Bauteil nicht in einer Resonanz schwingt. Damit sichert er die Qualität gegen die meisten dynamischen Störwirkungen ab. Mit den erhaltenen Resultaten kann gezielt eine Bauteiländerung erfolgen. Ist die Frequenz zu tief, so kann durch Änderung der Steifigkeit, z. B. mehr Rippen, Blechsicken, grössere Wandstärken oder durch Umverteilen von Masse bzw. Einsparen von Material, das gewünschte Resultat erreicht werden. Ist die Frequenz zu hoch, so gilt das gegenteilige Ver-

halten, d. h. mehr Masse und weichere Bauart.
Als Erweiterung der Modalanalyse gilt die vorgespannte (prestressed) Modalanalyse. Hierbei wird berücksichtigt, dass durch Belastungen, z. B. schnell drehende Wellen, durch ein Verspannen der Bauteile mittels Schrauben oder Temperaturlasten, eine Versteifung der Welle selbst auftreten kann. Dieser Effekt ist am einfachsten zu beschreiben mit dem Spannen einer Gitarrensaite. Die Schwingfrequenz (der Ton) erhöht sich, je mehr die Saite angezogen wird. Dieser Effekt wird in der Praxis nicht immer berücksichtigt, kann aber wie im Beispiel Gitarrensaite einen sehr entscheidenden Einfluss haben.
Durch das Vorhandensein von 3D-CAD-Daten sind Eigenfrequenzberechnungen in den meisten Fällen sehr schnell durchführbar. Die einfache Geometrieänderung von parametrisierten CAD-Modellen erlaubt es, dass vor allem in der frühen Phase der Produktentstehung viele Varianten durchgespielt und verglichen werden können. Je mehr Optionen zu Beginn der Entwicklung geprüft werden, umso weniger Prototypen sind in der Endphase notwendig und umso schneller ist die Serienreife erreicht. «Time to market» entscheidet heute über die zukünftigen Gewinne eines neuen Produktes.

Hightech-Firmen nutzen Hightech-Entwicklungstools

Anhand der Simulation einer Glocke, eines Musikinstrumentes, welches den Ton sehr genau wiedergeben muss, wird illustriert, dass auch in sehr traditionellen Industriezweigen mit hochmodernen Tools gearbeitet wird. Die Glocken- und Kunstgiesserei H. Rüetschi AG aus Aarau giesst Glocken und setzt in der Entwicklung auf die Finite-Elemente-Methode.

MAIL-BOX

CAD-FEM AG
Wittenwilerstrasse 25
8355 Aadorf
www.cadfem.ch
info@cadfem.ch

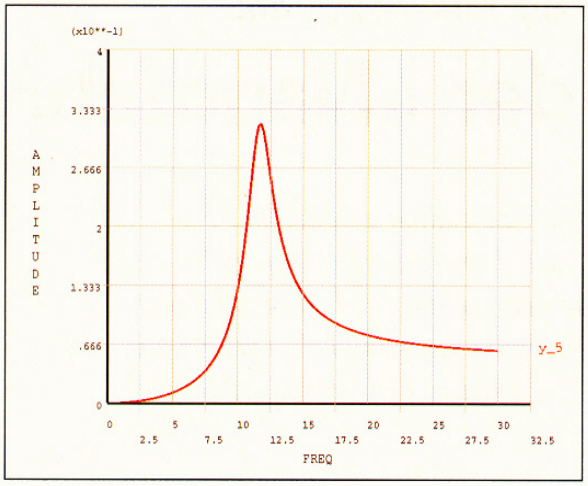


Bild 3. Resonanzfall bei 11 Hertz mit zugehöriger Amplitude.

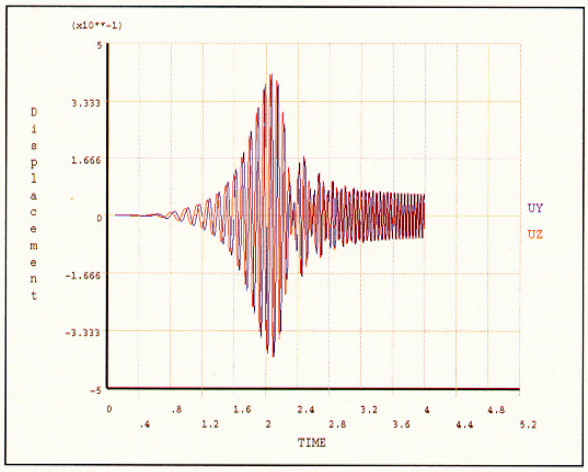


Bild 4. Zeitlicher Ablauf der Schwingungen beim Hochfahren einer Turbine.

Für Produzenten von so genannten «Hightech» Produkten ist es demnach nur eine logische Konsequenz, wenn den Entwicklern und Konstrukteuren auch Hightech-Hilfsmittel zur Verfügung gestellt werden. Eine Kostenstudie von McKinsey belegt, dass Budgetüberschreitungen in der Entwicklung bei rechtzeitiger Produktlancierung einer verspäteten Markteinführung in den meisten Fällen vorzuziehen sind.

Falltestsimulation von Konsumgütern sparen Entwicklungszeit

Sollen äussere Kräfte wie Unwuchten mitberücksichtigt werden und treten dabei diese Lasten harmonisch auf, z. B. ein Elektromotor dreht mit einer konstanten Frequenz von 50 Hz (oder einem Vielfachen davon), dann wird eine so genannte «harmonische Analyse» durchgeführt. Die Schwierigkeit hierbei ist oft die Beschaffung der Lagersteifigkeiten und vor allem der Dämpfungseigenschaften des Bauteils und der Lager. Die Dämpfung steht in direktem Zusammenhang mit der Amplitude. Eine sehr hohe Dämpfung führt zu kleinen Schwingamplituden und einem raschen Abklingen der Schwingung. Bild 3 zeigt das typische Diagramm einer Resonanzamplitude. In diesem Falle tritt der Resonanzfall bei etwa 11 Hertz auf. In Bild 4 ist der zeitliche Verlauf einer Schwingung erkennbar. Die Ausschläge nehmen nach einer gewissen Zeit, z. B. während des Hochfahrens einer Turbine, zu. Nach dem Durchlaufen der Resonanz kommt es zum Ausschwingen.
Das nichtlineare Verhalten der Lager kann berücksichtigt werden, führt aber zu einem stark erhöhten Rechenzeitaufwand. Die meisten Softwareprogramme sind dafür allerdings nicht geeignet. Fluid- oder Gummilager unterliegen einem stark nichtlinearen Kraft-Deformations-Verhalten. Sollen auch diese Effekte berücksichtigt werden, so muss eine so genannte «transiente Analyse» durchgeführt werden. Bei dieser Analyse können beliebige Anregungen, insbesondere Schockbelastungen definiert werden. Einer Schockbelastung durch Fall sind auch Konsumgüter ausgesetzt. Um eine Marktfreigabe zu erhalten, müssen vom TÜV, von der EMPA oder von anderen zugelassenen Prüfstellen Abnahmen erfolgen. Hierzu werden u. a. reale Falltests durchgeführt. Ein Nichterfüllen dieser Tests kann zu grossen Zeitverzögerungen bei der Markteinführung führen. Kinderspielzeuge, Uhren, Laptops, elektronische Geräte wie Handys, Palms, Rasierapparate usw. müssen auch in Hinsicht auf Produkthaftung einen hohen Sicherheitsstandard aufweisen. Der Markt für ein neues Spielzeug ist vor und nicht nach Weihnachten vorhanden. Der Markt eines neuen Handys ist leer gefegt, wenn die Konkurrenz ein halbes Jahr vorher das «In-Feature» bereits lanciert hat. Falltestsimulationen von Konsumgütern werden in der nahen Zukunft sehr stark an Bedeutung gewinnen.

Zusammenfassung

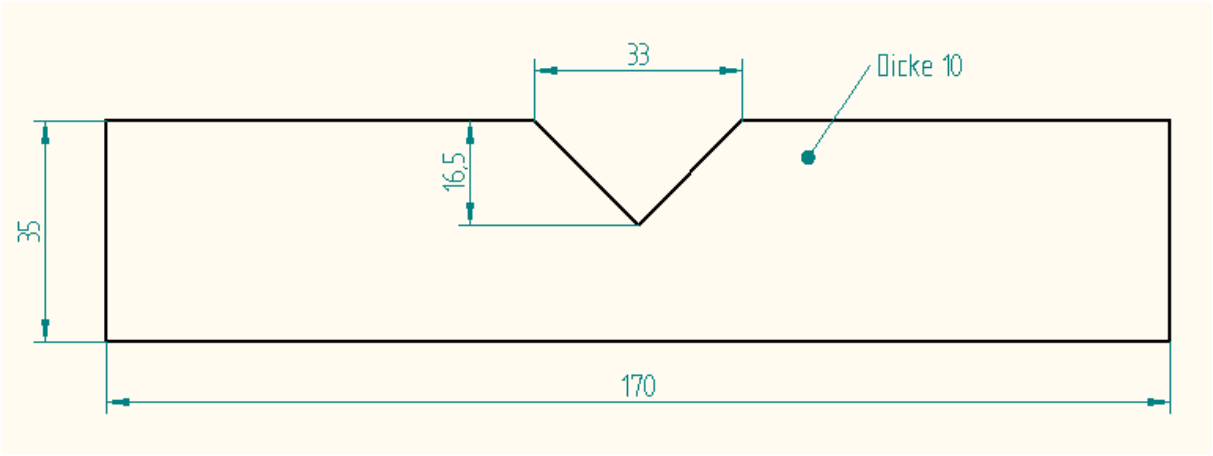
Dynamische Analysen in der Bauteilsimulation werden immer wichtiger. Die Berücksichtigung der dynamischen Effekte lässt eine realitätsnahe Abbildung der physikalischen Belastung zu. Dank einfach zu bedienenden Softwaretools stehen dynamische Analysen heute einem breiten Anwenderkreis zur Verfügung. Der Nutzen für die Industrie besteht vor allem in der gezielten Bauteiloptimierung und in der Vermeidung von überflüssigen Prototypen. Mit der gewonnen Zeit können Produkte früher zur Marktreife gebracht werden. ■

Markus Dutly,
Geschäftsführer, CAD-FEM AG

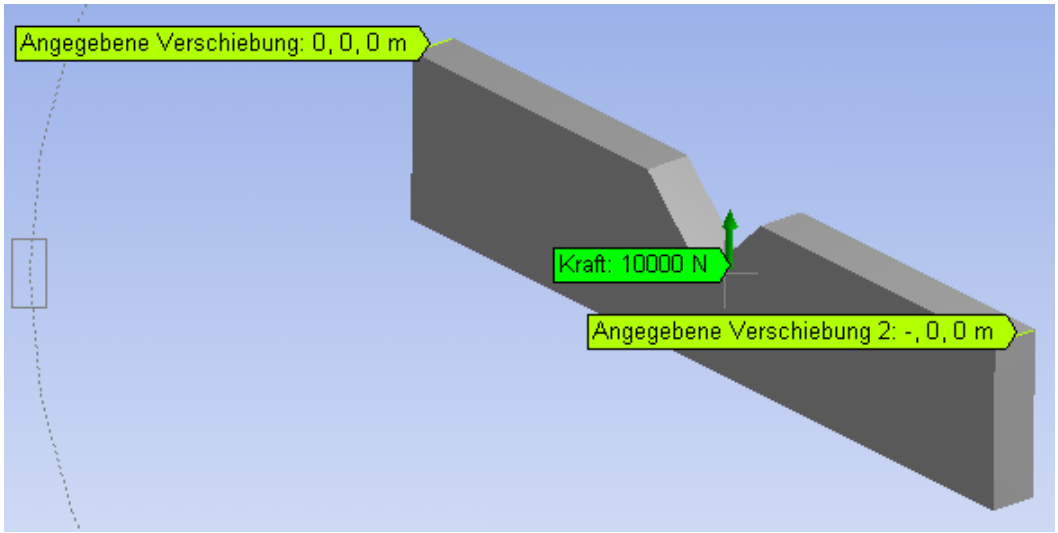
6.1 Aufgabe

Zeigen Sie, wie an einem gekerbten Biegestab durch Entlastungskerben die Kerbspannungen reduziert werden können !

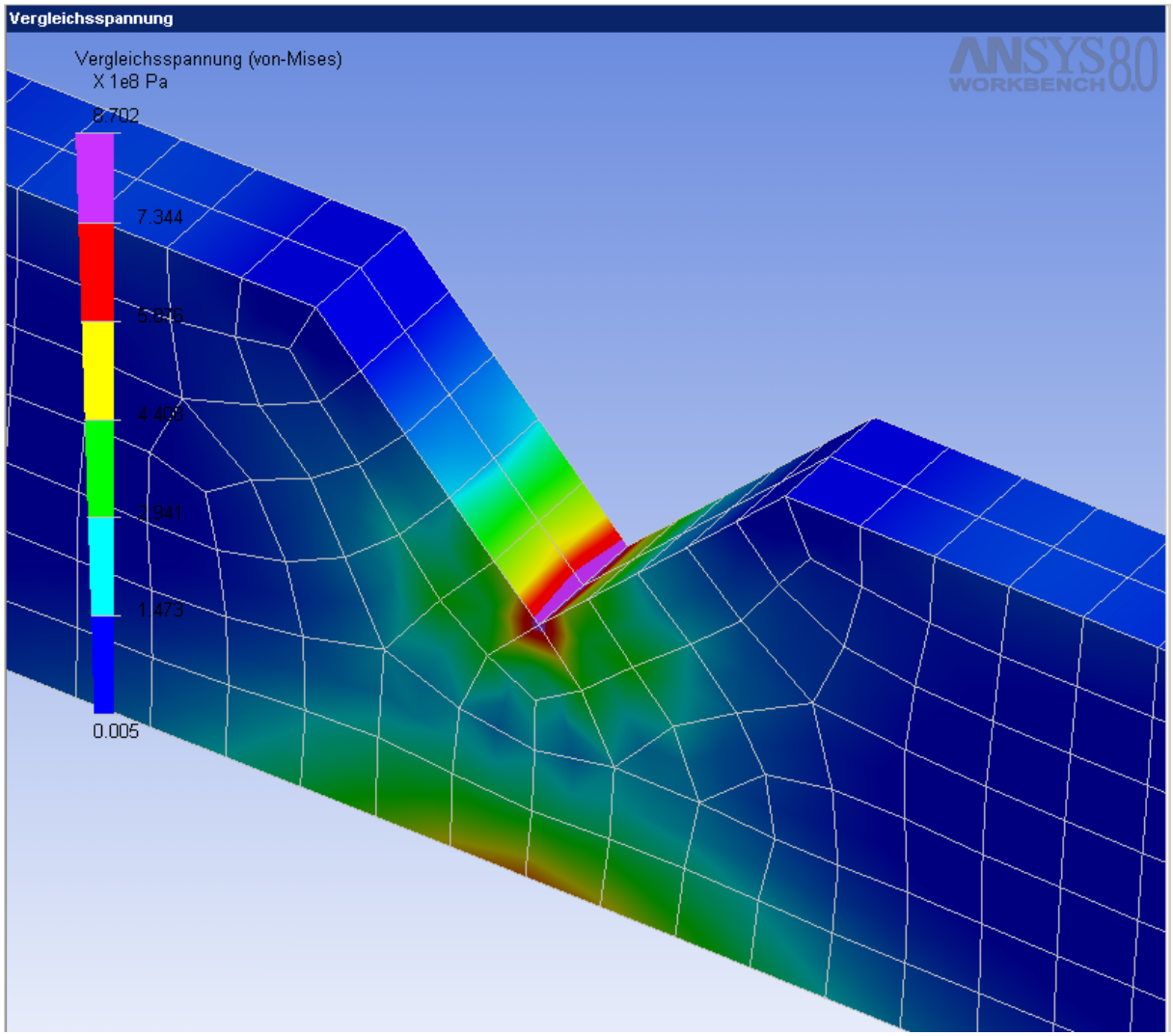
Bauteilzeichnung :



Randbedingungen für DesignSpace :



Lösung :



Bericht :

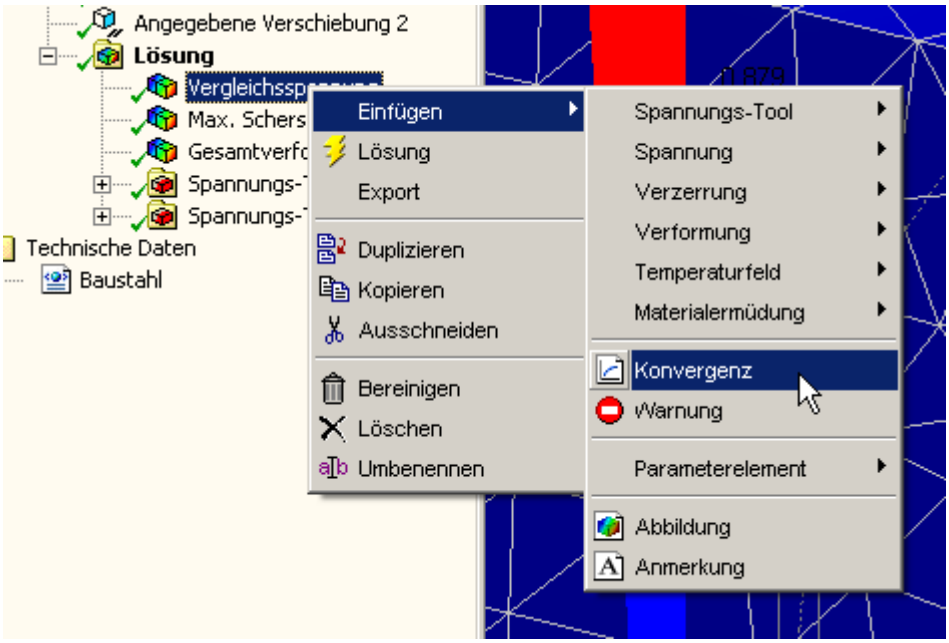
3.3.1. Strukturmechanische Ergebnisse

Tabelle 3.3.1.1. Werte

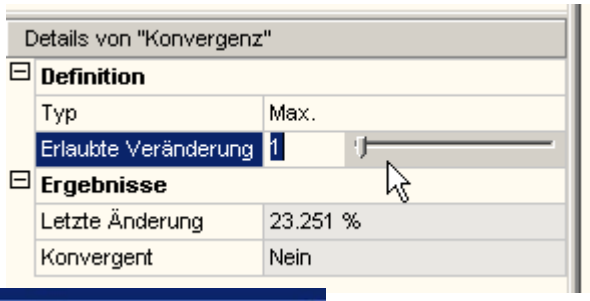
Name	Bereich	Min.	Max.	Warnkriterien
"Vergleichsspannung"	*"Modell"*	514.325,34 Pa	$8{,}7\times10^{8}$ Pa	Keine
"Max. Scherspannung"	*"Modell"*	296.288,79 Pa	$4{,}95\times10^{8}$ Pa	Keine
"Gesamtverformung"	*"Modell"*	0,0 m	$4{,}61\times10^{-4}$ m	Keine

Um bei der grössten Spannung etwas genauere Berechnungen zu erhalten, wird dort die Konvergenz berücksichtigt :

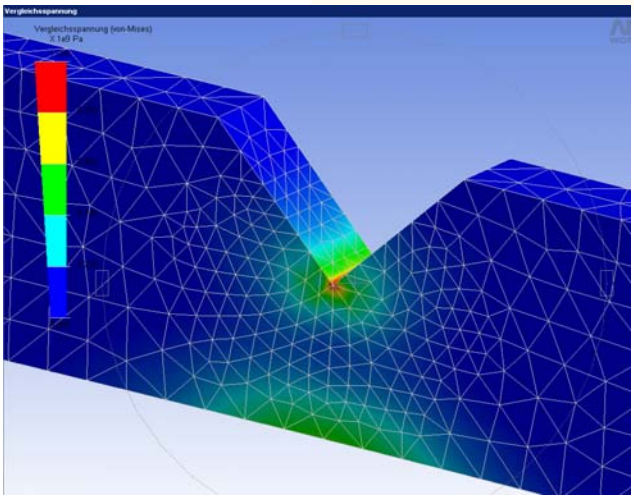
Vergleichsspannung anwählen und mit rechter Maustaste die Konvergenz einfügen :



Die maximal zulässige Veränderung zwischen den Iterationen soll 1 % betragen :

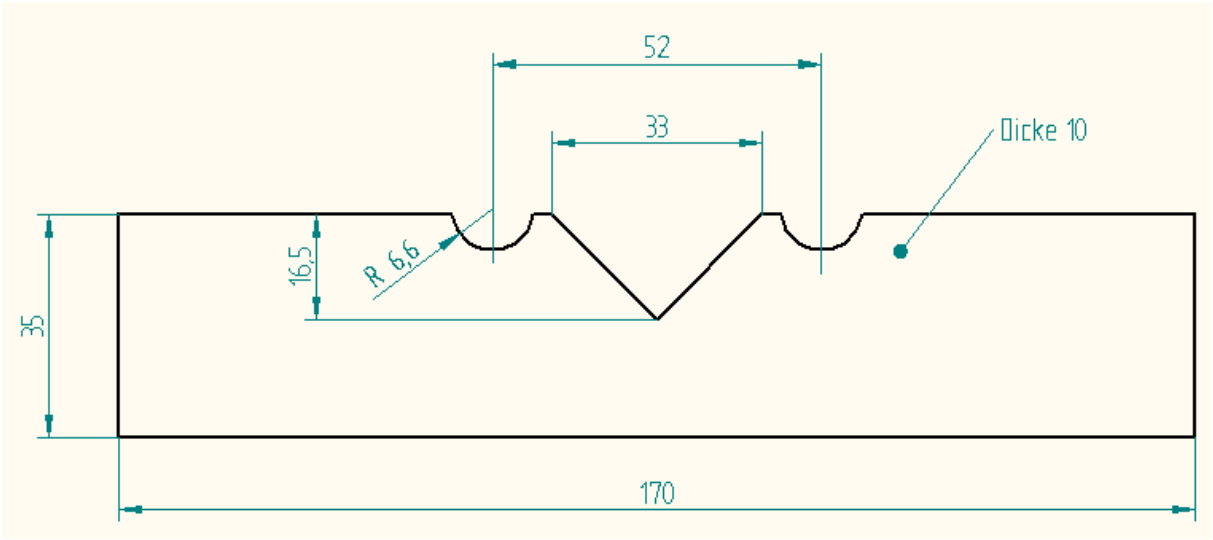


Und dann wieder neu berechnen ! 

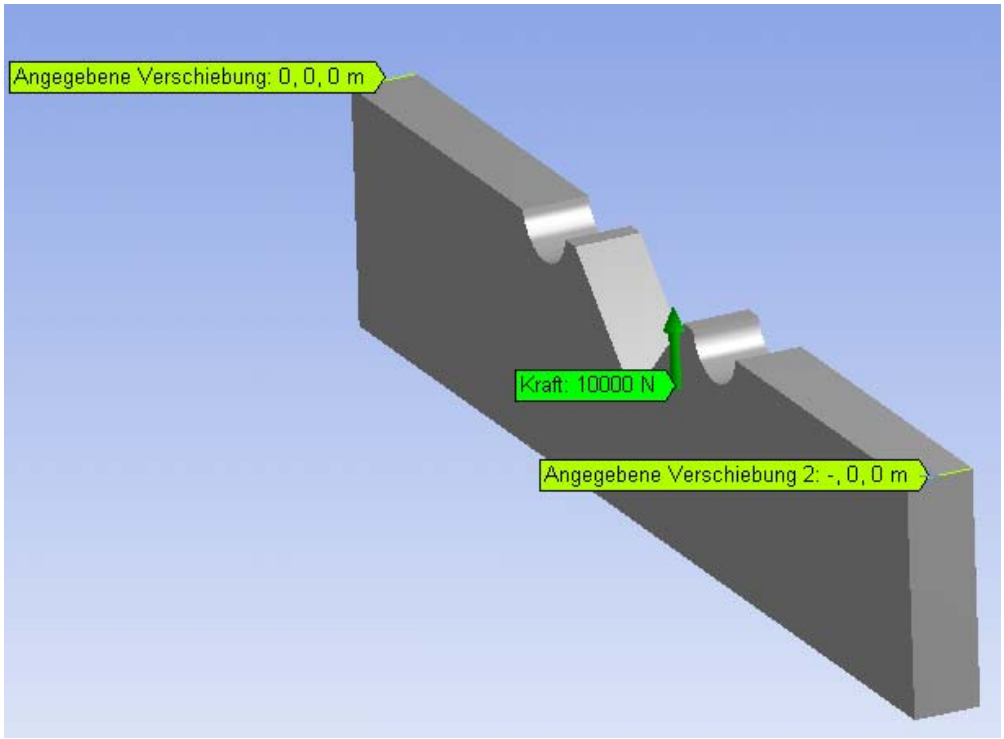


Durch wiederholte Durchführung der Berechnungen wird das Netz immer dichter. Dabei steigt auch die Berechnungsdauer stark an! Ob die Berechnung bereits konvergiert (sich einem festen Endwert nähert) ist ersichtlich beim Eintrag „Konvergenz“.

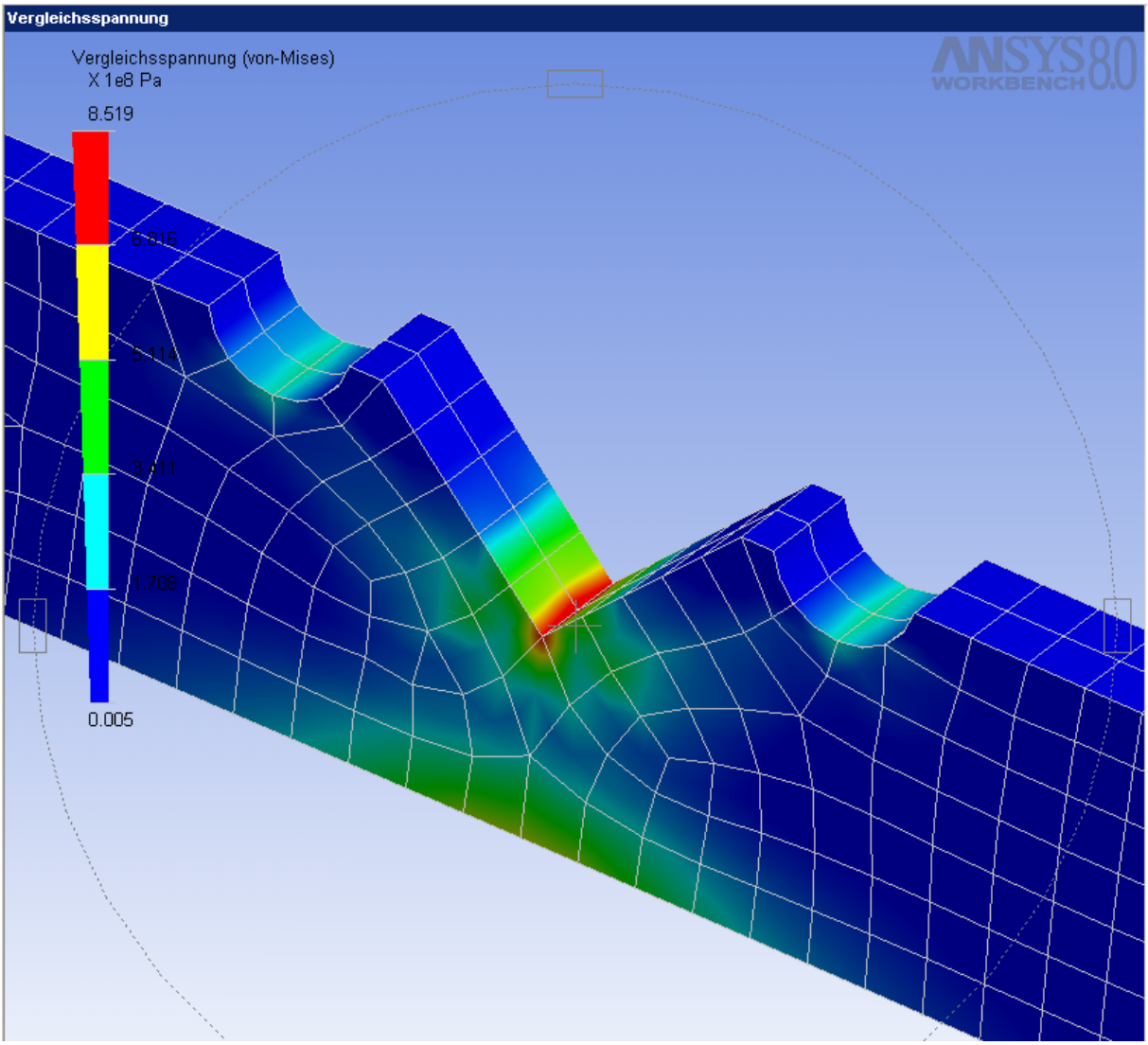
Bauteilzeichnung :



Randbedingungen für DesignSpace :



Lösung :



Bericht :

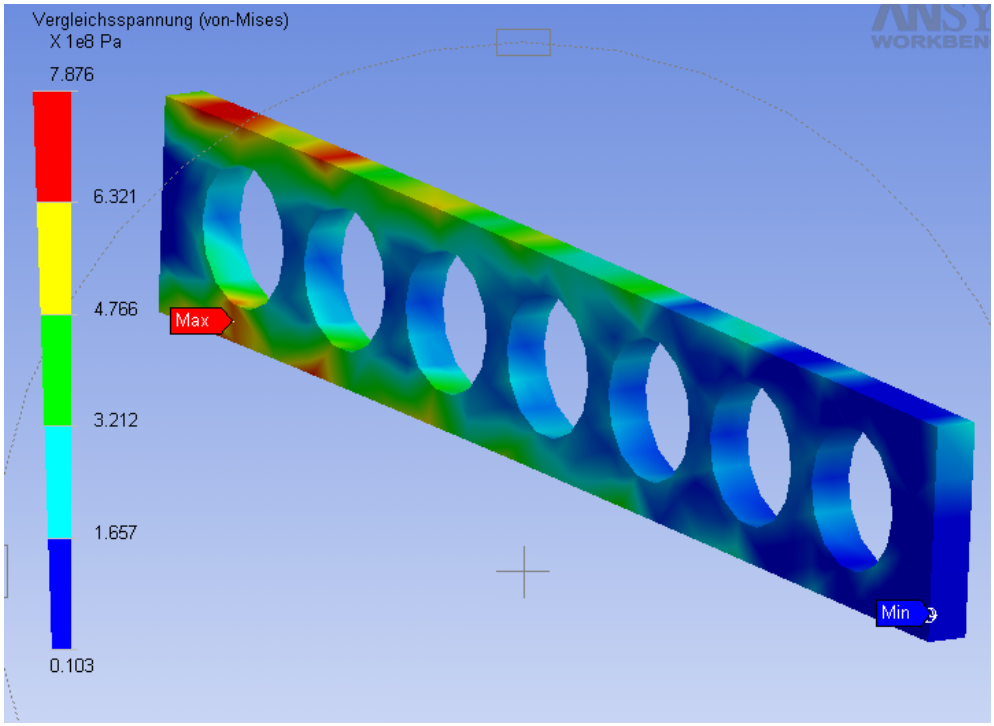
3.3.1. Strukturmechanische Ergebnisse

Tabelle 3.3.1.1. Werte

Name	Bereich	Min.	Max.	Warnkriterien
"Vergleichsspannung"	*"Modell"*	523.221,94 Pa	$8{,}52\times10^{8}$ Pa	Keine
"Max. Scherspannung"	*"Modell"*	291.253,88 Pa	$4{,}85\times10^{8}$ Pa	Keine
"Gesamtverformung"	*"Modell"*	0,0 m	$4{,}74\times10^{-4}$ m	Keine

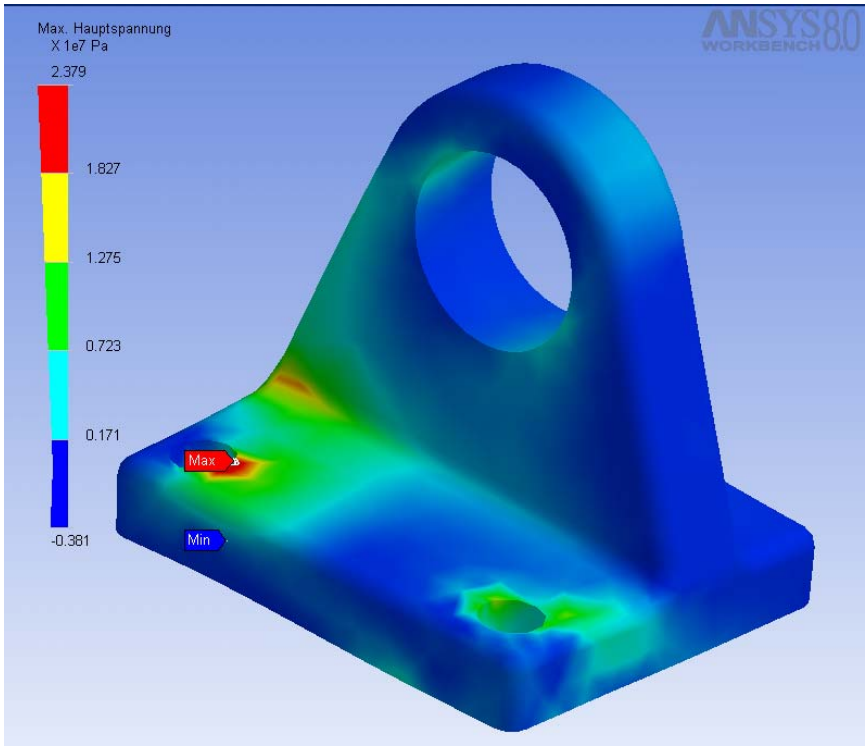
6.2 Aufgabe

Zeigen Sie, wie sich die Spannungen in einem gelochten Träger unter Belastungen verteilen !



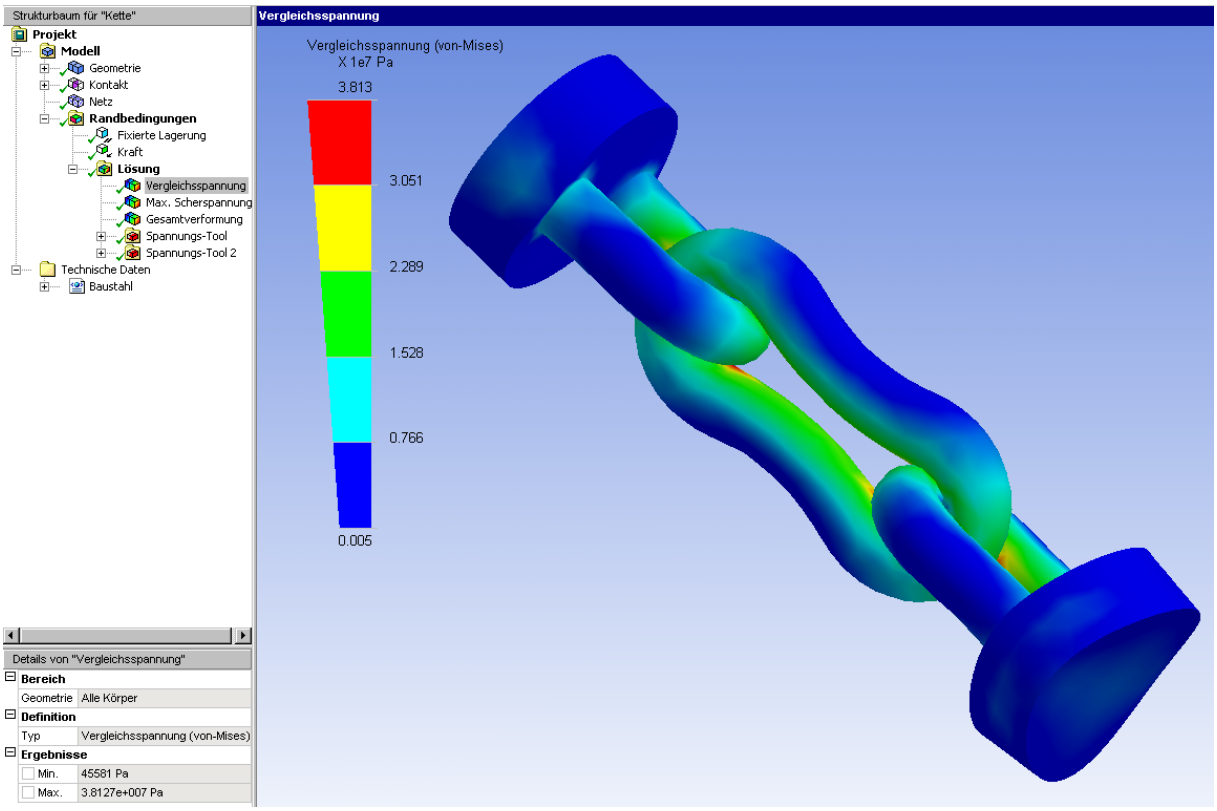
6.3 Aufgabe

Zeigen Sie, wo bei einem Lagerbock (Auglager) die maximalen Belastungen auftreten !



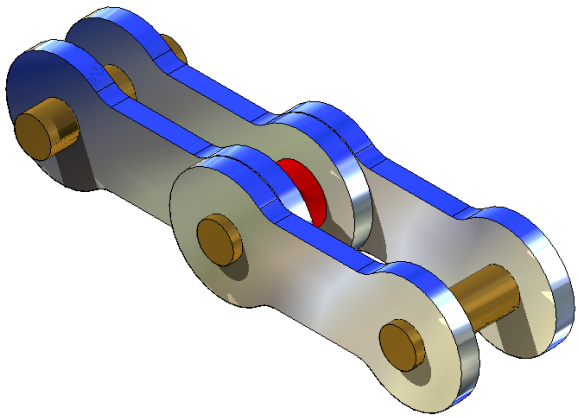
6.4 Aufgabe

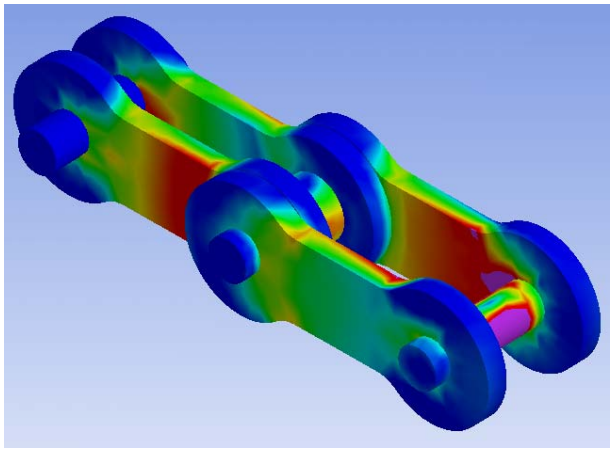
Untersuchen Sie die Deformation einer Gliederkette !



6.5 Aufgabe

Untersuchen Sie die Deformation einer Rollenkette !





6.6 Weitere Aufgaben

Aufgaben ohne weitere Vorgaben und Bilder

Untersuchen Sie folgende Bauteile :

- Kranhaken
- Zahn eines Zahnrades
- Punktbelastung des Wälzkörpers eines Wälzlagers
- Maul des Gabelschlüssels
- Ringgabelschlüssel
- Kopf einer Schlitzkopfschraube
- Schraubenfeder gerade, konisch
- Verschraubung von zwei Bauteilen mit einer Schrauben-/Mutterverbindung
- Belastung des Gewindes einer Mutter
- Wärmeverteilung in einem Blech oder bei einem PC-Chip
-
-
-
-
-

7 Anleitung DesignSpace

CADFEM

DesignSpace

Grundsätzliches zur Simulation

Bauteil-Simulationen erfordern eine gewisse Erfahrung und ingenieurmäßiges Verständnis.

Die Definition von Lasten und Randbedingungen ist ein wesentliches Kriterium für die Berechnungsgüte.

Die FEM-Technologie kann nicht die Realität mit absoluter Genauigkeit abbilden, sondern ist ein Näherungsverfahren mit dem ein mathematisches Modell gelöst wird.

CADFEM

DesignSpace

Ablauf einer Berechnung

1. Definition der Aufgabe
2. Aufbau des Modells
3. Aufbringen der Lasten und Randbedingungen
4. Lösen des Gleichungssystems
5. Interpretation der Ergebnisse
6. "Feintuning" durch Iterationen
   zwischen Punken 2 bis 5 evtl. sogar 1 bis 5

CADFEM DesignSpace

Aufgabe definieren

Was ist das **Ziel der Berechnung**?
Stat. Verformung, Festigkeit, Eigenfrequenzen
= Analyseart, Detaillierungsgrad

Kann das **Problem lokal eingegrenzt** werden?
= Teilmodell, Symmetrie ausnutzen

Können **Vereinfachungen** vorgenommen werden?
Müssen alle Einzelheiten der Geometrie abgebildet werden?
= kleine Bohrungen, Rundungen, Fasen entfernen

CADFEM DesignSpace

Auswahl des Analysetyps:

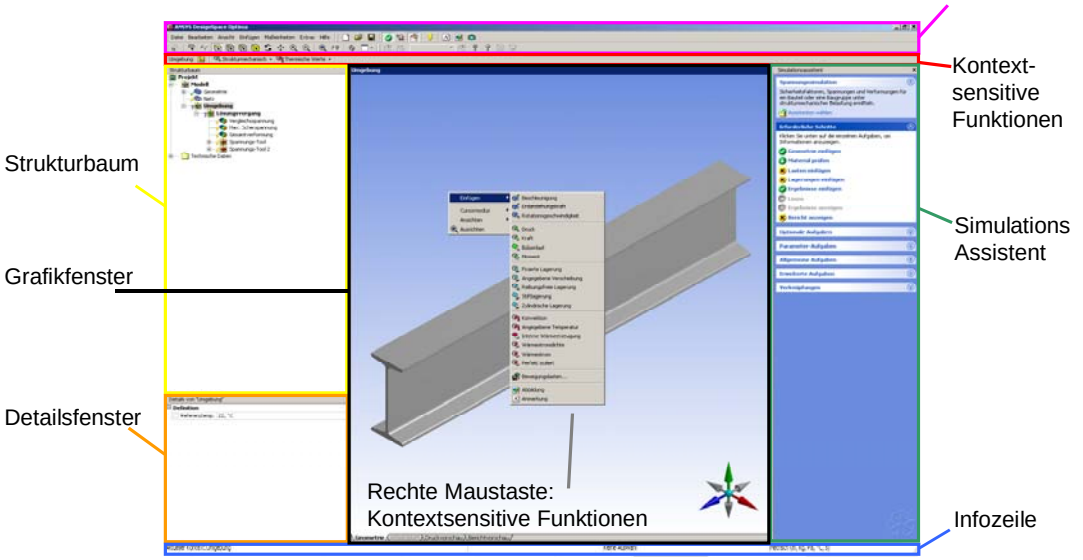
- **Statik**
- **Thermische Analyse**
- **Dynamik**
- **Beulen**

Statische Berechungen ermitteln die Verformung,
Spannungen und Dehnungen in Bauteilen in Abhängigkeit
von äußeren, ruhenden Lasten ohne dynamische oder dämpfende Effekte

Dynamische Berechnungen ermitteln die Eigenfrequenzen
und die Schwingungsformen einer Struktur. Die Eigenfrequenzen werden als
Vergleichswerte für mögliche Anregungen herangezogen (Resonanz),
Schwingungsformen zeigen Ansatzpunkte für mögliche Versteifungen zur
Erhöhung der jeweiligen Frequenz.

CADFEM DesignSpace

Bereiche



CADFEM DesignSpace

Allgemeine Funktionen





Menüleiste



Windows Standard: Neu, Öffnen, Speichern,



DS-Tools: Assistent, Einheiten, Berechnung



Bericht: Kommentar, Bild, Bild exportieren



Temporär: tangential, Marker schieben, normal



Selektionstyp: Fläche, Kante, Punkte, Volumen



Ansicht: Drehen, Schieben, Skalieren, Zoomen, Fit, Normal, Draht/Volumenansicht, Fenster teilen

CADFEM DesignSpace

Allgemeine Funktionen

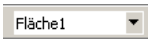




Auswahlgruppen



Erstellen / Entfernen



Selektion der erstellten Gruppen



Elemente in Gruppe auswählen



Bauteile in Gruppe ausblenden / einblenden



Bauteile in Gruppe unterdrücken / Unterdrückung aufheben

CADFEM DesignSpace

Kontextsensitive Funktionen

Ebene Modell:



Ebene Netz:



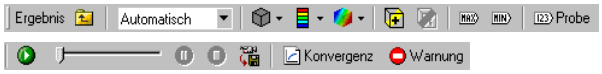
Ebene Umgebung (Randbedingungen):



Ebene Lösung:



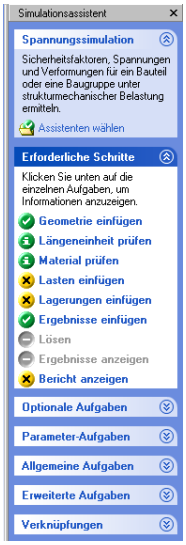
Ebene Ergebnis:



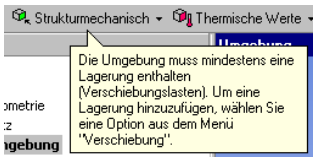
CADFEM

DesignSpace

Simulationsassistent



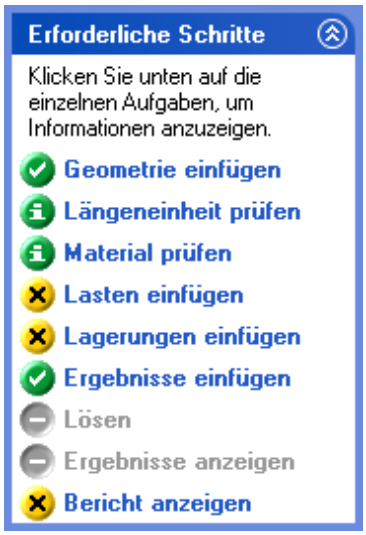
- Ab- und wieder Zuschaltbar 
- Hilft Berechnung im Strukturbaum zu füllen
- Simultaner Einsatz von Wizard und Strukturbaum
- „Ballons“ zeigen an die Stelle auf der DS-Oberfläche an der die Angaben gemacht werden können.



CADFEM

DesignSpace

Simulationsassistent

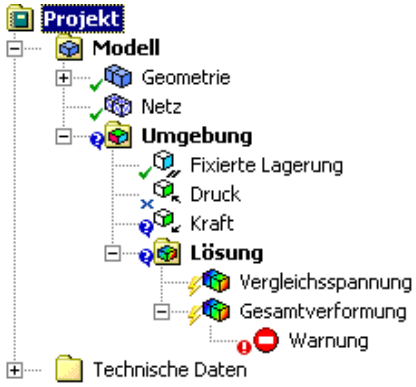


Zeichenerklärung:

- Eingabe erfolgreich abgeschlossen
- Automatische Annahmen. Unbedingt überprüfen!
- Hier müssen Angaben gemacht werden
- Feature nicht verfügbar bis alle Angaben vollständig sind

CADFEM DesignSpace

Strukturbaum



Zeichenerklärung:


Grüner Haken: Alles Ok


Gelber Blitz: Noch zu Berechnen

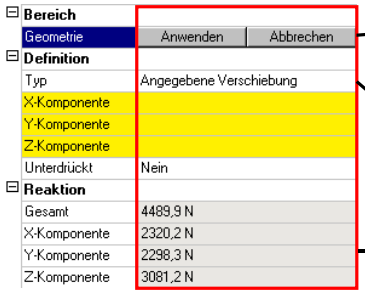

Graues X: unterdrücktes Feature


Blaues Fragezeichen: unvollständige Eingabe


Rotes Ausrufezeichen: Achtung

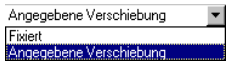
CADFEM DesignSpace

Detailsfenster



Selektionen mit „Anwenden“ abschließen

Nähere Angaben zur Last oder Randbedingung durch direkte Werteingabe oder per Auswahlbox



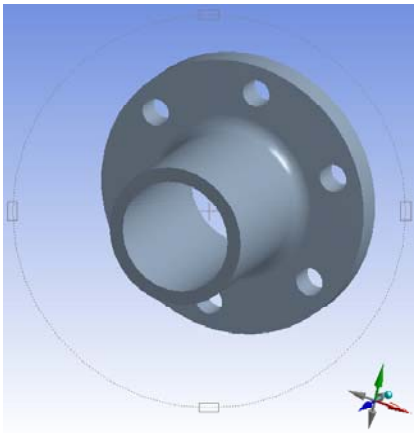
Bei Randbedingungen können nach dem Lösen die Reaktionskräfte abgelesen werden.

Farbcodes in rechter Hälfte

- Gelb: Eingabe erforderlich
- Rot: Achtung
- Grau: Ausgabe
- Weiss: Auswahlbox

CADFEM DesignSpace

Grafikfenster



Drehen:
- Klick auf's Modell: neuer Drehpunkt
- Innerhalb des Kreises: 3D-Drehen
- Außerhalb des Kreises: 2D-Drehen
- In den Rechtecken: Drehen nur horizontal/vertikal 
- Look at (Normale Ansicht):  Fläche selektieren; „Look at" wählen
- Anwählen Koordinaten-Achsen: Standard-Ansicht
- Mittlere Maustaste: 3D-Drehen (permanent)

Drehen mittels Keyboard:
- Ctrl+Pfeiltasten: Rotation
- Shift+Pfeiltasten: Zoom In/zoom Out.
- Nur Pfeiltasten: Verschieben

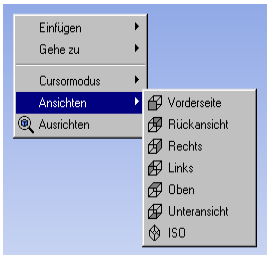
CADFEM DesignSpace

Ansichtsfunktionen

Ändern der Bauteilansicht



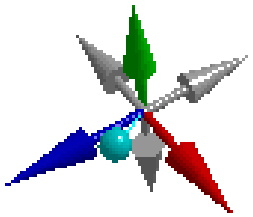
Rotieren des Bauteils
Verschieben des Bauteils
Skalieren (mit linker Maustaste auf und ab)
Fensterzoom
Gesamtansicht



Wenn Sie mit der rechten Maustaste in den Grafikbereich klicken, können Sie Ihr Bauteil zusätzlich unter „Ansichten" in verschiedene Standardansichten drehen.

CADFEM DesignSpace

Ansichtsfunktionen



Details zum Dreibein (Triade):

- Kann unter Ansicht/Dreibein ein- und ausgeschalten werden
- X-Achse: roter Pfeil
  Y-Achse: grüner Pfeil
  Z-Achse: blauer Pfeil
  Kugel: Iso-Ansicht
- Mit einem Klick auf die Achsen wird das Bauteil normal zu dieser Achsenrichtung ausgerichtet.

CADFEM DesignSpace

Selektion von Flächen, Kanten, Ecken oder Bauteilen

Mit diesen Icons können Sie auswählen welche Geometrie Sie selektieren möchten. (Oberfläche, Kante, Ecke, Bauteil)



Sind mehrere Geometrien zu selektieren erfolgt dies durch Drücken der Strg-Taste während der Selektion. Zum Entfernen einzelner Geometrien halten Sie die Strg-Taste gedrückt und wählen die zu entfernende Geometrie nochmals an.

Mit der Funktion „paint select“ markieren Sie alle Geometrien die Sie mit Ihrem Mauszeiger überstreichen. Dazu müssen Sie die linke Maustaste gedrückt halten und über das Modell fahren.

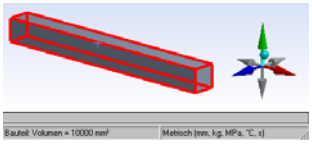
Die Funktion „Angrenzend“  **ermöglicht das Selektieren von benachbarten Flächen der zuerst ausgewählten Fläche. Der zulässige Winkel, bis zu dem Flächen als benachbart angesehen werden, wird über die Systemsteuerung variiert. (Default 20°).**

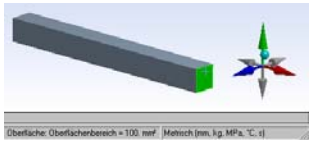
CADFEM

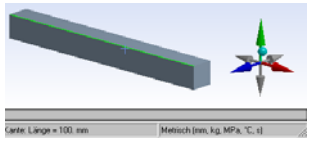
DesignSpace

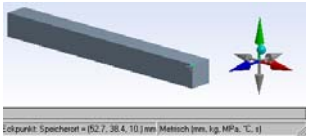
Messfunktion

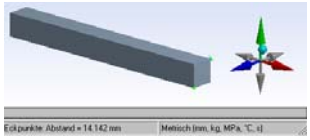
Nachdem Geometrien selektiert wurden kann man in der Ausgabeleiste zugehörige Eigenschaften ablesen:


(Volumen)


(Flächeninhalt)


(Kantenlänge)


(Position)


(Abstand)

CADFEM

DesignSpace

Was sind Randbedingungen?

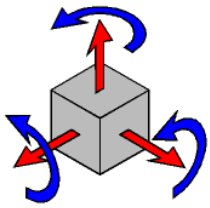
Randbedingungen sind die Schnittstellen zwischen den mit FEM modellierten Gebieten und den nicht mit FEM modellierten Gebieten.

Regel:
Randbedingungen sind immer ein Kompromiss zwischen Realität und Ingenieurabstraktion. Für das zu errechnende Systemverhalten sind sie eine dominierende Einflussgröße und schränken die Systemfreiheit ein.

CADFEM

DesignSpace

Grundsätzliches:



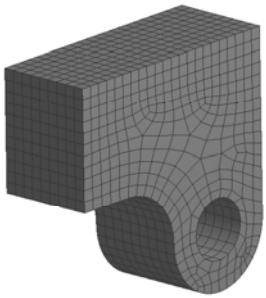
Jedes Bauteil besitzt 6 Freiheitsgrade (Degree of Freedom, DOF), 3 Verschiebungen und 3 Rotationen, jeweils entlang bzw. um eine der Hauptachsen.

Auch wenn ein Bauteil rein rechnerisch durch äußere Kräfte im Gleichgewicht ist, muss es aus numerischen Gründen über eine Lagerung (Support) gehalten werden.

CADFEM

DesignSpace

Passende Randbedingungen einer Struktur



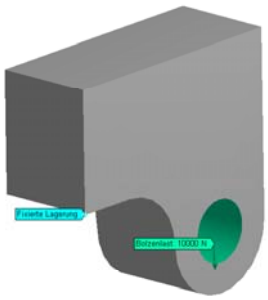
Betrachten wir eine vertikal belastetes Winkelstück.

Wie spannen Sie die das Modell ein, um eine Bewegung in vertikaler Richtung zu verhindern?

CADFEM

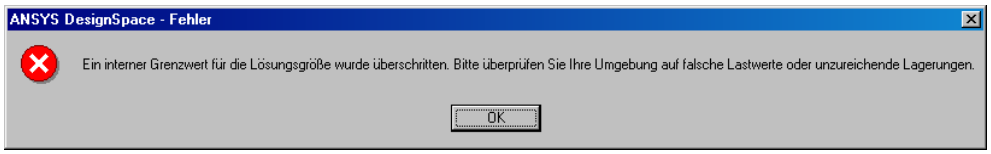
DesignSpace

Einspannung an einem Punkt



Sie können einen Punkt festhalten (fixieren). Dies führt aber zu keinem Ergebnis da das Modell so nicht statisch bestimmt gelagert ist.

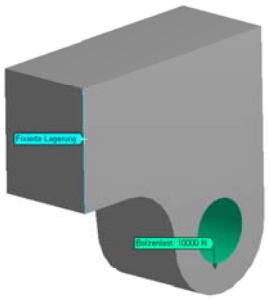
DesignSpace bricht die Rechnung mit einer Fehlermeldung ab.



CADFEM

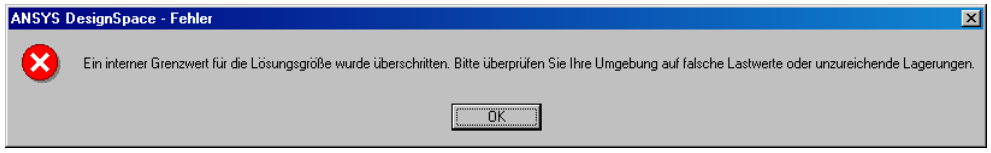
DesignSpace

Einspannung an einer Kante



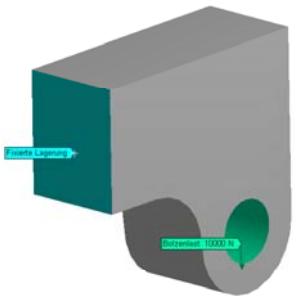
Sie können eine Kante festhalten (fixieren). Dies führt aber zu keinem Ergebnis da das Modell so nicht statisch bestimmt gelagert ist.

DesignSpace bricht die Rechnung mit einer Fehlermeldung ab.

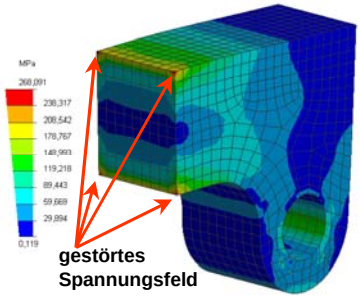


CADFEM DesignSpace

Einspannung an einer Fläche

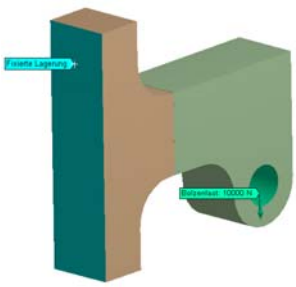


Sie können eine Fläche festhalten (fixieren). Diese Lagerung ist statisch bestimmt, führt jedoch nur zu einem bedingt brauchbaren Ergebnis weil die künstliche Festhaltung den “Poisson Effekt” (Querkontraktion) verhindert. Dadurch wird das Spannungsfeld gestört.

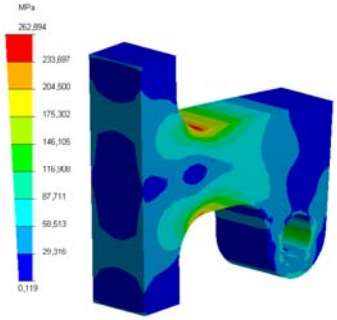


CADFEM DesignSpace

Einspannstelle mitmodelliert



Um eine bessere Abbildung des Spannungsverlaufes an der Einspann-stelle zu erreichen, muß die reale Form der Einspannstelle selbst ein Stück weit mitmodelliert werden.



Wie Sie am Spannungsverlauf gut sehen können hat die Art der Einspannung keinen Einfluss mehr auf das Ergebnis da der Ort der Spannungskonzentration nicht mit der Einspannstelle zusammenfällt.

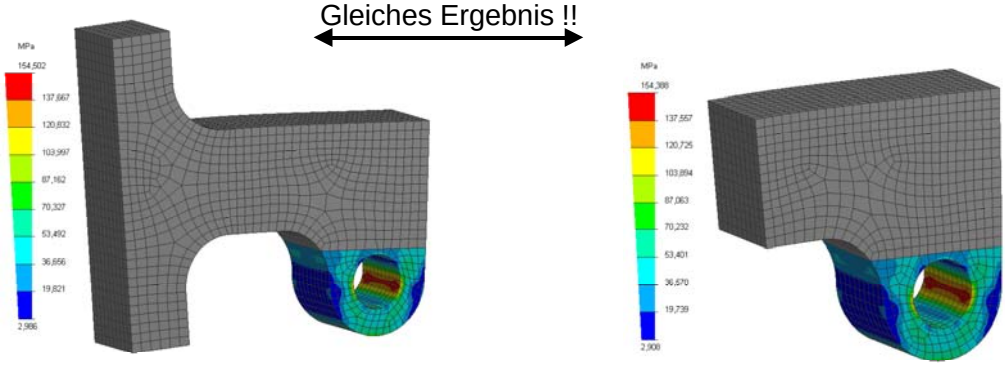
CADFEM DesignSpace

Vergleich der Ergebnisse

Der Spannungsverlauf am zu untersuchenden Auge des Bauteils wird jedoch auch mit der veränderten Einspannung immer noch „verfälscht“.

Untersucht man die Spannungen nur im vorderen Bereich des Bauteils so erkennt man, das das Mitmodellieren der Einspannstelle in diesem Fall überflüssig war!

Gleiches Ergebnis !!



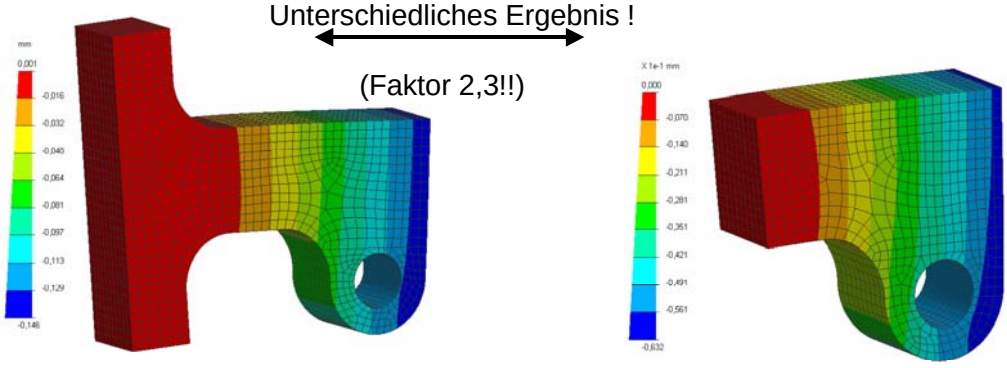
CADFEM DesignSpace

Vergleich der Ergebnisse

Die Verformungen hingegen werden bei diesem Beispiel durch die „Weichheit“ der mitmodellierten Umgebung stark beeinflusst.

Unterschiedliches Ergebnis !

(Faktor 2,3!!)



CADFEM

DesignSpace

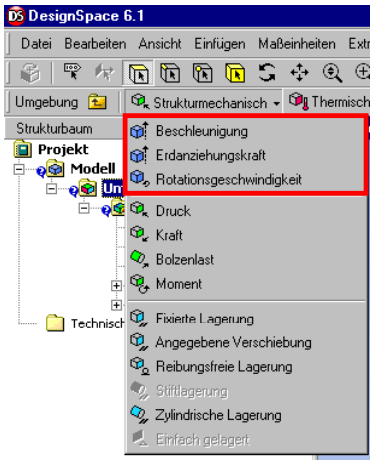
Was ist bei Randbedingungen zu beachten

- Das Modell muss mindestens statisch bestimmt oder überbestimmt sein
- Ergebnisse in der Nähe von „verfremdeten“ Randbedingungen dürfen nicht herangezogen werden
- Denken Sie an die Querkontraktion
- Festhalten gegen Starrkörperverschiebungen:
  3 Rotationen, 3 Translationen prüfen
- Behalten Sie sich immer Ihre Zielsetzung vor Augen wenn Sie Lasten aufbringen
- Man kann nicht die ganze Welt mitsimulieren

CADFEM

DesignSpace

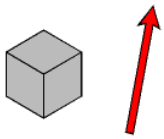
Globale Lasten



Globale Lasten können Sie entweder in der kontextsensitiven Menüleiste oder mit einem Klick mit der rechten Maustaste in den Grafikbereich definieren. Im Strukturbaum muss die Ebene „Umgebung“ markiert sein.

CADFEM DesignSpace

Globale Lasten



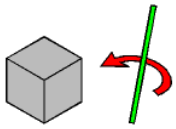
Translatorische Beschleunigung
(Standardmäßige Erdanziehung)
Wendet Effekte für die Erdbeschleunigung an.

Beschleunigung
Die translatorische Beschleunigung beschreibt die strukturmechanischen Auswirkungen einer konstanten linearen Beschleunigung.
Der Vektor wird entweder durch eine Größe und eine Richtung (basierend auf der ausgewählten Geometrie) oder Vektorkomponenten (im Weltkoordinatensystem) definiert.

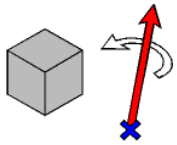
CADFEM DesignSpace

Globale Lasten

Rotationsgeschwindigkeit
Die Rotationsgeschwindigkeit beschreibt die strukturmechanischen Auswirkungen eines Bauteils, das sich bei konstanter Geschwindigkeit dreht.



Interaktive Richtungsangabe
- basierend auf einer ausgewählten Geometrie

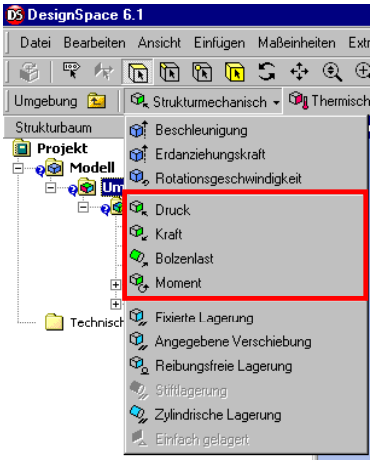


- oder durch einen Punkt und Vektorkomponenten (im Weltkoordinatensystem)

CADFEM

DesignSpace

Strukturmechanische Lasten

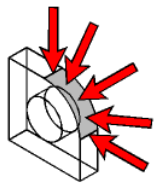


Strukturmechanische Lasten können Sie entweder in der kontextsensitiven Menüleiste oder mit einem Klick mit der rechten Maustaste in den Grafikbereich definieren. Im Strukturbaum muss die Ebene „Umgebung“ markiert sein.

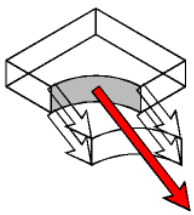
CADFEM

DesignSpace

Druck / Kraft



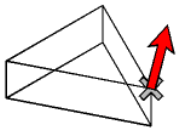
<u>Gleichmäßiger Druck auf einer Fläche</u>
Druck wirkt immer normal (senkrecht) auf eine Fläche, die sowohl eben als auch gekrümmt sein kann. Positiver Druck wirkt in die Fläche, d. h. das Bauteil wird komprimiert. Ändert sich durch geometrische Änderungen der Flächeninhalt, ändert sich auch die Kraftresultierende bei gleichbleibendem Druck.



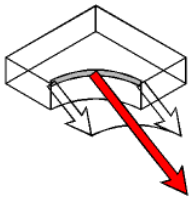
<u>Kraft verteilt auf einer Fläche</u>
Falls sich durch geometrische Änderungen die Fläche ändert, bleibt die Kraftsumme identisch, der Druck jedoch ändert sich.

CADFEM DesignSpace

Kraft



Kraft an einem Eckpunkt
Eine Kraft, die konzentriert über einen Punkt eingeleitet wird, ist nicht realistisch und führt zu unrealistisch hohen lokalen Spannungen an der Einleitungsstelle. Diese lokalen Effekte sollten aus der Ergebnisauswertung herausgefiltert werden.



Kraft an einer Kante
Eine Kraft, die konzentriert über eine Kante eingeleitet wird, ist nicht realistisch und führt zu unrealistisch hohen lokalen Spannungen an der Einleitungsstelle. Diese lokalen Effekte sollten aus der Ergebnisauswertung herausgefiltert werden.

CADFEM DesignSpace

Orientierung von Kräften

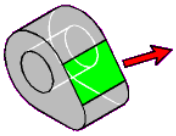
Strukturmechanische Belastungen können auf 2 unterschiedliche Arten definiert werden: Nach dem globalen Koordinatensystem mit entsprechenden Komponenten in x, y, z oder über geometrische Orientierung

Bei der geometrischen Orientierung werden Kräfte oder Momente an Flächen, Kanten oder Punkten ausgerichtet. Die Kraft selbst wirkt jedoch immer an dem zuerst selektierten geometrischen Element.

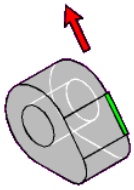
CADFEM

DesignSpace

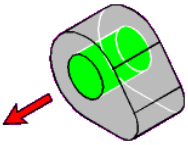
Kraftwirkrichtungen



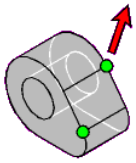
Ebene Fläche
Die Kraft wirkt normal zur selektierten Fläche.



Kante
Die Kraft wirkt in Richtung der selektierten Kante.



eometrische Achsen
ie Kraft wirkt in chsenrichtung der elektierten ylinderfläche.

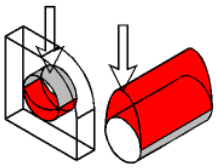


Zwei Ecken
Control-Taste halten und zwei Punkte selektieren. Die Kraft wirkt in Richtung der Verbindungslinie der zwei Punkte.

CADFEM

DesignSpace

Bolzenlast



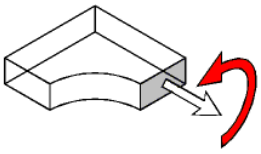
Bolzenlast auf einer Zylinderfläche *(Bolzenlast)*
Wendet eine variable Kraftverteilung auf einen geraden Zylinder an. Ein gerader Zylinder wird an beiden Enden von Kreisflächen begrenzt, die senkrecht zur Zylinderachse sind.

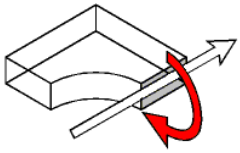
Bei einer beliebigen Kraftrichtung wird die Bolzenkraft in zwei Komponenten zerlegt, eine radiale und eine axiale Komponente. Die Radialkomponente ist parabolisch über 180° der Zylinderoberfläche in Kraftrichtung verteilt. Die Axialkomponente ist gleichförmig über die gesamte Oberfläche verteilt.

CADFEM

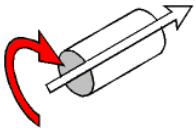
DesignSpace

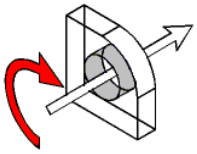
Moment





Moment auf einer Fläche
Verteilt ein Moment um eine Achse über eine oder mehrere ebene oder gekrümmte Oberflächen hinweg. Das Moment wird "um" den Vektor angewandt. Sie bestimmen die Momentrichtung mit Hilfe der Dreifingerregel der rechten Hand.
Wenn Sie bei der Definition des Moments eine Mehrfachauswahl von Oberflächen vornehmen, wird die Größe über alle ausgewählten Oberflächen hinweg aufgeteilt.

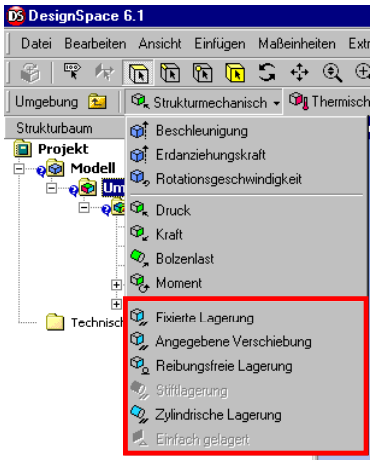




CADFEM

DesignSpace

Verschiebungen (Lagerungen)

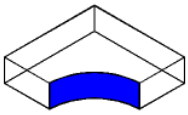


Verschiebungen (Lagerungen) können Sie entweder in der kontextsensitiven Menüleiste oder mit einem Klick mit der rechten Maustaste in den Grafikbereich definieren. Im Strukturbaum muss die Ebene „Umgebung“ markiert sein.

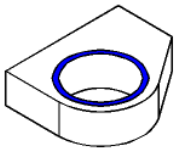
CADFEM

DesignSpace

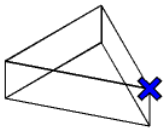
Fixiert



Einspannung einer Fläche
Verhindert die Bewegung oder Verformung von einer oder mehreren ebenen oder gekrümmten Oberflächen.



Einspannung einer Kante
Verhindert die Bewegung oder Verformung von einer oder mehreren geraden oder gekrümmten Kanten. Lokale Spannungsspitzen sind nicht realistisch.

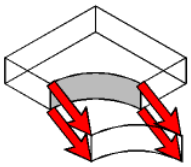


Einspannung eines Eckpunktes
Verhindert die Bewegung eines oder mehrerer Eckpunkte. Lokale Spannungsspitzen sind nicht realistisch. Achten Sie auf vollständige Lagerung!

CADFEM

DesignSpace

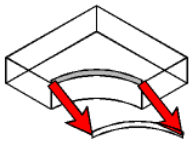
Angegebene Verschiebung



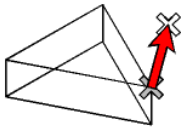
Verschiebung über einer Fläche
Bei diesem Vorgang werden ebene oder gekrümmte Oberflächen in Bezug auf ihre ursprünglichen Positionen um eine oder mehrere Komponenten eines Verschiebungsvektors im Weltkoordinaten-system verschoben.
X-, Y- und Z-Komponenten ungleich Null. Die Oberfläche behält ihre ursprüngliche Form bei, während sie in Bezug auf ihre ursprüngliche Position so verschoben wird, wie durch den Verschiebungsvektor festgelegt ist. Die so erzwungene Verschiebung der Oberfläche bewirkt die Verformung eines Bauteils.

CADFEM DesignSpace

Angegebene Verschiebung



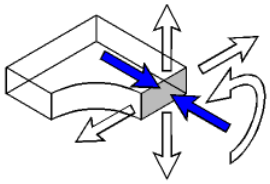
Verschiebung über einer Kante
Es gelten die gleichen Randbedingungen wie bei der Verschiebung einer Fläche. Hier werden unrealistisch hohe Spannungen auftreten, die bei der Ergebnis-interpretation entsprechend herausgefiltert werden müssen.



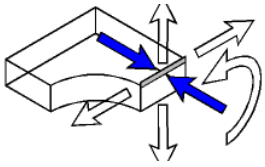
Verschiebung an einem Eckpunkt
Es gelten die gleichen Randbedingungen wie bei der Verschiebung einer Fläche. Hier werden unrealistisch hohe Spannungen auftreten, die bei der Ergebnis-interpretation entsprechend herausgefiltert werden müssen.

CADFEM DesignSpace

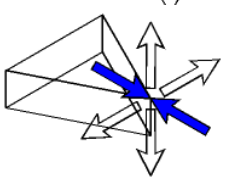
Angegebene Verschiebung



Verschiebung über einer Fläche (Wert = 0)
Die Fläche kann in der vorgegebenen Richtung nicht verschoben, rotiert oder deformiert werden. Alle anderen Bewegungsmöglichkeiten sind frei.



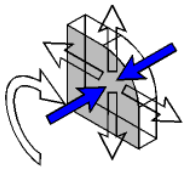
Verschiebung über eine Kante (Wert = 0) *(A.V.)*
Die Kante kann in der vorgegebenen Richtung nicht verschoben, rotiert oder deformiert werden. Alle anderen Bewegungsmöglichkeiten sind frei.



Verschiebung über eine Ecke (Wert = 0) *(A.V.)*
Die Ecke kann in der vorgegebenen Richtung nicht verschoben werden. Alle anderen Bewegungs-möglichkeiten sind frei.

CADFEM DesignSpace

Reibungsfreie Lagerung

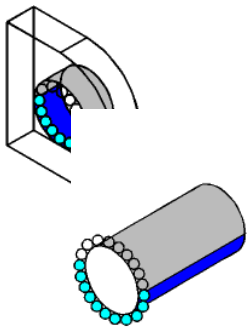


Reibungsfrei gelagerte Fläche
Verhindert die Bewegung oder Verformung von einer oder mehrerern ebenen oder gekrümmten Flächen in der Richtung der Normalen. Kein Teil der Oberfläche kann normal auf die Fläche verschoben, gedreht oder verformt werden.Die Fläche lässt sich tangential zur Oberfläche ungehindert bewegen, drehen und verformen.

Bei einer ebenen Oberfläche entspricht die reibungsfreie Lagerung einer Symmetriebedingung.

CADFEM DesignSpace

Stiftlagerung



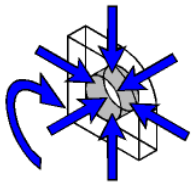
Radial nicht-linear gelagerter Zylinder
Verhindert die Bewegung oder Verformung eines oder mehrerer Zylinder in radialer Richtung unter Komprimierung.
Die Zylinder-Stiftlagerung stellt eine nicht-lineare Annäherung eines Bolzens dar, der einen Druckwiderstand in der Ebene senkrecht zu seiner Achse liefert. Da der komprimierte Zylinderbereich zunächst nicht bekannt ist, kann sich die für das Lösen benötigte Zeit etwa verdoppeln, wenn diese Lagerung verwendet wird.

- **Die Stiftlagerung wirkt au die komprimierten Bereiche wie „Rollen“.**
- **Komprimierter Bereich des Zylinders.**
- **Nicht gelagerter Bereich des Zylinders.**

CADFEM

DesignSpace

Zylindrische Lagerung



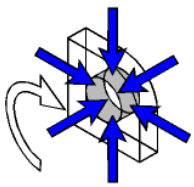
Fixierter Zylinder *(Zylindrische Lagerung)*
Verhindert die Bewegung oder Verformung eines oder mehrerer Zylinder.

Details von "Zylindrische Lagerung"	
Bereich	
Geometrie	1 Oberfläche
Definition	
Typ	Zylindrische Lagerung
Radial	Fixiert
Axial	Fixiert
Tangential	Fixiert
Unterdrückt	Nein

CADFEM

DesignSpace

Zylindrische Lagerung



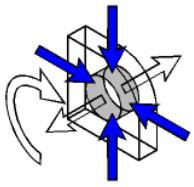
Radial und axial gelagerter Zylinder
(Zylindrische Lagerung)
Verhindert die Bewegung oder Verformung eines oder mehrerer Zylinder in radialer oder axialer Richtung.

Details von "Zylindrische Lagerung"	
Bereich	
Geometrie	1 Oberfläche
Definition	
Typ	Zylindrische Lagerung
Radial	Fixiert
Axial	Fixiert
Tangential	Frei
Unterdrückt	Nein

CADFEM

DesignSpace

Zylindrische Lagerung



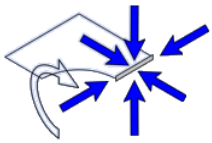
Radial gelagerter Zylinder *(Zylindrische Lagerung)*
Verhindert die Bewegung oder Verformung eines oder mehrerer Zylinder in radialer Richtung.
Kein Teil des Zylinders kann radial zum Zylinder verschoben, gedreht oder verformt werden. Der Zylinder lässt sich in axialer und tangentialer Richtung ungehindert bewegen, drehen und verformen.

Details von "Zylindrische Lagerung"	
Bereich	
Geometrie	1 Oberfläche
Definition	
Typ	Zylindrische Lagerung
Radial	Fixiert
Axial	Frei
Tangential	Frei
Unterdrückt	Nein

CADFEM

DesignSpace

Einfach gelagert (Oberflächenmodelle)



Einfach eingespannte Kante *(Einfach gelagert)*
Verhindert die Bewegung oder Verformung von einer oder mehreren geraden oder gekrümmten Kanten. Drehungen um die Linie sind jedoch zulässig. Wenn auch die Drehungen fixiert werden sollen, verwenden Sie eine fixierte Kante.
Achtung: Singuläre Spannungen.

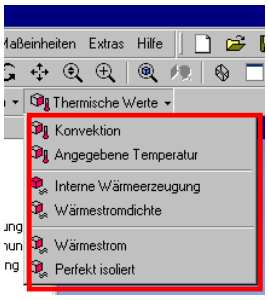


Einfach eingespannter Eckpunkt *(Einfach gelagert)*
Verhindert die Bewegung eines oder mehrerer Eckpunkte. Eine Drehung um den Eckpunkt ist zulässig. Wenn Sie Drehungen verhindern möchten, verwenden Sie einen fixierten Eckpunkt.
Achtung: Singuläre Spannungen.

CADFEM

DesignSpace

Thermische Lasten

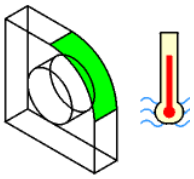


Thermische Lasten können Sie entweder in der kontextsensitiven Menüleiste oder mit einem Klick mit der rechten Maustaste in den Grafikbereich definieren. Im Strukturbaum muss die Ebene „Umgebung“ markiert sein.

CADFEM

DesignSpace

Konvektion



Bewirkt einen konvektiven Wärmetransport durch eine oder mehrere ebene oder gekrümmte Oberflächen. Die Innentemperatur der Flüssigkeit ist einheitlich und wird in einem bestimmten Abstand von der Oberfläche außerhalb der Wärmegrenzschicht gemessen. Der Wärmeübergangskoeffizient (auch Wärmeübergangszahl genannt) basiert auf der Zusammensetzung der Flüssigkeit, die in Kontakt mit der Oberfläche ist, der Oberflächengeometrie und der Hydrodynamik der Flüssigkeits-strömung entlang der Oberfläche. Ein temperaturabhängiger Wärmeübergangskoeffizient ist möglich. Der Wärmeübergangs-koeffizient kann dann anhand der durchschnittlichen Schichttemperatur, der Oberflächentemperatur, der Innentemperatur oder des Unterschieds zwischen Innen- und Oberflächentemperatur bestimmt werden. In Handbüchern zum Wärmeübergang oder anderen Nachschlagewerken finden Sie entsprechende Werte für den Wärmeübergangskoeffizient.

CADFEM DesignSpace

Konvektion

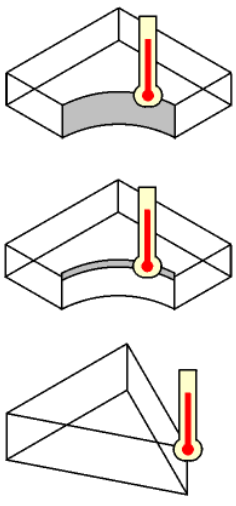
Die Konvektion steht über das Newtonsche Abkühlungsgesetz mit der Wärmestromdichte in Beziehung:

$$\frac{q}{A} = h(t_s - t_f)$$

Dabei ist q/A die Wärmestromdichte aus der Oberfläche (die Berechnung wird von DesignSpace vorgenommen), h der Wärmeübergangskoeffizient (der von Ihnen angegeben wird), ts die Temperatur auf der Oberfläche (die Berechnung wird von DesignSpace vorgenommen), tf die Innentemperatur der Flüssigkeit (die von Ihnen angegeben wird) Wenn die Flüssigkeitstemperatur die Oberflächentemperatur übersteigt, fließt Energie in ein Bauteil. Falls die Oberflächentemperatur die Flüssigkeitstemperatur übersteigt, fließt Energie vom Bauteil ab. Wenn Sie bei der Konvektionsdefinition eine Mehrfachauswahl von Oberflächen vornehmen, werden dieselbe Innentemperatur der Flüssigkeit und derselbe Wärmeübergangskoeffizient auf alle ausgewählten Oberflächen angewandt.

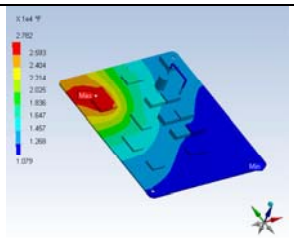
CADFEM DesignSpace

Angegebene Temperatur



<u>Konstante Flächen- Kanten- oder Eckentemperatur</u>
Hierbei wird eine konstante Temperatur auf eine oder mehrere ebene oder gekrümmte Oberflächen, Kanten oder Punkte angewandt.

CADFEM



DesignSpace

Interne Wärmeerzeugung

Hierbei wird eine einheitliche Wärmeerzeugungsrate auf das Innere eines Bauteils angewandt.

Eine positive Wärmeerzeugung wirkt auf ein Bauteil ein, wobei ihm Energie zugeführt wird. Die Wärmeerzeugung ist als Energie pro Zeiteinheit und pro Volumeneinheit definiert.

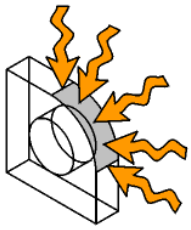
Wenn Sie bei der Definition der Wärmeerzeugung eine Mehrfachauswahl von Bauteilen vornehmen, wird derselbe Wert auf alle ausgewählten Bauteile angewandt.

Vergrößert sich ein Bauteil aufgrund geänderter CAD-Parameter, wird die auf das Bauteil angewandte Gesamtlast erhöht, während die Wärmeerzeugung konstant bleibt.

CADFEM

DesignSpace

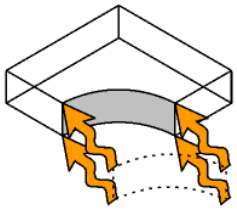
Wärmestromdichte



Hierbei wird auf eine oder mehrere ebene oder gekrümmte Oberflächen ein gleichmäßiger Wärmestrom angewandt.
Eine positiver Wärmestrom wirkt auf eine Fläche ein, wodurch einem Bauteil Energie zugeführt wird. Die Wärmestromdichte ist als Energie pro Zeiteinheit und pro Flächeneinheit definiert.
Vergrößert sich eine Fläche aufgrund geänderter CAD-Parameter, wird die auf die Fläche angewandte Gesamtlast erhöht, während die Wärmestromdichte konstant bleibt.

CADFEM DesignSpace

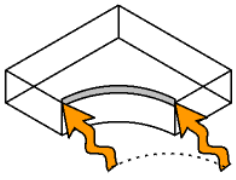
Wärmestrom



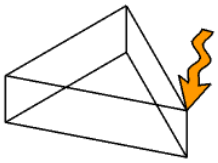
Wärmestrom (-stärke) durch eine Fläche
Bestimmt die Stärke des Wärmestroms durch eine oder mehrere ebene oder gekrümmte Oberflächen. Ein positiver Wärmestrom wirkt auf eine Oberfläche ein, wobei einem Bauteil Energie zugeführt wird. Der Wärmestrom (bzw. die Wärmestromstärke) ist als Energie pro Zeiteinheit definiert.
Vergrößert sich eine Oberfläche aufgrund geänderter CAD-Parameter, dann bleibt die auf die Oberfläche ausgeübte Gesamtlast konstant, während sich die Wärmestromdichte (Wärmestromstärke pro Flächeneinheit) verringert.

CADFEM DesignSpace

Thermische Lasten



Wärmestrom (-stärke) durch eine Kante bzw. Ecke
Bestimmt die Stärke des Wärmestroms durch eine oder mehrere Kanten oder Ecken.
Ansonsten gelten die gleichen Bedingungen wie beim Wärmestrom durch eine Fläche.



CADFEM

DesignSpace

Perfekt isoliert

Hierbei wird eine isolierte Bedingung ohne Last auf eine Oberfläche angewandt oder außer Kraft gesetzt.
Eine isolierte Oberfläche ist eine Lastenschutzbedingung; sie setzt jegliche Lasten außer Kraft, die auf alle Oberflächen des Bauteils angewendet werden. Die Wärmestromstärke über diese Fläche ist 0.
Wenn Sie bei der Definition einer isolierten Oberfläche eine Mehrfachauswahl von Oberflächen vornehmen, werden alle ausgewählten Oberflächen isoliert.

CADFEM

DesignSpace

Strukturmechanische und thermische Ergebnisse

Nachdem die Lösungsfindung abgeschlossen wurde können Sie weitere Ergebnisse hinzufügen ohne das die gesammte Rechnung wiederholt wird. Das Ergebnis wird dabei nur “upgedatet”.



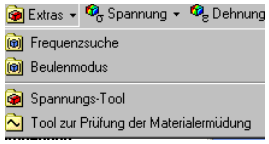
CADFEM

DesignSpace

Zusätzliche Ergebnis - Werkzeuge

Zusätzlich zu den Strukturmechanischen und Thermischen Ergebnissen stehen auch noch folgende Werkzeuge zur Verfügung:

Frequenzsuche; Beulmodus, Spannungs-Tool und das Materialermüdungstool (zusätzliche Lizenz erforderlich)



CADFEM

DesignSpace

Ergebnisdarstellung

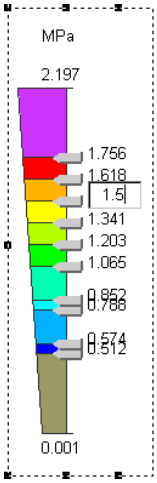
Interaktive Legende

Drag and Drop für Ziehen von Min/Maxwerten

Anklicken der Legendenwerte für Eingabe

Automatisch gleiche Teilung

Ungleiche Teilung durch Usereingabe



CADFEM

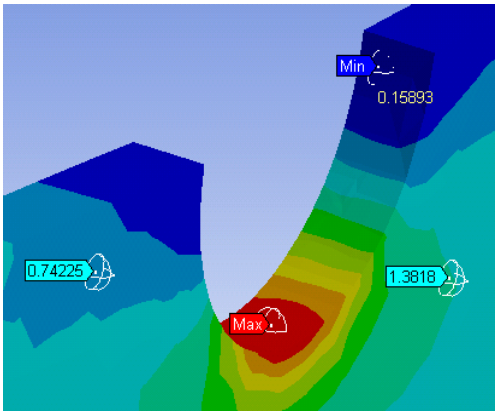
DesignSpace

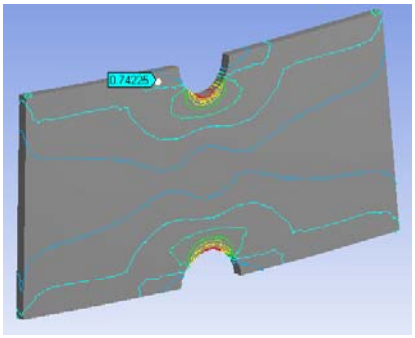
Ergebnisdarstellung

Max- /Min-Marker

Probe mit Marker-Funktion

Isolinien





CADFEM

DesignSpace

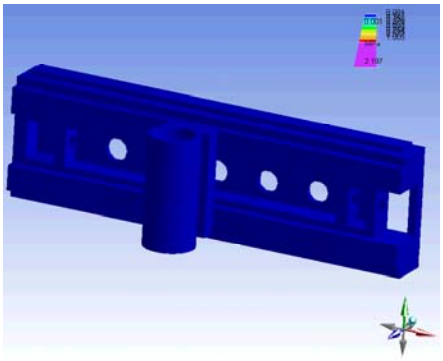
Ergebnisdarstellung

Animation

Einzelbild-Schritte (nach Generierung d. Animation)

Export als AVI

Geschwindigkeit über Menü „View/Animation Speed“



CADFEM

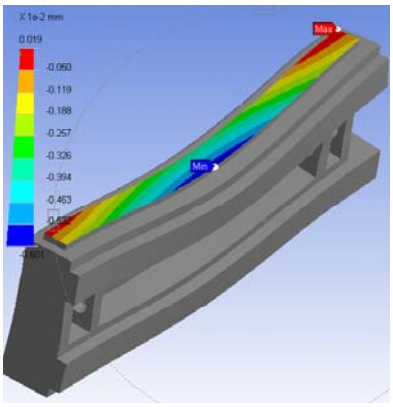
DesignSpace

Ergebnisdarstellung

Scoped Results

Auswahl-Bereich in „Details“

Scope	
Geometry	1 Surface
Definition	
Orientation	World Y Axis
Type	Directional
Results	
Minimum	-6.0095e-003 mm
Maximum	1.8672e-004 mm

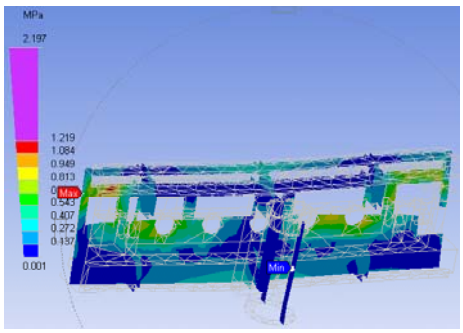


CADFEM

DesignSpace

Ergebnisdarstellung

Schnitte



Mehrere Schnitte definierbar

Dynamisches Verschieben von Schnitten



CADFEM

DesignSpace

Ergebnisdarstellung

Bericht

Bilder einzeln zu definieren

Je einzubindendem Bild „Figure“-Icon anwählen

Aktuelle Darstellung wird als Bild hinterlegt

Mehrere Bilder mit unterschiedlichen Eigenschaften (Zoom, Ansicht, Darst.)

Anwählen im Strukturbaum zeigt Eintrag im Bericht

Figures auch zum Abspeichern von Ansichten bei interakt. Arbeit

Bilder (Figures) auch von Netz, Randbedingungen und allen anderen Infos

Übertragung an Word, Powerpoint, Email

CADFEM

DesignSpace

Ergebnisse

Spannungen
Hauptspannungen
Versagenskriterien
Plastisches Versagen
Dauerfestigkeit

CADFEM

DesignSpace

Genauigkeit

- Höhere Ergebnisgenauigkeiten können in DesignSpace mit einem dichteren Netz erzeugt werden.
- DesignSpace verwendet Elemente mit parabolischer Ansatzfunktion kombiniert mit lokaler Netzverdichtung an den kritischen Stellen.
- Kontrolle der Genauigkeit
  - werfen Sie einen Blick auf die Spannungsverteilung (glatt=gut)
  - benutzen Sie die Konvergenzkontrolle für fokussierte Bereiche
- Diese Methoden prüfen lediglich den Diskretisierungsfehler!

Falsche Lastannahmen bzw. Lagerungen kommen in der Praxis wesentlich häufiger vor!

CADFEM

DesignSpace

Manuell (Relevanz)

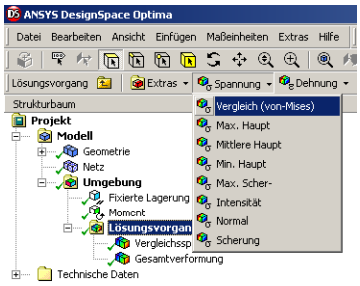
- **Slider von -100 bis +100**
- **lokale Netzverdichtung nicht belastungs- sondern geometrieabhängig**
- **Sliderbereich kann mit Systemvariable DSMESH SLIDER überschrieben werden(-100=-1, 100=1). Empfehlenswerter Bereich 1...1.5 (bei einfachen Modellen bis 2)**

Konvergenz: Adaptive Vernetzung

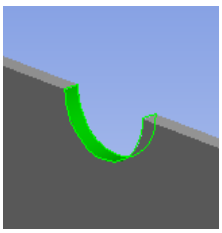
- **für beliebige Ergebnisse Konvergenz einstellbar**
- **primäre Ergebnisgrößen (Verformung, Temperatur)**
- **sekundäre Ergebnisgrößen (Spannung, Wärmefluß)**
- **Konvergenz heißt nicht absolute Genauigkeit**
- **Konvergenzkontrolle**

CADFEM DesignSpace

Konvergenz definieren



1. Definieren Sie unter Lösen/Spannung/ Vergleichsspannung[von-Mises] ein neues Ergebnis.



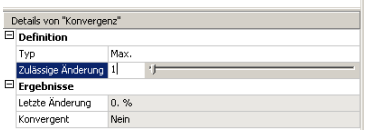
2. Beziehen Sie das neue Ergebnis (Vergleichsspannung2) auf die Kerbfläche. (Vorgehensweise wie beim Beispiel „Biegebalken“)

CADFEM DesignSpace

Konvergenz definieren



3. Danach markieren Sie das neue Ergebnis, klicken auf die rechte Maustaste und anschließend auf Einfügen/Konvergenz.

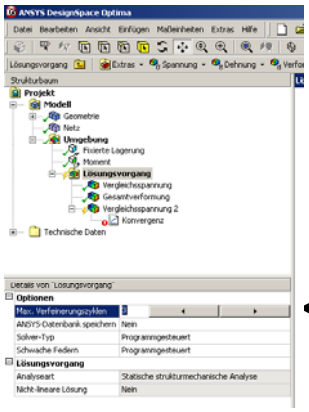


4. Als nächstes legen Sie im Detailsfenster das Konvergenzkriterium auf den Wert „1“.

CADFEM

DesignSpace

Konvergenz definieren



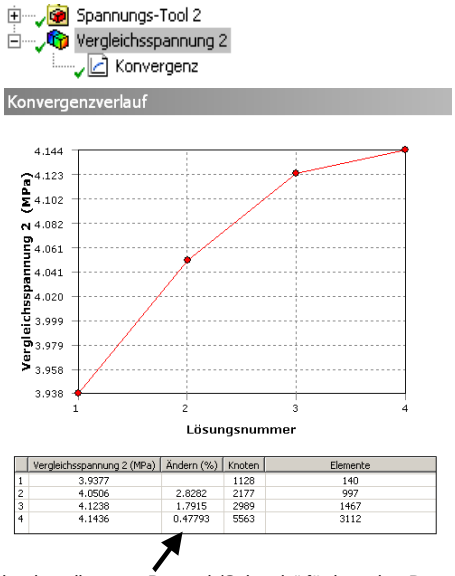
5. Im nächsten Schritt markieren Sie „Lösung“ und legen den Wert für „Max. Verfeinerungs-schritte auf „3“ fest.

6. Damit das neue Ergebnis -mit Konvergenz- angezeigt werden kann, müssen Sie die Rechnung neu starten.

CADFEM

DesignSpace

Ergebnis der Konvergenzprüfung



	Vergleichsspannung 2 (MPa)	Ändern (%)	Knoten	Elemente
1	3.9377		1128	140
2	4.0506	2.8282	2177	997
3	4.1238	1.7915	2989	1467
4	4.1436	0.47793	5563	3112

Ländereinstellungen „Deutsch/Schweiz“ für korrekte Darstellung verwenden!

Wenn Sie im DS-Explorer „Konvergenz“ auswählen, wird im Grafikbildschirm der Konvergenz-verlauf als Graph ausgegeben.

Der Kurvenverlauf ist dann, zusammen mit der Prozentangabe der letzten Wertänderung, eine gute Interpretations-hilfe für die Ergebnisbewertung.

Konvergenz bedeutet, dass die Differenz mehrerer hintereinander berechneter Ergebnisse immer kleiner wird. Die Ergebnisse konvergieren dann asymptotisch an das wahre Ergebnis.

CADFEM

DesignSpace

Preise - Kommerziell

	Kaufpreis CHF	Wartung CHF/Jahr
DesignSpace Entra*	8200	1640
DesignSpace *	16400	3290
Zus. CAD-Schnitstellen	2730	540
CAE-Templates	4375	875
Fatigue	10480	2090

Ihr Ansprechpartner: Herr M.Vonlanthen, Bytics

***Module enthalten:**
Statik, Dynamik, Temperatur, Topologie-Optimierung, Schalen,
Parameter, eine CAD-Schnittstelle (ProE, SE, SW, MDT, INV, CAT, Para, Sat)
UG, Catia: Preise auf Anfrage