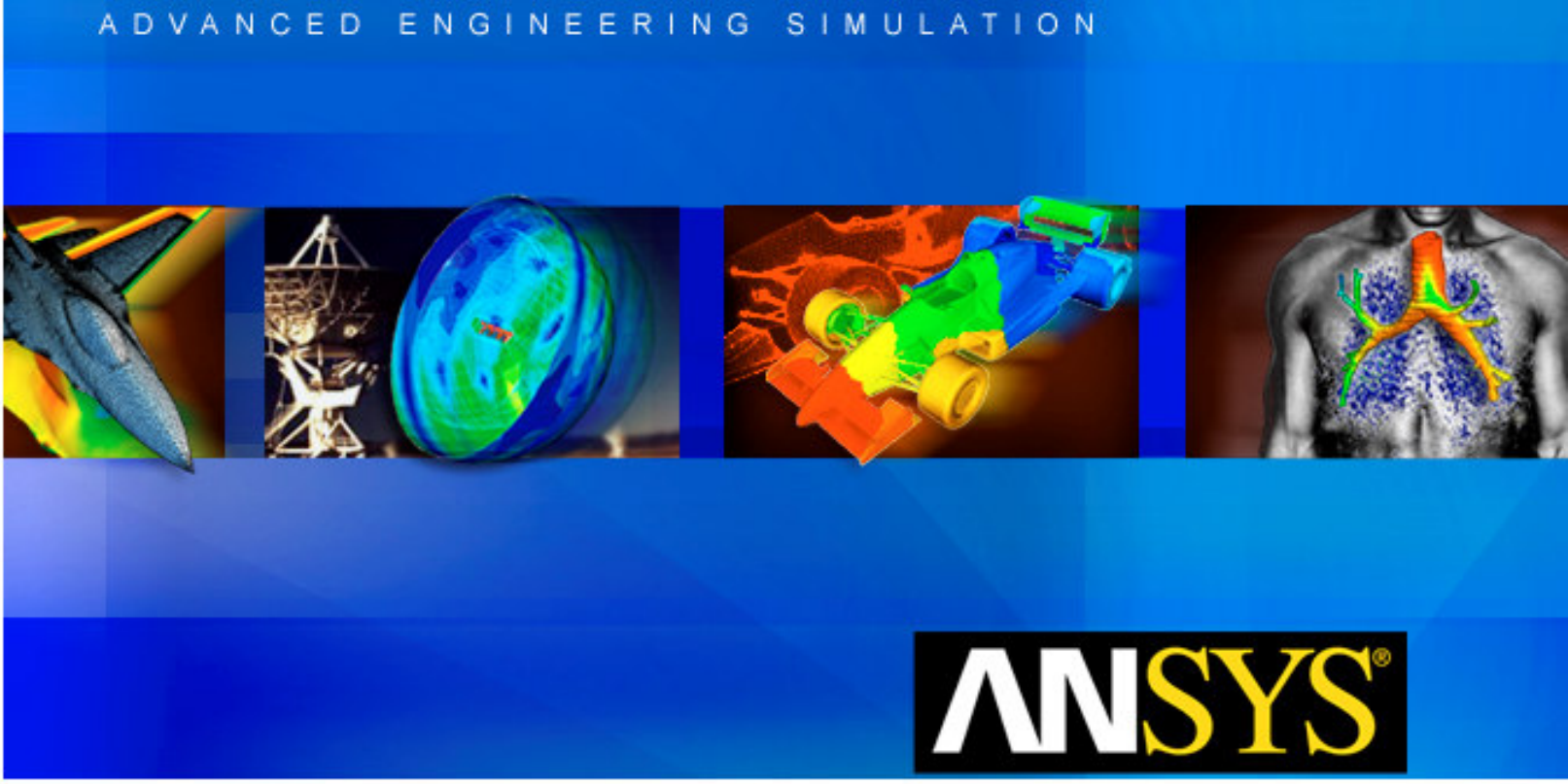


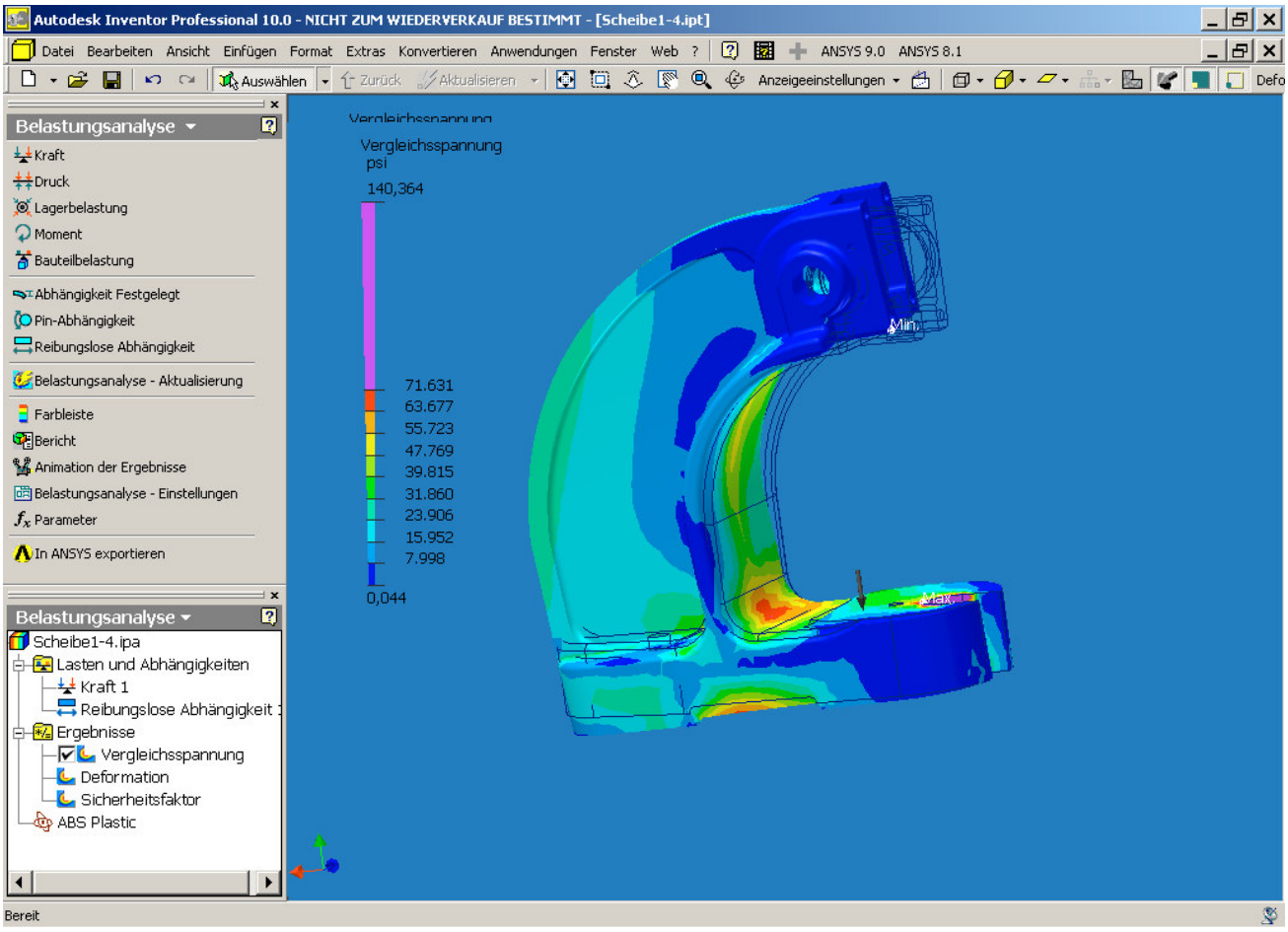
Autodesk Inventor Professional FEM-Modul

Tutorial für Inventor 10

CADFEM

CADFEM

Einführung in AIP FEM



2. Auflage

POWERED BY ANSYS TECHNOLOGY

Der Vertrieb von Autodesk Inventor Professional (AIP) erfolgt weltweit durch autorisierte Händler. Technische Unterstützung und weitergehende Simulationslösungen bieten die Vertriebspartner von ANSYS, Inc., auf dessen Technologie die Bauteilanalyse in Inventor basiert:

Deutschland:
CAD-FEM GmbH
Marktplatz 2
D-85567 Grafing
Telefon 08092-7005-65
Telefax 08092-7005-77
Email: cgebhardt@cadfem.de
Internet: www.cadfem.de

Österreich und Schweiz:
CAD-FEM AG
Wittenwiler Str. 25
CH-8355 Aadorf
Telefon +41-(0)52-36801 01
Telefax +41-(0)52-36801 09
Email: andreas.huebner@cadfem.ch

Bitte beachten Sie unsere Webseite unter
http://www.cadfem.de/FEM-Modul_in_AIP.2645.0.html
Dort finden Sie weitergehnde Unterstützung zu FEM-Analyse im Inventor-Umfeld.



ANSYS is a registered trademark of SAS IP, Inc. This book contains a translation of selected portions of the DESIGNSPACE V3.0 VAR Manual (Copyright 1997, SAS IP, Inc. All rights reserved). The translation was made by CAD-FEM GmbH with permission of SAS IP, INC., who has not approved this translated version. All issues regarding warranties will be governed by the english version of the translated document provided by ANSYS, Inc.
Bei der Erstellung des Handbuches wurde mit großer Sorgfalt vorgegangen; trotzdem können Fehler nicht vollständig ausgeschlossen werden. CAD-FEM kann für fehlerhafte Angaben und deren Folgen weder eine juristische Verantwortung noch irgendeine Haftung übernehmen.

Copyright 1998-2004
CAD-FEM GmbH, 85567 Grafing
Alle Rechte vorbehalten
Printed in Germany

Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung außerhalb der engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes ist ohne Zustimmung der CAD-FEM GmbH unzulässig und strafbar. Dies gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Autodesk Inventor Professional (AIP) ist ein Produkt von Autodesk, Inc.

1 EINLEITUNG IN DIE BELASTUNGSANALYSE MIT INVENTOR 7

1.1 VORTEIL DER KONSTRUKTIONSBEGLEITENDEN BERECHNUNG 7
1.2 DER ANFANG MIT AIP FEM 10
1.3 EINGABEGRÖßEN 11
1.4 EINSCHRÄNKUNGEN DER BERECHNUNG IN INVENTOR 12

2 DIE OBERFLÄCHE.....14

ERSTER START: WORKFLOW 15
2.1 BERECHNUNG GEOMETRISCHER VARIANTEN 20

3 ERGEBNISAUSWERTUNG.....22

3.1 SPANNUNGEN 22
3.2 DEFORMATION 25
3.3 EIGENFREQUENZEN 26
3.4 VORGESPANNTE MODALANALYSE 28
3.5 DARSTELLUNG DER ERGEBNISSE 30
3.6 AUTOMATISCHE DOKUMENTATION - WEB-REPORT 32
3.7 REAKTIONSKRÄFTE 33
3.8 INFORMATIONEN DES BERECHNUNGSKERNS 34
3.9 ERGEBNISBILDER EXPORTIEREN 34
3.10 ANIMATIONEN 34
3.11 ERGEBNISBEWERTUNG MIT SICHERHEITEN 35

4 GENAUIGKEIT.....36

4.1 DISKRETISIERUNGSFEHLER 36
4.2 ALLGEMEINE BETRACHTUNGEN ZUR GENAUIGKEIT 41

5 ABLAUF EINER BERECHNUNG.....44

5.1 AUFGABE DEFINIEREN 44
5.2 PROJEKTDEFINITION 45
5.3 MODELL DEFINIEREN 45
5.4 VERNETZUNG IN ABHÄNGIGKEIT VON... 46
5.5 RANDBEDINGUNGEN DEFINIEREN 46
5.6 VERFÜGBARE LASTEN UND RANDBEDINGUNGEN 47
5.7 ERGEBNISINTERPRETATION 54

6 ÜBUNGEN.....55

6.1 BEISPIEL BIEGEBALKEN 56
6.2 BEISPIEL SCHEIBE MIT LOCH.....58
6.3 BEISPIEL SCHWINGENDER BALKEN (BALKEN.IPT).....61
6.4 BEISPIEL: HOHLZYLINDER AUF TORSION 63
6.5 BEISPIEL BIEGUNG MIT KERBEFFEKT 65

7 WENN DIE BERECHNUNG NICHT DURCHGEFÜHRT WIRD 67

8 WEITERGEHENDE BERECHNUNGEN.....69

8.1 DATENÜBERGABE AN ANSYS/DESIGNSPACE UND ANSYS.....70

9 GLOSSAR (ENGLISCH-DEUTSCH).....71

1 Einleitung in die Belastungsanalyse mit Inventor

1.1 Vorteil der konstruktionsbegleitenden Berechnung

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

- die Entwicklungszeiten zu verringern
- die Herstellkosten zu senken
- die Innovation und Kreativität zu steigern
- und eine höhere Qualität zu erzielen.

Die **Verkürzung der Entwicklungszeit** erlaubt es, mit einem Produkt schneller am Markt zu sein und ermöglicht einen schnelleren Produktwandel. Besonders bedeutsam ist eine rasche Prototypenentwicklung. Prof. Bullinger stellte in der Zeitschrift Technica fest, dass häufig 25% der Entwicklungszeit für die Erstellung von Prototypen aufgewendet wird und dass bei 60% der Prototypen die Fertigungszeit mehrere Monate in Anspruch nimmt.
Der Modul Belastungsanalyse in Autodesk Inventor Professional (kurz AIP FEM) erlaubt es, die Anzahl der Prototypen deutlich zu reduzieren. Bereits während der Entwicklung können in frühen Phasen des Entwurfs die wesentlichen Eigenschaften überprüft werden. Gerät z. B. der Maschinentisch einer Werkzeugmaschine in Resonanz, weil die Eigenfrequenz in der Nähe der des Antriebes liegt, sind tiefgreifende Änderungen notwendig. Statt solche Probleme erst am realen Prototypen zu erkennen, wo Änderungen sehr zeit- und kostenintensiv sind, werden durch entwicklungsbegleitende Überprüfungen mit Problemzonen noch vor dem Bau eines Prototypen sichtbar. Mit der FEM-Simulation werden weniger Änderungen notwendig und die Entwicklungszeiten drastisch verkürzt.

Die **Kosten eines Produktes** werden vielfach auch durch das Material mitbestimmt. Die FEM-Analyse erlaubt es, Bauteile auch hinsichtlich Festigkeit zu überprüfen. Überdimensionierungen gehören mit der Belastungsanalyse der Vergangenheit an. Überflüssiges Material kann eingespart und das Gewicht minimiert werden. Der Antrieb kann dadurch vielfach verkleinert werden, was zusätzliche Kostenreduzierungen nach sich zieht. Als Alternative sind kostengünstigere oder leichtere Werkstoffe (Kunststoffe, Leichtmetalle) in einer Simulation sehr schnell auf ihre Tauglichkeit zu testen. Die in Inventor enthaltende Materialdatenbank ist mit einem Grundstock von Materialien verschiedener Gruppen (Metalle, Keramik etc.) ausgestattet, kann aber einfach um die unternehmensspezifisch bevorzugten Materialien erweitert werden.

Durch den zunehmenden Wettbewerb muss die traditionelle Entwicklung, die auch von den (internationalen) Mitbewerbern zunehmend beherrscht wird, in den Bereichen **Innovation und Kreativität** gestärkt werden. Nur durch eine höhere Produktivität kann ein höheres Kostenniveau ausgeglichen werden. Moderne Entwicklungswerkzeuge wie CAD und Simulation ermöglichen es durch ihre Schnelligkeit, auch unkonventionelle Wege einmal anzudenken. So konnte durch Berechnungen nachgewiesen werden, dass der bei einem elektronischen Bauelement traditionell aufgeklebte oder verschraubte Kühlkörper durch einen Kühlkörper mit Clip ersetzt werden kann. Neben reduziertem Material- und Montageaufwand wurde auch eine einfachere Herstellung in Blech möglich.
Die Simulation ermöglicht mit den Wizards (Assistenten) auch dem sporadischen Anwender eine einfache und **effektive Handhabung**. Statt Berechnungsaufträge nach außen zu vergeben, kann der Konstrukteur mit Inventor seine Konstruktionen nun selbst unter die Lupe nehmen. Die Abstimmung mit Berechnungsdienstleistern entfällt und mit den Erkenntnissen aus der Simulation erhält der berechnende Konstrukteur ein besseres Gespür für das Verhalten seiner Bauteile. Bei ähnlichen Aufgabenstellungen werden so von vornherein die effektiven Lösungsansätze bevorzugt, so dass der

Einsatz Der Belastungsanalyse auch einen indirekten Wert - die Erfahrung des Konstrukteurs - steigert.

Die Belastungsanalyse in Autodesk Inventor Professional (AIP FEM) wird von ANSYS Inc., dem Hersteller des Finite-Element-Programms ANSYS entwickelt. Sollten neben den Untersuchungen, die mit Der Belastungsanalyse möglich sind, weitergehende Aufgabenstellungen anstehen, kann durch die Aufwärtskompatibilität zu ANSYS eines der weltweit führenden FE-Programme eingesetzt werden.

Zum aktuellen **Funktionsumfang** von AIP-FEM gehört die Statik zur Berechnung von Verformungen und Spannungen und die Modalanalyse zur Bestimmung der Eigenfrequenzen. Vernetzung und Analyse erfolgen unmittelbar am CAD-Modell. Die Materialauswahl, die Festlegung der Randbedingungen wie Einspannung und Belastung erfolgt mit AIP FEM direkt in der Inventor Oberlfäche. So können Konstrukteure ihre Berechnungsprojekte sehr einfach definieren.

Gegenüber der traditionellen Vorgehensweise, Bauteile nach Erfahrungswerten, Berechungshandbüchern oder Rechnungen von Hand auszulegen, hat die Berechnung mit Der Belastungsanalyse den Vorteil, dass Sie vom Anwender schneller durchzuführen ist, dass die Genauigkeit höher ist und dass der Anwender ein besseres Verständnis für das Verhalten seiner Bauteile bekommt. Setzt der Entwickler die Simulation bereits sehr früh im Entwicklungsprozess ein, kann er mögliche Schwachstellen auch sehr früh erkennen und durch konstruktive Maßnahmen verhindern. Der frühzeitige Einsatz Der Belastungsanalyse hilft also, Prototypen einzusparen, Fehler zu vermeiden und damit die Erfolgsfaktoren Zeit und Kosten positiv zu beeinflussen.

1.2 Der Anfang mit AIP FEM

Um ein besseres Verständnis für das Verhalten Ihres Entwurfs zu bekommen, können Sie in mehreren vergleichenden Untersuchungen unterschiedliche konstruktive Varianten im Rechner ”ausprobieren”. Durch Vergleich der Ergebnisse erhalten Sie sehr schnell eine Vorstellung davon, welche der gewählten Varianten effektiv ist und welche nicht. In mehreren Schritten können Sie also mehrere Varianten ”durchspielen”, um so auch unter kosten- und fertigungsbezogenen Gesichtspunkten die beste herauszuarbeiten.

Wenn Sie noch nicht vertraut sind mit der Handhabung von AIP FEM, benutzen Sie die vorgegebenen Reihenfolge in der Schaltflächenleiste, die Ihnen den Umgang mit dem Programm erleichtert. Untersuchen Sie einige Bauteile, für die Sie bereits die Ergebnisse kennen. Versuchen Sie die bekannten Ergebnisse durch den Einsatz von AIP FEM zu verifizieren.

Die Belastungsanalyse ist ein Hilfsmittel. Es soll nicht die traditionellen Verfahren ersetzen, sondern Ihre Erfahrung und Ihr Wissen ergänzen. Wenn Ihnen ein Ergebnis unlogisch vorkommt, hinterfragen Sie kritisch, ob die Berechnung vielleicht falsche Angaben enthalten könnte. Sind alle Lagerstellen richtig definiert? Stimmt die Art der Lasteinleitung? Ihr ingenieurmäßiges Verständnis muss letztendlich die Entscheidung treffen, ob die Ergebnisse der Simulation korrekt sind. Untersuchen Sie das Bauteil und die Belastung solange, bis das Verhalten verständlich wird. Wenn Sie hierzu Unterstützung brauchen, wenden sie sich an die CAD-Fem GmbH. Als Dienstleister für FEM-Simulation bieten wir Ihnen die notwendige Hilfe, die Software nicht nur zu bedienen, sondern auch richtig anzuwenden, um brauchbare Ergebnisse zu erhalten.

Die Simulation kann Versuche nicht vollständig ersetzen, insbesondere bei Gefahr für Leib und Leben und hohen finanziellen Risiken.

1.3 Eingabegrößen

Damit Inventor das Bauteilverhalten berechnen kann, sind einige Informationen notwendig, die der Anwender dem Programm mitteilen muss:

- **Geometrie:** Die Belastungsanalyse greift direkt auf das CAD-Modell zu.
- **Material:** Während der Berechnung in Invnetor wird dem zu berechnenden Bauteil ein Material zugewiesen. Die mitgelieferte Material-Datenbank ist mit einigen wenigen Standard-Materialien in verschiedenen Gruppen belegt. Diese Materialdatenbank kann sehr leicht vom Anwender selbst erweitert werden. Sollte temperaturabhängiges Materialverhalten berücksichtigt werden, empfiehlt es sich, für jede Temperatur eine eigene Materialbezeichnung anzulegen.
- **Randbedingungen:** Sie simulieren das Verhalten eines Bauteils in seiner physikalischen Umgebung durch gedankliches Freischneiden, d. h. man überlegt sich, wie die Kräfte auf das Bauteil wirken und wie das Bauteil gelagert ist. Die Belastungen erhält man oft durch vorausgegangene kinematische oder dynamische Analysen. In vielen Fällen werden die anzusetzenden Belastungen auch von Spezifikationen abgeleitet oder geschätzt. Hier ist die Erfahrung des Ingenieurs gefordert, der sinnvolle Annahmen trifft und damit die Ausgangsbedingungen für die Berechnung richtig wählt. Wenn ein Bauteil eingespannt wird, heißt dies, dass bestimmte Bewegungen unterdrückt werden. Jeder Körper hat 6 sogenannte Starrkörper-Freiheitsgrade. Werden diese Starrkörper-Verschiebungen (rigid body motions) nicht unterdrückt, ist eine definierte Verschiebung nicht eindeutig zu ermitteln und die Berechnung bricht bei einer statischen Berechnung mit einer Fehlermeldung ab oder durch einen Automatismus (weiche Federn) versucht Dieelastungsanalyse das Bauteil zu lagern, wobei die Reaktionskräfte an diesen Lagerstellen klein sein müssen (kontrollieren!). Es sollte also vom Anwender sichergestellt werden, dass das Bauteil insgesamt in alle 3

Raumrichtungen translatorisch und in 3 Raumachsen rotatorisch gelagert ist. Bei dynamischen Berechnungen führen solche Starrkörper-Verschiebungen zu sogenannten Starrkörper-Moden mit der Eigenfrequenz 0 oder nahe 0 (z. B. 1e-5). Sollte also eine Unsicherheit bestehen, ob ein Bauteil ausreichend gelagert ist, kann die Modalanalyse hier die Antwort geben.

1.4 Einschränkungen der Berechnung in Inventor

Um die Belastungsanalyse vernünftig einsetzen zu können, sollten Sie auch die Grenzen des Programms kennen.

Geometrie: AIP FEM arbeitet ausschließlich mit Volumenmodellen und Einzelteilen.

Material: Das Materialverhalten das in AIP FEM benutzt wird ist linear (Ausnahme: temperaturabhängige Wärmeleitfähigkeit), konstant, homogen und isotrop (d. h. in alle 3 Raumrichtungen gleich). Sollte das verwendete Material hiervon abweichen, sind auch bei den Ergebnissen mehr oder weniger große Abweichungen zu erwarten. Über die erweiterten ANSYS-Funktionen können mit der gleichen Technologie auch weitergehende Untersuchungen realisiert werden.

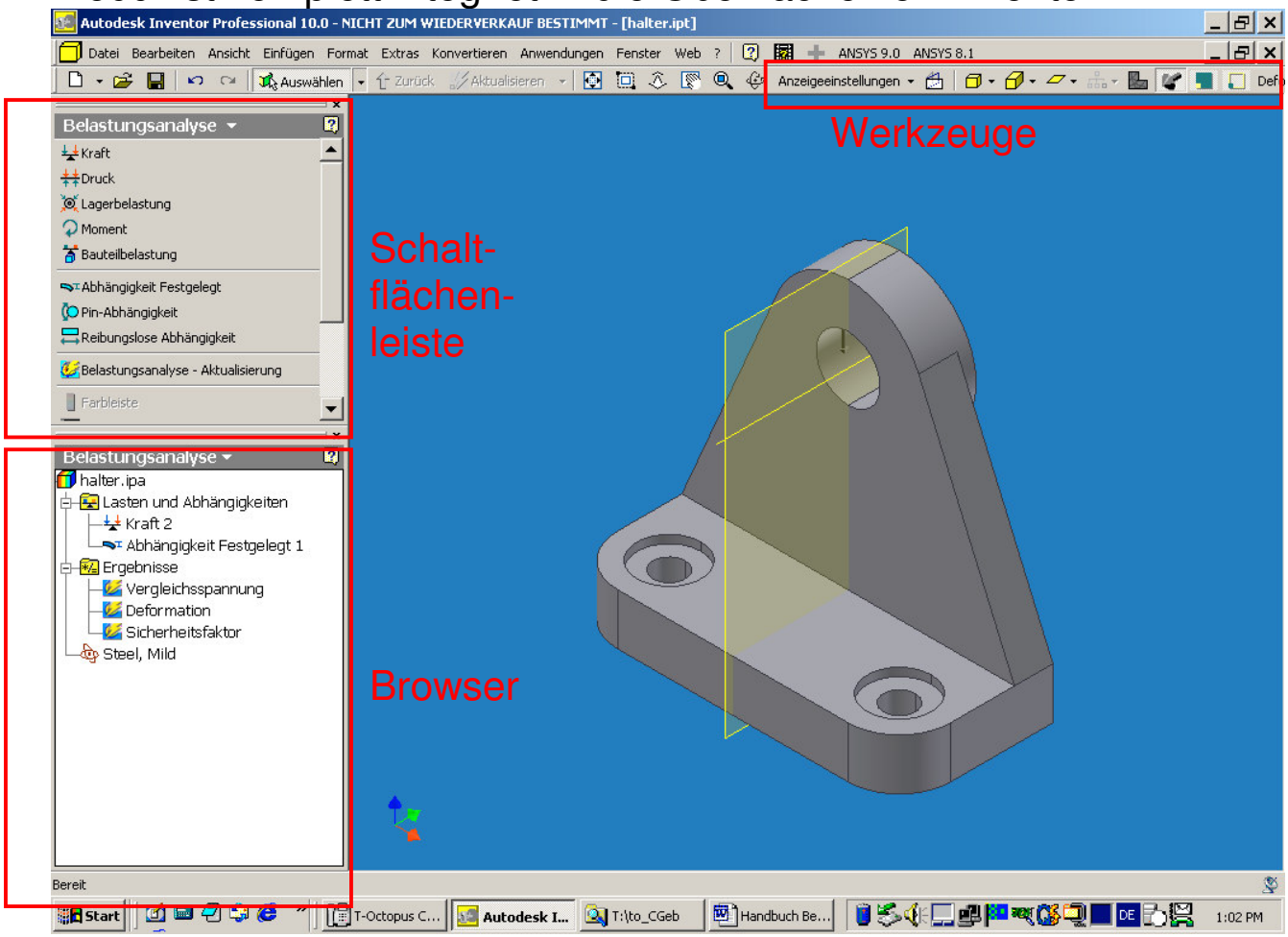
Randbedingungen: Lasten werden langsam aufgebracht und haben keinen zeitlichen Einfluss. Zeitlich veränderliche Effekte werden nicht berücksichtigt.

Ergebnisse: Alle Aussagen über Versagen beziehen sich auf lineares Materialverhalten und den Vergleich der ermittelten Spannung zur kritischen Werkstoffkonstante (Bruch oder Fließen). Es wird nur mit kleinen Verformungen gerechnet, d. h. die größte Verformung die in dem Bauteil auftritt sollte deutlich kleiner sein als eine typische Bauteilabmessung.

Lineare Systeme: Viele Arten von Nichtlinearitäten wie nichtlineares Materialverhalten (Ausnahme: temperaturabhängige Wärmeleitfähigkeit) oder große Verformungen (Theorie 2. Ordnung) können mit der Belastungsanalyse nicht berechnet werden. Dazu sollte ein allgemeines FE-Programm wie z. B. ANSYS eingesetzt werden.

2 Die Oberfläche

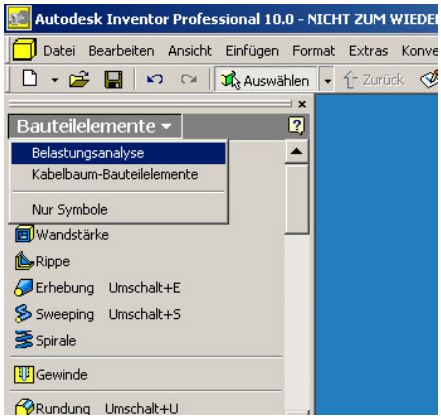
Im folgenden wird die Oberfläche der von AIP FEM vorgestellt. Der Modul ist komplett integriet in die Oberfläche von Inventor.



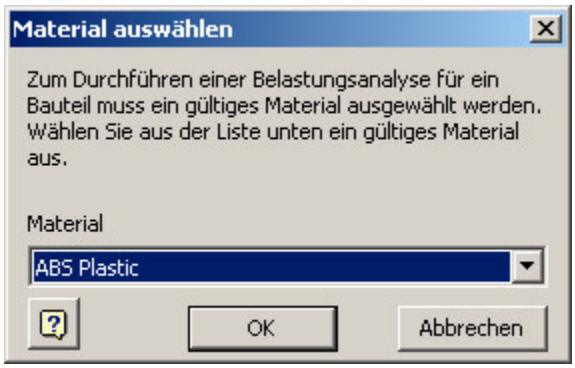
Der Strukturbaum (Browser) fasst alle Eingaben strukturiert zusammen und erlaubt die Verwaltung der Berechnung .
Die Schaltflächenleiste bietet die wesentlichen Funktionen im direkten Zugriff. Darüber hinaus ist durch das Abarbeiten von Oben nach unten auch eine Führung für weniger geübte Nutzer gegeben, so dass keine erforderliche Eingabe vergessen werden kann.

Alle Modelle – auch die der Übungen in Kapitel 6 – erhalten sie auf Wunsch im Inventor-Format bei cgebhardt@cadfem.de.

Erster Start: Workflow



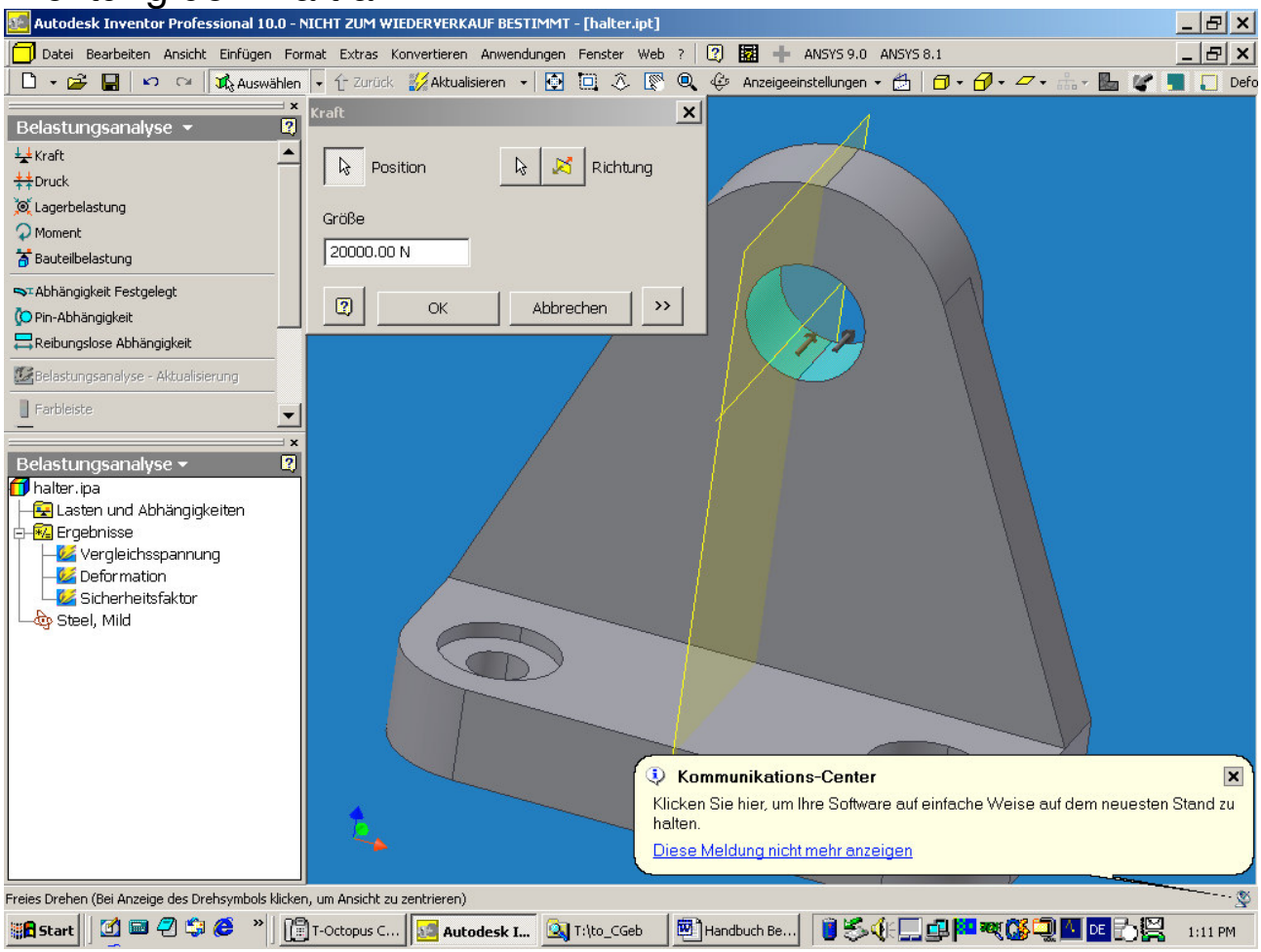
Der Einstieg in AIP FEM geschieht über das Umschalten von „Bauteilelemente“ in der Schaltflächenleiste auf „Belastungsanalyse“. Die Bauteilanalyse ist nur für Einzelteile verfügbar, zur Berechnung von Baugruppen können weitergehende Simulationswerkzeuge wie DesignSpace oder ANSYS eingesetzt werden.



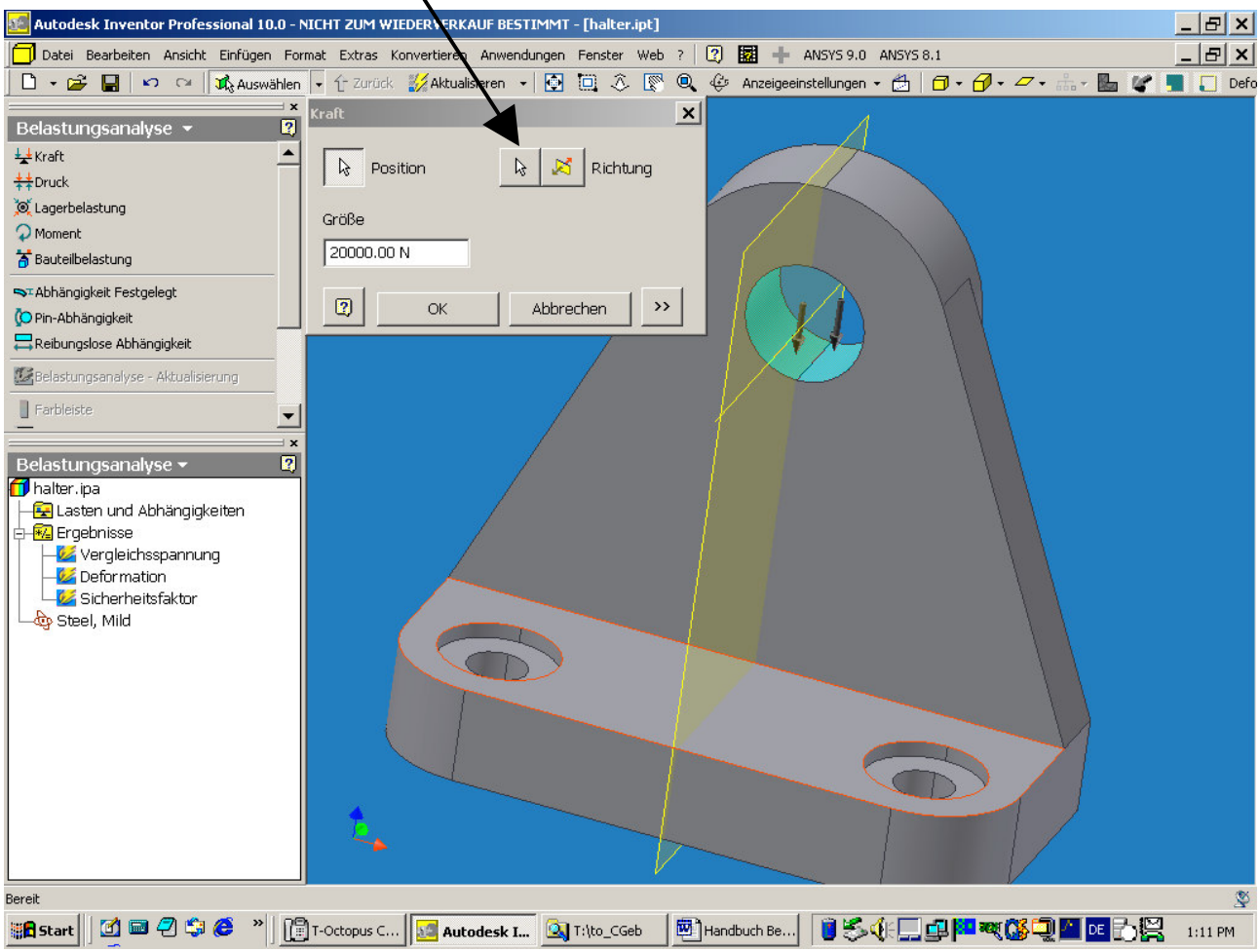
Zu Beginn der Belastungsanalyse wird das Material des Bauteils abgefragt. Aus den vordefinierten Materialien kann hier eines ausgewählt und dem Bauteil zugeordnet werden. Sofern das entsprechende Material nicht vorliegt, kann es unter Format/Stil-Editor neu angelegt oder ggf. angepasst werden. Die Materialzuweisung kann erneut aufgerufen werden mit einem Doppelklick auf den Materialnamen im Browser (z. B. „Standard“ oder „Steel, Mild“)

Nach der Materialdefinition kann der Belastungszustand definiert werden. Dazu wird in der Schaltflächenleiste die entsprechende Funktion zum Definieren von Kräften, Drücken, Momenten etc. ausgewählt.

In diesem ersten exemplarischen Beispiel soll eine Kraft von 20000 N in der Bohrung nach unten wirken. Durch anwählen von „Kraft“ in der Schaltflächenleiste wird die Kraft definiert: Zuerst muß die Geometrie selektiert werden, wo diese Kraft angreift.
Dazu können ein oder mehrere Flächen, Kanten oder Punkte angewählt werden. Ein kleines Pfeil-Symbol zeigt dabei die Default-Richtung der Kraft an.

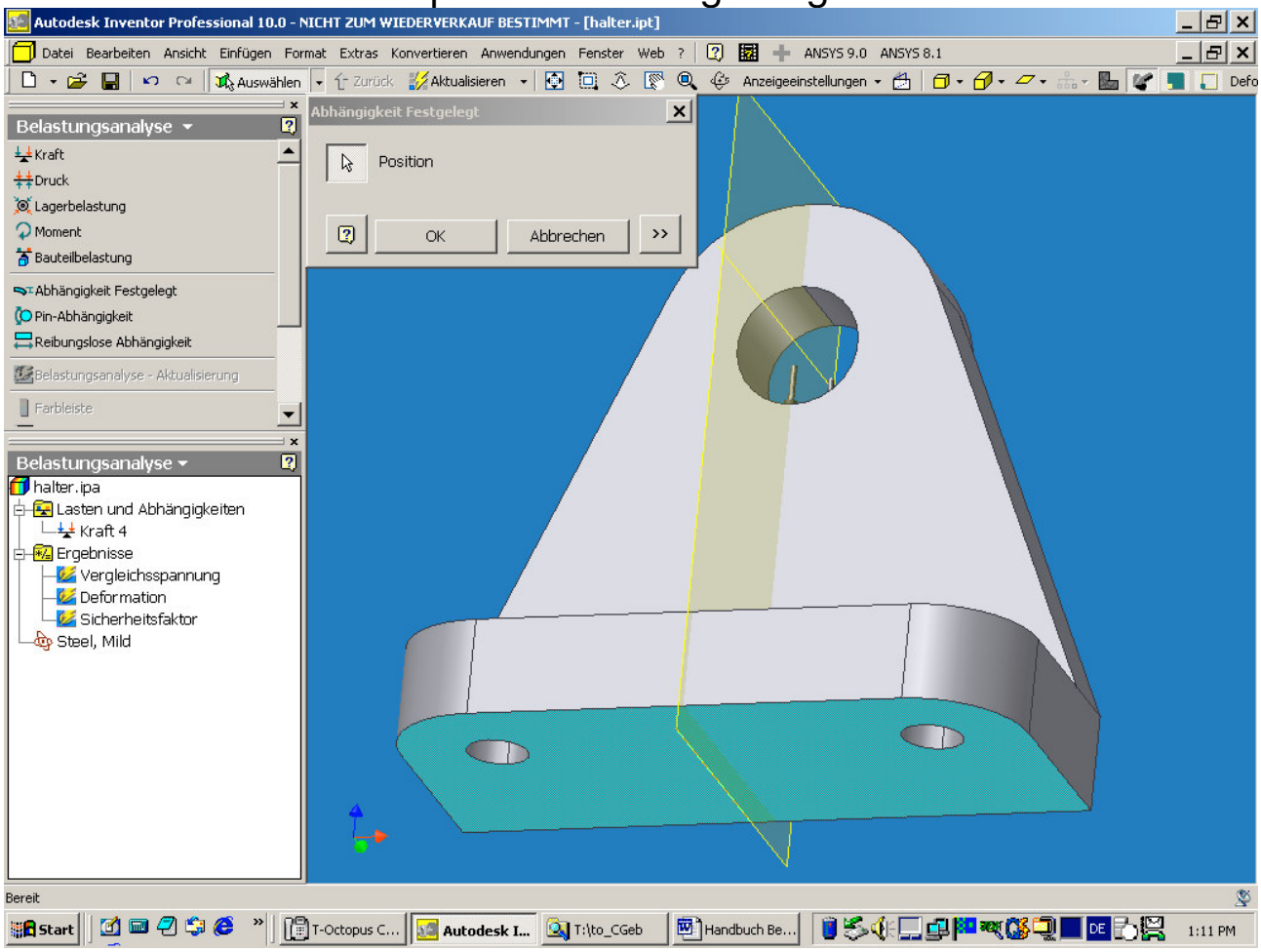


Diese wird durch das Icon „Richtung“ umgedreht. Um die Richtung von vorne/hinten umzuschalten auf oben/unten muß mit dem Mauszeiger-Icon links daneben eine Fläche, Kante oder Zylinderfläche angewählt werden, durch die ein neuer Richtungsvektor definiert ist (im Bild zu sehen: Flächennormale der unteren Fläche definiert die neue Kraftrichtung nach oben/unten, mit Richtung wird der Pfeil – falls erforderlich - nach unten gedreht).

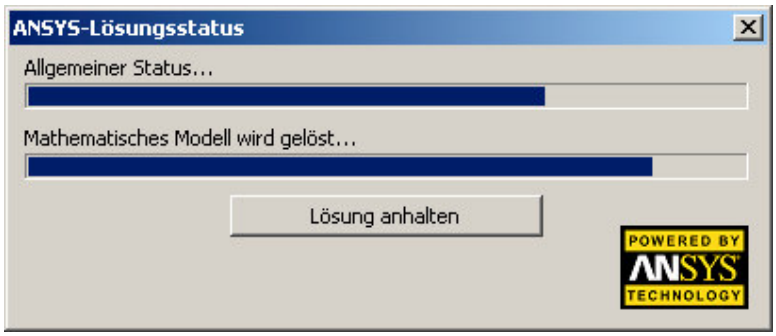


Je Fläche (analog Kante, Punkt), wir ein Symbol für die eingeleitete Kraft dargestellt. Die definierte Kraft wird gleichmässig auf alle selektierten Flächen aufgeteilt.

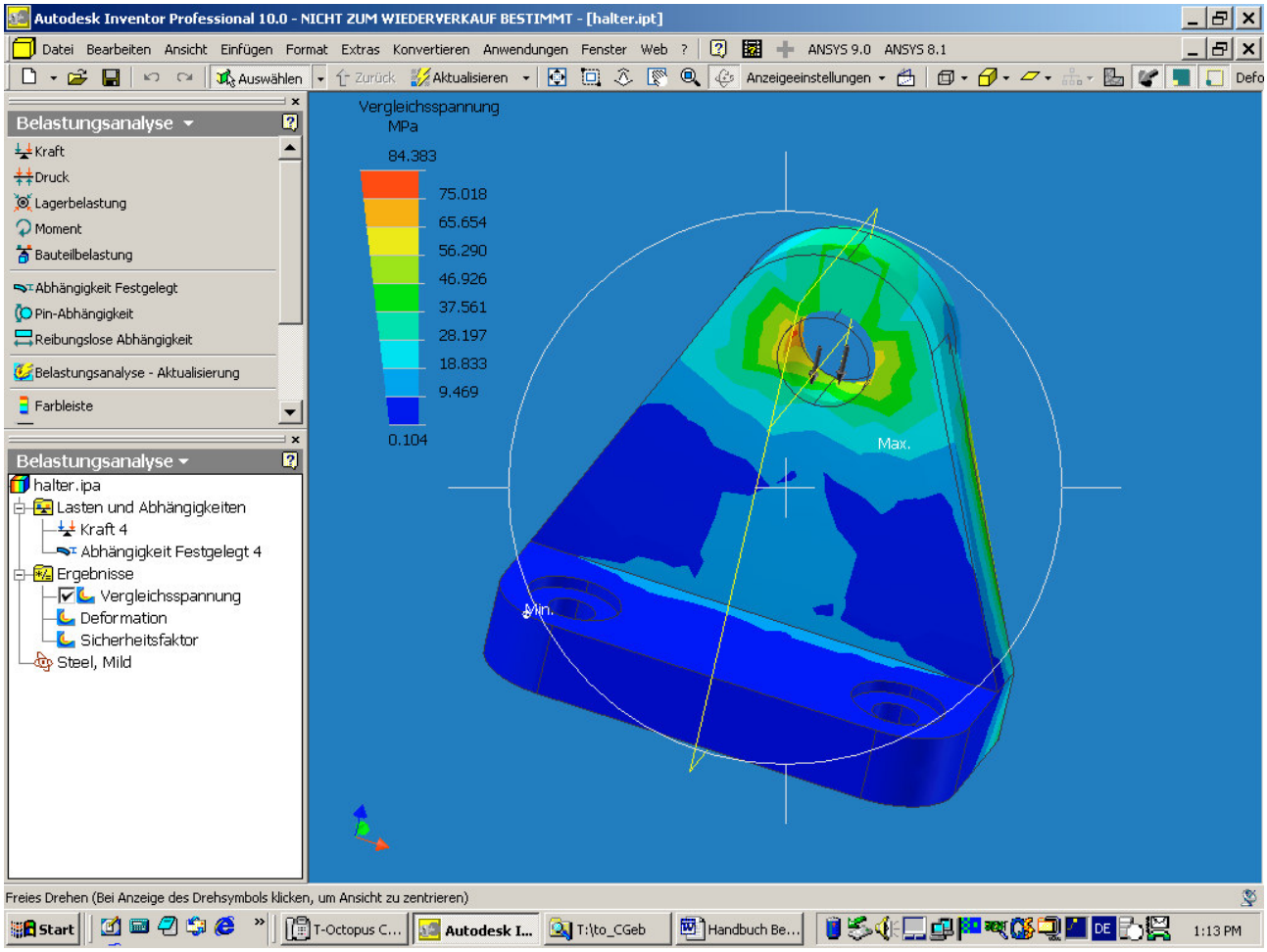
Um den Winkel zu halten muß nun noch ein Lager definiert werden. Dazu wird in der Schaltflächenleiste „Abhängigkeit Festgelegt“ ausgewählt und die untere Auflagefläche des Winkels selektiert. Damit ist dort eine komplett fixierte Lagerung definiert.



Der Strukturbaum zeigt jetzt eine definierte Last und ein Lager, d. h. die Analyse kann mit „Belastungsanalyse Aktualisierung“ in der Schaltflächenleiste gestartet werden. Es erscheint eine Fortschrittsanzeige und nach kurzer Zeit ist die Analyse beendet.

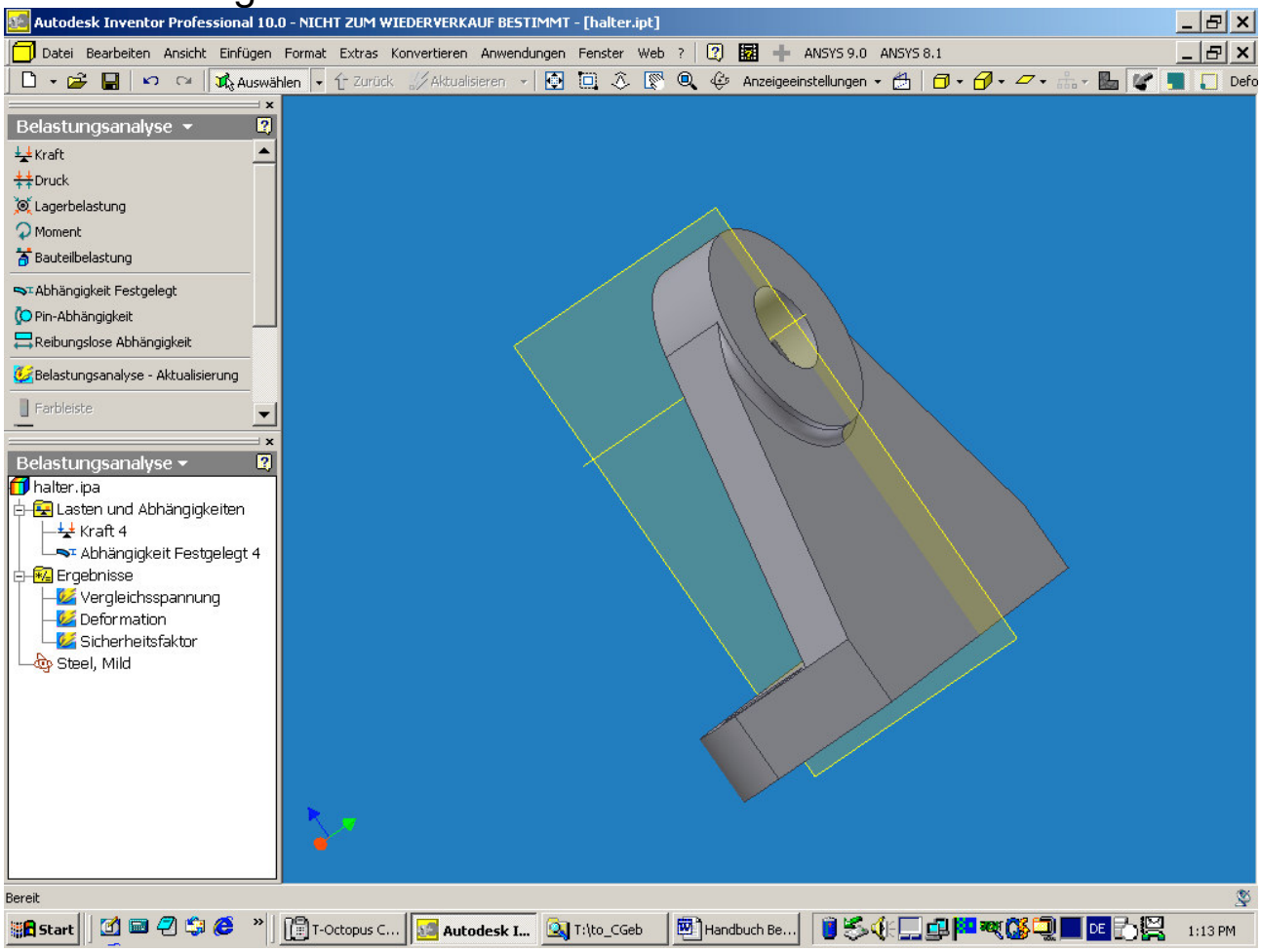


Im Browser können die Ergebnisse Vergleichsspannung, Deformation und Sicherheit durch Doppelklick auf das Ergebnissymbol vor der Ergebnisbezeichnung angewählt werden.



2.1 Berechnung geometrischer Varianten

Nach einer Geometrieänderung sind im Browser die Ergebnisse nicht gültig. Der Blitz im Strukturbaum zeigt an, dass die Berechnung aktualisiert werden muss („Belastungsanalyse Aktualsierung“.



Wichtig:

- Überprüfen Sie alle Lastfälle unter dem aktualisierten Modell und vergewissern Sie sich, dass alle Lasten und Einspannungen weiterhin an den richtigen Stellen wirken.

Anmerkungen

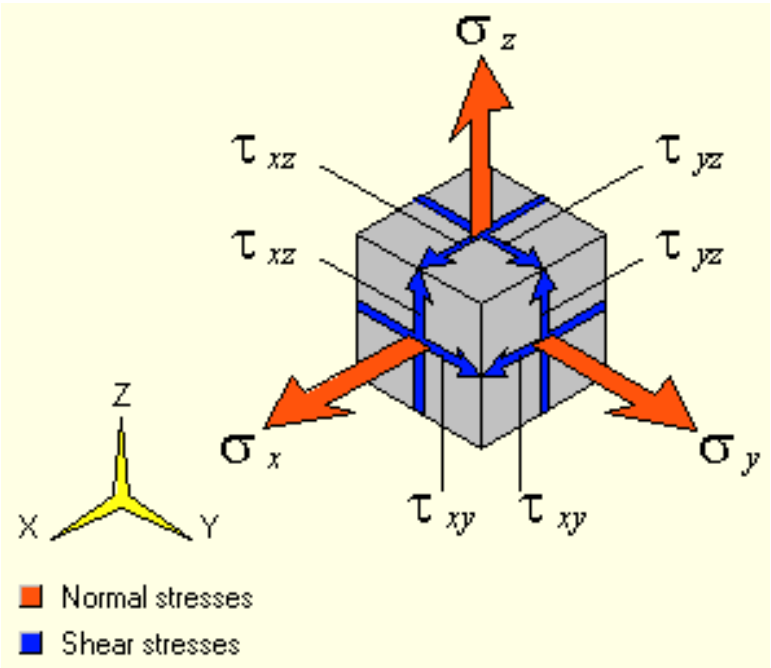
- Die Berechnung ist je nach Bauteil und Genauigkeitsvorgabe (siehe Kapitel 4) ein zeitaufwendiger Prozess. Stellen Sie sicher, dass Sie alle erforderlichen Eingaben für eine vernünftige Analyse eingegeben haben und dass der Rechner für die Dauer der Analyse ohne Unterbrechung arbeiten kann.
- Die üblichen Berechnungszeiten liegen im Bereich von wenigen Minuten. Bei deutlich höheren Rechenzeiten, prüfen Sie bitte die Konfiguration Ihres Rechners. Insbesondere kommen dem Hauptspeicherausbau und der Geschwindigkeit des Plattenzugriffs zentrale Bedeutung zu.

3 Ergebnisauswertung

Ist die Berechnung fertiggestellt, sehen Sie die Verteilung eines Ergebnisses über das komplette Bauteil in Form eines farbigen Konturbildes, wenn Sie das gewünschte Ergebnis anwählen.
Die nachfolgenden Details zur Spannungsbetrachtung bietet Ihnen einige Hintergrund-Informationen, wie sich die Spannungsverteilung in Ihrem Bauteil zusammensetzt. AIP FEM bietet nur EINE Spannung. Dieser Wert ist ein Vergleichswert, der sich aus mehreren Einzelspannungen zusammensetzt, dadurch aber auch einige Informationen verliert (z. B. ob es eine Zug- oder eine Druckspannung ist). Die Kenntnis der zugrunde liegenden Größen erleichtert in kniffligen Fällen die Interpretation der Ergebnisse.

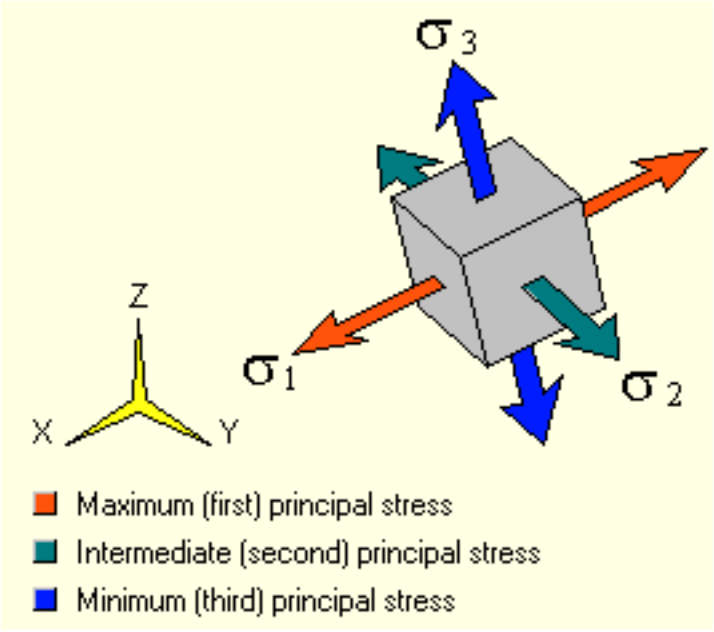
3.1 Spannungen

Der dreidimensionale Spannungszustand nach der Elastizitäts-Theorie sieht an einem infinitesimal kleinen Volumen wie folgt aus:

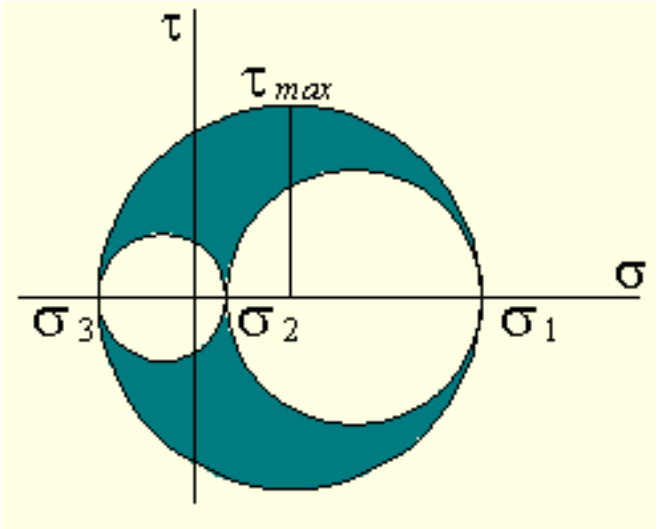


Normalspannungen sind die Spannungen σ_x, σ_y , σ_z , die senkrecht auf die zu betrachtende Fläche wirken.
Die Schubspannungen τ_{xy}, τ_{yz}, τ_{xz} wirken dagegen in der betrachteten Ebene. Normal-Zugspannungen sind positiv, Normal-Druckspannungen sind negativ. Schubspannungen sind positiv, wenn die 2 definierenden Achsen sich zueinander drehen (Rechte-Hand-Regel). Diese sechs Werte sind Komponenten des dreidimensionalen Spannungszustandes.

Das infinitiv kleine Volumen, das nach globalen Koordinaten ausgerichtet ist, kann nun so gedreht werden, dass die Schubspannungen Null werden, d. h. es treten nur Normalspannungen auf. In diesem schub-spannungsfreien Zustand sind die Normalspannungen maximal, man spricht daher auch von den Hauptspannungen. Von physikalischer Bedeutung sind die Hauptzugspannungen σ_1 und die Hauptdruckspannungen σ_3. Sie werden oft auch für die Berechnung von Vergleichs-spannungen herangezogen. Durch die Verwendung von Hauptspannungen hat man die Datenmenge von 6 Größen auf 3 reduziert (sofern nur die Größe der Belastung interessant ist).



Die maximalen Schubspannungen erkennt man aus dem Mohrschen Spannungskreis. Sie ergibt sich zu $\tau_{max}=(\sigma_1-\sigma_3)/2$. Die Hauptspannungen und die maximale Schubspannungen sind Invarianten, d. h. sie hängen nicht von der Orientierung des Berechnungsmodells im Raum ab, sondern lediglich von den physikalischen Größen. Sie lassen sich daher gut zur Beurteilung des Bauteilverhaltens heranziehen.



In der Regel ist der sich einstellende Spannungszustand eines komplexen Bauteils unter realen Kräften dreidimensional. Die üblichen Vergleichsgrößen der Werkstoffe werden jedoch in einer eindimensionalen Kenngröße (z. B. Zuggrenze) ermittelt. Je nach Werkstoffverhalten kann der dreidimensionale Spannungszustand in eine skalare Vergleichsgröße umgerechnet werden, die zum einen deutlich einfacher in der Handhabung ist (beispielsweise um Varianten miteinander zu vergleichen) und schließlich auch einen Vergleich der errechneten Spannung mit den zulässigen Spannungen aus den Werkstoff-Versuchen ermöglicht.

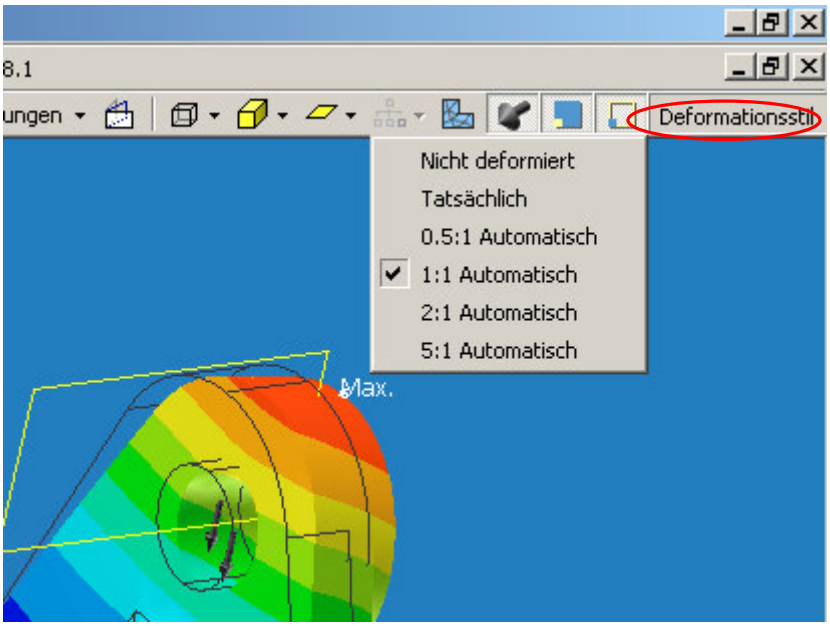
Insgesamt gibt es 4 verschiedene Methoden, eine solche Spannung zur Bewertung des dreidimensionalen Spannungszustandes zu berechnen:

- Vergleichsspannung nach von Mises, Gestaltänderungshypothese (Max Equivalent Stress)
  Anwendung: zähes Material wie Alu oder Stahl das durch auftreten plastischer Deformation versagt, wenn die errechnete Vergleichsspannung größer als der Werkstoffkennwert ist ($\sigma_{equivalent} > S_{limit}$)
  Werkstoffkennwert: Fließgrenze (nur bei deutlich ausgeprägtem Fließen!!) oder Bruchgrenze
  Formel: $\sigma_{equivalent} = \sqrt{0.5((\sigma 1-\sigma 2)^2+(\sigma 2-\sigma 3)^2+(\sigma 3-\sigma 1)^2)}$
- Maximale Schubspannung, Schubspannungshypothese
  Anwendung: Kunststoffe
  Formel: $\sigma_{Intensity} = \sigma_{Tresca} = 2\tau_{max}$
- Mohr-Coulomb Theorie, Theorie der internen Reibung (Mohr-Coulomb Stress)
  Anwendung: sprödes Material wie gehärtete Stähle
  Formel: $\sigma_1/S_{maxZug} + \sigma_3/S_{maxDruck} < 1$
- Maximale Zugspannung (Max Tensile Stress)
  Anwendung: Gusswerkstoffe wie z. B Gusseisen
  Werkstoffkennwert: Bruchgrenze aus dem Zugversuch
  Formel: $\sigma_{Zug} = \sigma_1$=Hauptzugspannung (maximal principal stress)

In der Belastungsanalyse in AIP basiert die berechnete Vergleichspannung auf der Theorie nach v.-Mises.

3.2 Deformation

Die Deformation ist das wichtigste Hilfsmittel, um die Güte eines Berechnungsmodells zu überprüfen. Der wesentliche Faktor, der die Genauigkeit einer Berechnung bestimmt, ist die Güte der Randbedingungen.



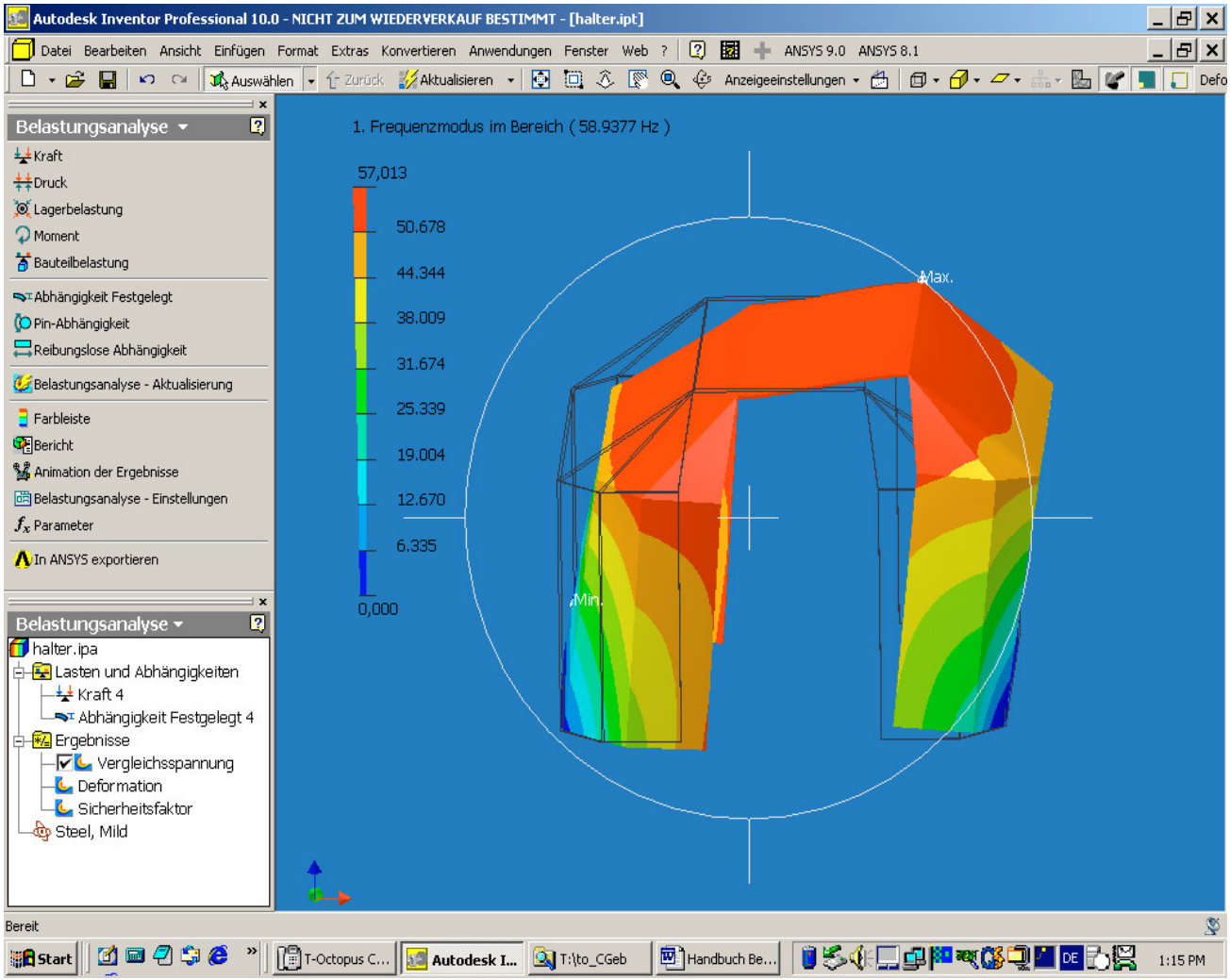
Zur Kontrolle der Randbedingungen betrachtet man die Verformung, da man diese noch recht einfach auf Plausibilität überprüfen kann. Ein sehr wertvolles Hilfsmittel ist dabei die Skalierung der Verformung. Die Skalierung wird automatisch errechnet (1:1), kann aber vergrößert werden (2:1, 5:1), so dass die Verformungstendenz besser sichtbar wird.

Stimmt das Verformungsverhalten in der Berechnung nicht mit dem erwarteten Verformungsverhalten im realen Anwendungsfall überein, sollten die Randbedingungen neu überdacht und umdefiniert werden.

Wenn Sie Hilfe brauchen, die Belastungen und Lagerungen richtig zu definieren, bietet Ihnen die CAD-FEM GmbH Unterstützung an.

3.3 Eigenfrequenzen

Die Eigenfrequenz- oder Modalanalyse in Inventor ermittelt, welche Eigenfrequenzen für ein Bauteil unter bestimmten Situationen vorliegen. Dazu muß unter „Belastungsanalyse Einstellungen“ der Analysetyp von „Belastungsanalyse“ auf „Modalanalyse“ umgestellt werden.

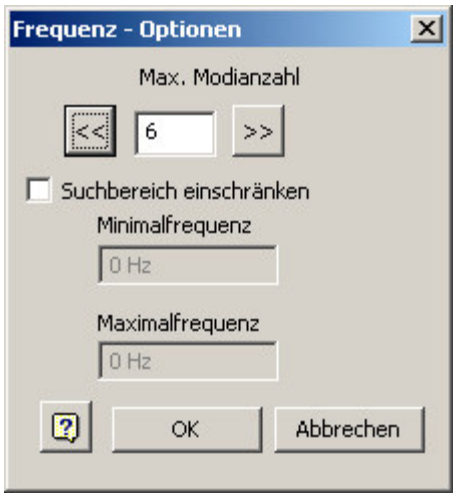


Liegt eine der berechneten Eigenfrequenzen in der nähe einer Erregerfrequenz (z. B. durch Unwucht einer drehenden Welle), besteht die Gefahr einer Resonanzschwingung. Falls ein solcher Resonanzfall auftritt, kann die zu der kritischen Eigenfrequenz gehörige Schwingungsform als verformtes Bauteil dargestellt werden, so dass man leicht erkennen kann, wie die Schwingung aussieht und welche Gegenmassnahmen man ergreifen muss.

Beispiel: Oben gezeigte Abdeckhaube sitzt über einem Antrieb mit einer Drehzahl von 3600 U/min. Dies entspricht einer Frequenz von 60 U/sek = 60 Hz. Berechnet man die Eigenfrquenzen, zeigt die Bauteilanalyse die erste Eigenfrequenz bei 58 Hz. D. h. die erste Eigenfrequenz wird zum Schwingen angeregt. Die zugehörige Eigenform (Form der Schwingung) der Abdeckhaube deutet darauf hin, dass im oberen Bereich eine Versteifung in Querrichtung hilfreich wäre, die diese Schwingungsform behindert. Dies erkennt man daran, dass in diesem Bereich die Biegung der Deckfläche sehr stark ist. Das dort auch die größte Verformung in rot dargestellt wird ist dagegen nicht von Bedeutung. Nicht dort wo die größte Bewegung (roter Farbbereich) auftritt, muß versteift werden, sondern dort, wo die größte Verzerrung (z. B. Biegung) vorliegt.

Die Zahlenwerte an der Farblegende haben keine physikalische Bedeutung. Der einzige Zahlenwert der sich in der Modalanalyse ermitteln lässt sind die Frequenzen selbst. Weder Verformung noch Spannung lassen sich berechnen, weil dafür 2 wesentliche Grössen, nämlich Anregung und Dämpfung fehlen.

Bei der Berechnung der Eigenfrequenzen werden per Default 6 Eigenfrequenzen (man spricht auch von Moden) berechnet. Die Berechnung erfolgt von unten, d. h. die erste Eigenfrequenz ist z. B. 10 Hz, die zweite 15 Hz, die dritte 18 Hz usw. Wenn höchste errechnete Eigenfrequenz unterhalb der Obergrenze des zu untersuchenden Frequenzbereichs liegt, sind möglicherweise nicht alle relevanten Eigenfrequenzen berechnet worden, d. h. man muß die Anzahl der zu berechnenden Moden erhöhen und nochmals neu rechnen. Dazu im Browser auf Modi klicken (rechte Maustaste) und die Anzahl der Moden erhöhen. ZUSÄTZLICH kann man den Suchbereich mit Minimal und Maximalfrequenz eingrenzen, es gilt dabei aber immer noch, dass nur die Anzahl von Eigenfrequenzen berechnet wird, die unter Max. Modenzahl eingegeben wurde. Erst wenn die höchste errechnete



Eigenfrequenz oberhalb der Obergrenze des zu untersuchenden Bereichs liegt, hat man die Gewähr, alle Frequenzen berechnet zu haben. D. h. man muß einen Kompromiß finden, genügend Eigenfrequenzen zu berechnen ohne andererseits zu viele zu Berechnen. Daher ist es ratsam, nur gerade soviel Moden zu berücksichtigen, wie im interessanten Frequenzbereich liegen. U. U. heißt das aber auch, nochmal rechnen zu müssen, wenn die errechneten Frequenzen sich nicht über den ganzen Frequenzbereich erstrecken, der untersucht werden soll.

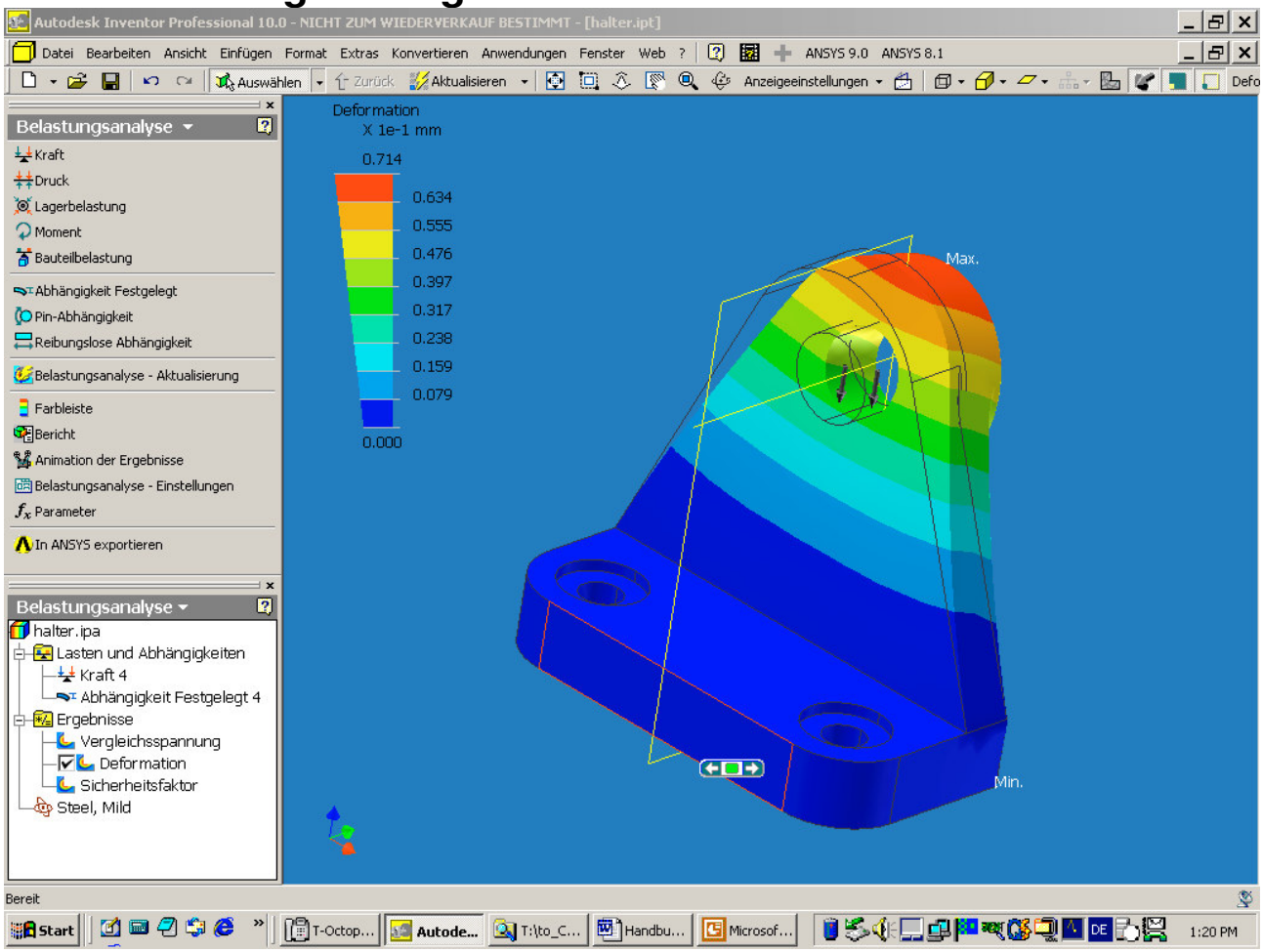
Um diesem Problem aus dem Weg zu gehen, könnten ganz gewitzte Anwender jetzt auf die Idee kommen und die Max. Modenzahl sehr hoch (z. B. 1000) setzen und lediglich die Minimal und Maximalfrequenz anzupassen. Leider wird aber im ersten Berechnungsschritt diese Anzahl von Moden tatsächlich erst mal berechnet und erst im Laufe der Analyse auf die notwendige Modenzahl reduziert, die im Frequenzbereich liegt. Auf diese Weise wird selbst ein einfachstes Modell selbst hochperformante Computer in die Knie zwingen. Fazit: Gut schätzen, Erfahrung sammeln, Ergebnisse kontrollieren, ggf. 2. Rechnung mit etwas mehr Moden.

3.4 Vorgespannte Modalanalyse

Das Spannen einer Gitarrensaite erhöht die Frequenz. Dies ist auch bei Bauteilen des Maschinenbaus so: Auftretende Zugspannungen führen zu einer Erhöhung der Eigenfrequenz (Druckspannungen umgekehrt zu einem Abfall). Um diesen Effekt mit zu berücksichtigen, kann man bei einer Modalanalyse zusätzliche Kräfte definieren. Der daraus resultierende Spannungszustand wird in der Modalanalyse berückstichtigt. Man spricht in diesem Fall von einer vorgespannten Modalanalyse. In Inventor wird dazu unter „Belastungsanalyse Einstellungen“ der Analysetyp auf „Beide“ eingestellt.
Die Definition einer Kraft bedeutet NICHT, dass diese Kraft die Struktur zu Schwingungen anregt. Sie dient lediglich dazu den versteifenden ober abschwächenden Einfluß einer Belastung zu definieren. Die Anregung durch eine harmonische Last

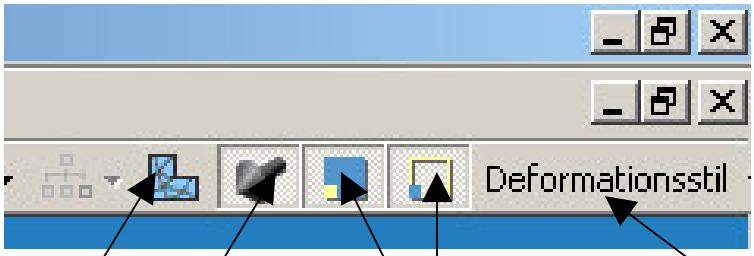
(sinusförmig) und der dämpfende Einfluß von Kontaktstellen (Schrauben, Schweißnähte) oder dem Material kann mit weitergehenden Programmen der ANSYS Produktfamilie detailliert untersucht werden.

3.5 Darstellung der Ergebnisse



Bei Konturplots (Farbbildern) entspricht jeder der farblich gekennzeichneten Bereiche der numerischen Spanne, die in der Legende angegeben ist. Beispielsweise liegen in der vorangehenden Abbildung die Verformungen im gelben Bereich zwischen 0.0634 und 0,0741 mm (Achtung: evtl. vorhandenen Skalierungsfaktor über der Legende beachten!!!). Durch diesen Konturplot lässt sich also sehr schnell die Verteilung eines Ergebnisses für das komplette Bauteil erfassen. Dies gilt nicht nur für Verformungen sondern auch für Spannungen und Sicherheiten.

Die Belastungsanalyse gibt Ihnen die Möglichkeit, die Ergebnisdarstellung weitgehend Ihren Wünschen anzupassen.



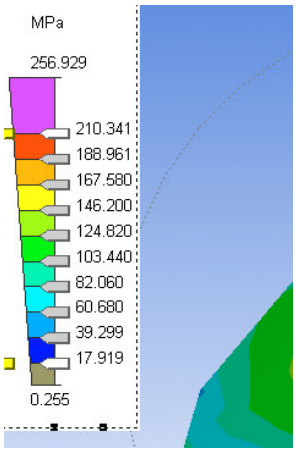
Elementkanten Ein/aus

Randbedingungen Ein/aus

Min/Max-Markierung ein/aus

Überhöhungsfaktor der Verformung

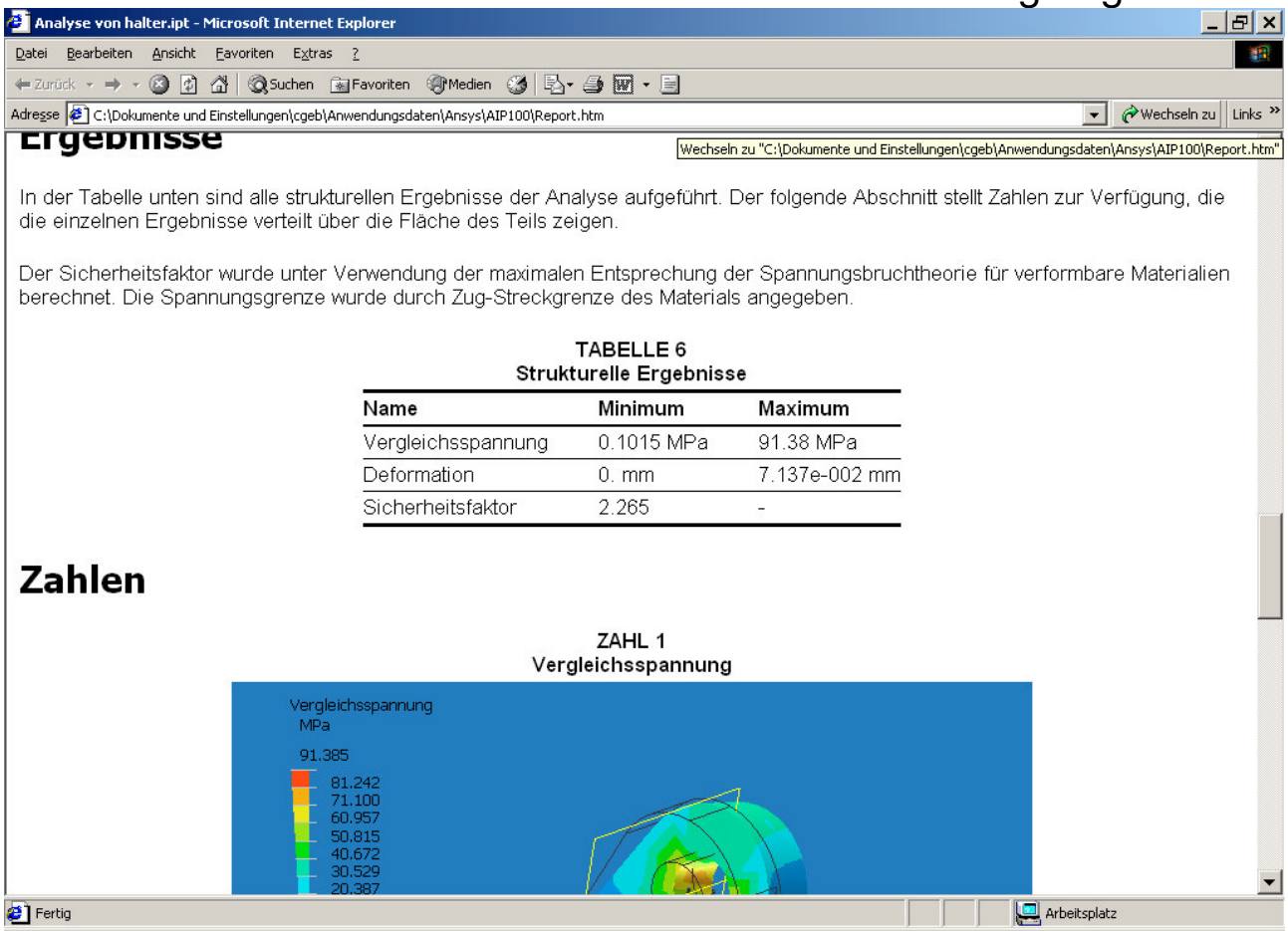
Der Wertebereich der Farblegende kann eigenen Wünschen angepasst werden. Dazu muss „Farbleiste“ in der Schaltflächenleiste angeklickt werden. Es können dann die Begrenzungslinien der einzelnen Wertebereich entweder einfach mit der Maus verschoben werden (graue Balken), oder die Werte



können auch manuell überschrieben werden (Zahlenwert anklicken). Wird der Wertebereich verkleinert, werden Bereiche oberhalb des Maximalwerts in Magenta, unterhalb des Minimalwerts in Grau dargestellt. Der Betrag des jeweiligen Wertes wird durch die Breite der Legende sichtbar: Bei Null hat sie ihre schmalste Stelle, bei Minimal- und Maximalwert wird sie breiter. Wenn der magentafarbene oder graue Bereich in der Legende zuviel Platz einnimmt, kann mit den beiden gelben Markern auf der linken Seite der Legende der farbige Wertebereich gespreizt werden, ohne dass der Wertebereich sich ändert (z. B. für Singularitäten). Klickt man doppelt IN die Farbe eines Legendenbereiches, kann die Farbe als solches geändert werden (z. B. Rot in Braun).

3.6 Automatische Dokumentation - Web-Report

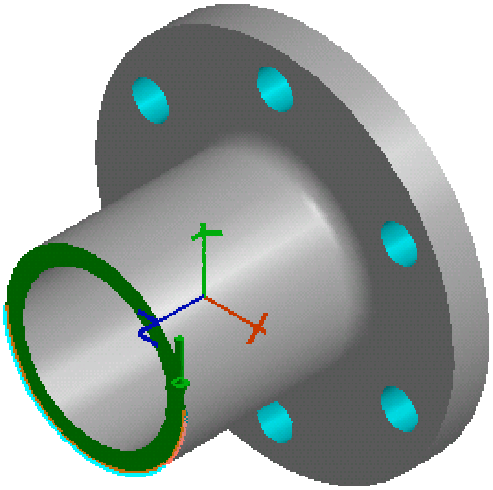
In der Belastungsanalyse besteht die Möglichkeit, sich alle Berechnungsprojekte automatisch in einem internetfähigen Bericht dokumentieren zu lassen. Nachdem eine Berechnung durchgelaufen ist, kann mit dem Icon “Bericht” in der Schaltflächenleiste der Bericht erzeugt werden. Zu jedem Ergebnis wird automatisch ein Bild mit der aktuellen Ansicht eingefügt.



Dieser Bericht ist ein HTML-Dokument, das aus mehreren Dateien besteht. Um ihn in Word zu ergänzen, wählen Sie bitte „Datei/Bearbeiten mit Microsoft Word for Windows“. Damit alle Bilder im Word-Dokument mit gespeichert werden, sollte in Word unter Bearbeiten/Verknüpfungen „Grafik in Dokument speichern“ für alle eingebundenen Grafiken aktiviert werden, damit die Bilder im Word-File gespeichert werden (bitte als *.doc speichern!). Sie erhalten damit EINE Datei, die alle Daten (auch Bilder) enthält.

3.7 Reaktionskräfte

Die Reaktionskräfte werden berechnet, wenn im Strukturbaum die entsprechende Lagerung angewählt ist und mit der rechten Maustaste „Rückstosskraft“ angewählt wird. Dabei ist jedoch zu beachten, dass bei Mehrfachselektion (bei der Definition der Lagerung) die Summe angezeigt wird. Will man also für jede Fläche die Reaktionskraft einzeln, muss dies bereits bei der Definition der Lagerstellen beachtet werden und jede Fläche einzeln gelagert werden.
Typisches Beispiel: In einem Flansch soll die maximale Schraubenkraft ermittelt werden.



Definiert man EINE Lagerung, die alle 6 Bohrungen enthält, ist die Reaktionskraft die Summe der Kräfte in den 6 Bohrungen. Um die einzelnen Kräfte je Bohrung zu erhalten, muss also jede Bohrung in einer separaten Lagerung fixiert werden.

3.8 Informationen des Berechnungskerns

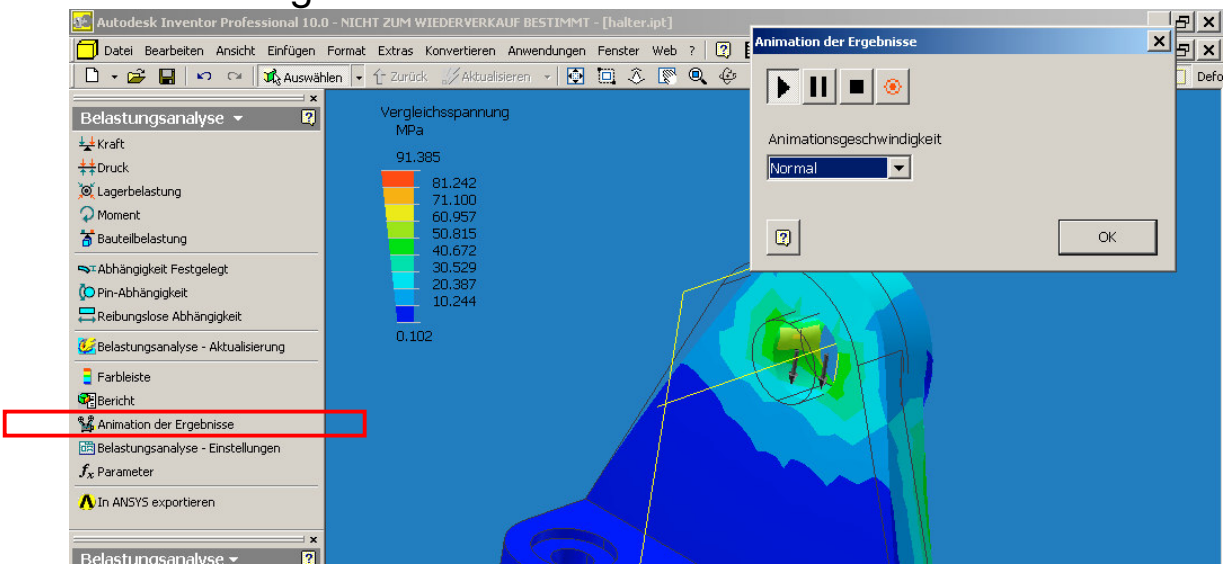
- Die Datei “solve.out” im TEMP-Verzeichnis enthält Informationen über die Lösung des Gleichungssystems, wie Anzahl der Freiheitsgrade, Memorybedarf, Rechenzeit, Anzahl der Elemente oder verwendetem Solver.
- “file.err” im TEMP-Verzeichnis enthält Fehlermeldungen von ANSYS, die während der Lösung des Gleichungssystems auftauchen.
- Bei Problemen bieten diese Dateien einen guten Ansatzpunkt, die Ursache zu suchen

3.9 Ergebnisbilder exportieren

Die Ergebnisdarstellung kann – wie in Inventor üblich – über Kopie/Speichern_unter als Grafikdatei z. B. im Format BMP durchgeführt werden.

3.10 Animationen

Inventor bietet die Möglichkeit, neben statischen Bildern der Verformung auch eine Animation anzuzeigen, mit der die Verformungstendenz noch besser erkennbar ist. Die Geschwindigkeit der Animation ist einstellbar.



3.11 Ergebnisbewertung mit Sicherheiten

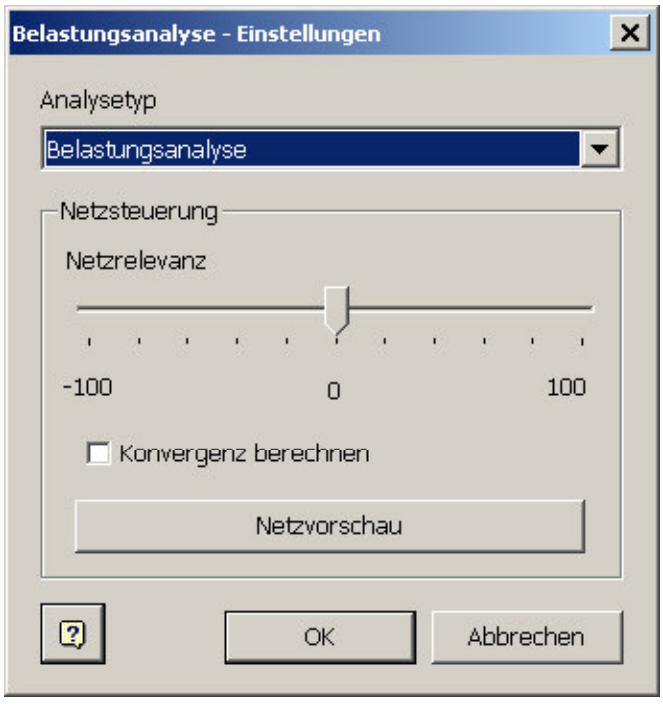
Die Konturbilder für Spannungen, Dehnungen und Verformungen zeigen Ihnen sehr detailliert, wo kritische Bereiche in Ihrer Konstruktion auftreten. Oft ist jedoch eine schnelle Aussage über das Bauteilverhalten wünschenswert, die anhand einer einzigen Kenngröße zu erkennen gibt, ob das Bauteil die geforderten Spezifikationen erfüllt. Je nach Material und Belastung können verschiedene Kenngrößen gefordert sein, die aus den Spannungen abgeleitet sind.

Eine weitverbreitete Größe ist der Sicherheitsbeiwert (kurz: die Sicherheit) nach der Von Mises-Vergleichsspannung. Sie setzt die im Bauteil maximal zulässige Spannung (die durch den Werkstoff bestimmt ist z. B. Fließspannung, Bruchspannung) in Relation zu der maximal auftretenden Spannung (Vergleichsspannung nach von Mises). Das Verhältnis der zulässigen zur auftretenden Spannung muss größer 1 sein, damit das Bauteil nicht versagt, d. h. die Sicherheit muss größer 1 sein. Auch die Sicherheit kann in Form eines Konturbildes auf der 3D-Geometrie dargestellt werden. AIP FEM verwendet zur Berechnung der Sicherheiten die v.-Mises-Vergleichsspannung, die Zug- und Druck gleich kritisch bewertet. Mit weitergehenden Programmen wie DesignSpace oder ANSYS kann für Werkstoffe, die auf Zug und Druck unterschiedlich reagieren (Guss), die Sicherheit nach anderen Methoden errechnet werden.

4 Genauigkeit

Wenn man bei der Berechnung von Bauteilen von Genauigkeit spricht, muss man zwischen 2 Arten der Genauigkeit unterscheiden: Die erste, die sogenannte Diskretisierungsgüte, gibt die Genauigkeit des Berechnungsverfahrens bei festgelegten Randbedingungen an. Diese Diskretisierungsgüte, die umso besser wird, je feiner das Berechnungsverfahren arbeitet, kann manuell eingestellt werden. Die zweite Unschärfe bei der Berechnung besteht im sogenannten Modellfehler. Hierunter fallen z. B. Unsicherheiten in der Größe der Belastung, ungeklärte Lagerbedingungen oder Vereinfachungen (z. B. lineares Material bei Kunststoffen). Dieser Modellfehler kann von keiner Berechnungssoftware erkannt werden, da dies die Abstraktion des physikalischen Problems auf ein rechnerinternes Modell darstellt. Ist dieser Schritt jedoch mit ingenieurmäßigem Verstand vollzogen worden, können Ergebnisse mit guter Genauigkeit erwartet werden.

4.1 Diskretisierungsfehler



In AIP FEM kann die Ergebnisgüte über die Netzdichte mittels eines Schiebereglers eingestellt werden. Dazu in der Schaltflächenleiste „Belastungsanalyse Einstellungen“ wählen. Die Netzrelevanz –100 heißt, das Bauteil wird so grob wie möglich vernetzt, rechnet dadurch also sehr schnell, ist aber auch ungenauer. Die Netzrelevanz +100 bedeutet, das Bauteil wird so fein wie möglich vernetzt, die Genauigkeit ist höher, der Berechnungsaufwand steigt.

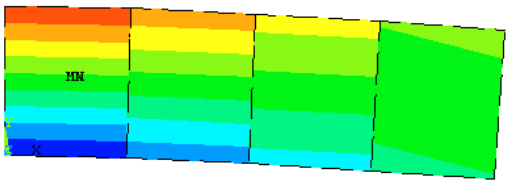
4.1.1 Wie genau ist das Ergebnis?

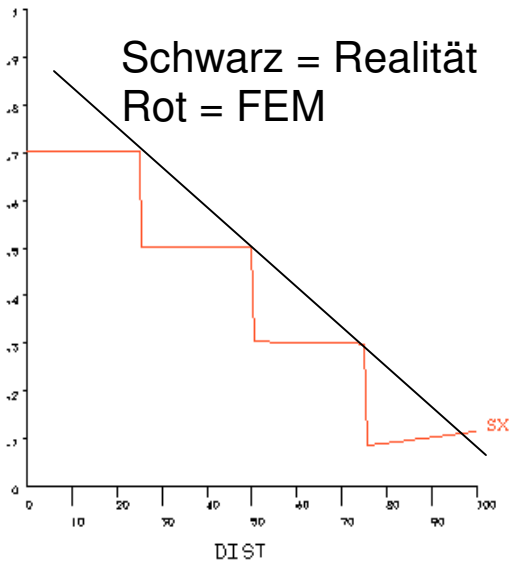
Rechnet man ein Modell mit grober mittlerer und feiner Netzdichte durch, erhält man 3 mehr oder weniger unterschiedliche Berechnungsergebnisse. Um die Genauigkeit abschätzen zu können, sollte man versuchen zu erkennen, zu welchem Wert die Berechnung „konvergiert“.

Was heißt nun Konvergenz?

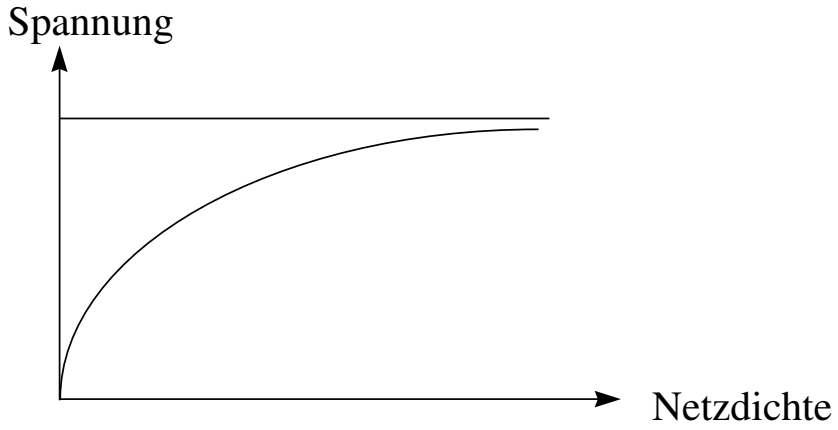
Die FEM ist ein Näherungsverfahren, bei dem ein Kontinuum über einzelne Teilbereiche, die Elemente, abgebildet wird. Innerhalb eines Elementes wird dabei eine bestimmte Ergebnisgröße (z. B. Verformung) mit einer Funktion abgebildet (in AIP FEM z. B. mit einer Funktion vom Grad 2, man spricht daher auch von parabolischer Ansatzfunktion). Bei einem Gradienten im Ergebnis (z. B. Spannungskonzentration) ist die hinreichend genaue Abbildung dieser Ergebnisgröße nur möglich, wenn der jeweilige Teilbereich klein genug ist. D. h. wenn hohe Gradienten (z. B. Spannungskonzentrationen) vorliegen ist eine feinere Vernetzung erforderlich. Wird die Netzdichte also verfeinert, steigt die Berechnungsgenauigkeit an, und das Ergebnis nähert sich asymptotisch dem physikalisch richtigen Ergebnis.

Bei nebenstehendem Biegebalken wurde ein vereinfachtes Finite-Element verwendet (wie es in AIP nicht verwendet wird). Man sieht, dass die groben Elemente den Spannungsverlauf nur sehr ungefähr abbilden können. Der maximale Spannungswert im FEM-Ergebnis liegt durch das grobe Netz relativ weit unterhalb des richtigen Ergebnisses. Wenn die Elemente feiner werden, und damit die Abstufung, wird der Spannungsverlauf genauer abgebildet und die FEM-Rechnung kann auch näher an das Maximum herankommen.





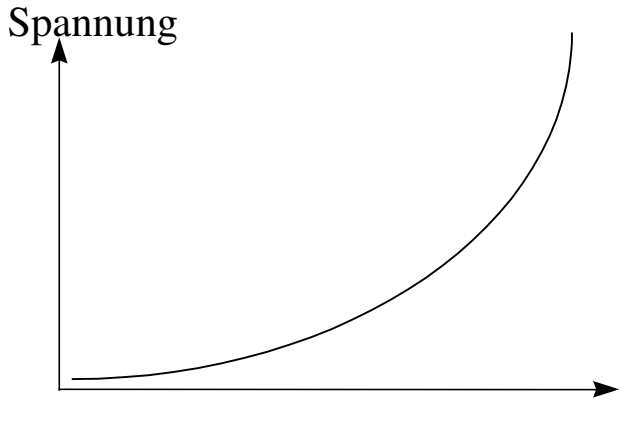
Zeichnet man sich z. B. die Spannung in Abhängigkeit von der Netzdichte auf, ergibt sich im Prinzip folgendes Bild:



Man sieht also, dass mit zunehmender Netzdichte das Ergebnis immer näher an einen Grenzwert herankommt. Man spricht bei einer solchen Annäherung an ein Ergebnis auch von Konvergenz. Möchte man also ein möglichst genaues Berechnungsergebnis sollten mindestens 3, besser 4 oder 5 Berechnungen mit immer feiner werdendem Netz in dieser Form ausgewertet werden. Die Horizontale, an die sich das Ergebnis annähert, ist das konvergente Ergebnis, das zur Bewertung herangezogen werden sollte.

Was heißt Divergenz?

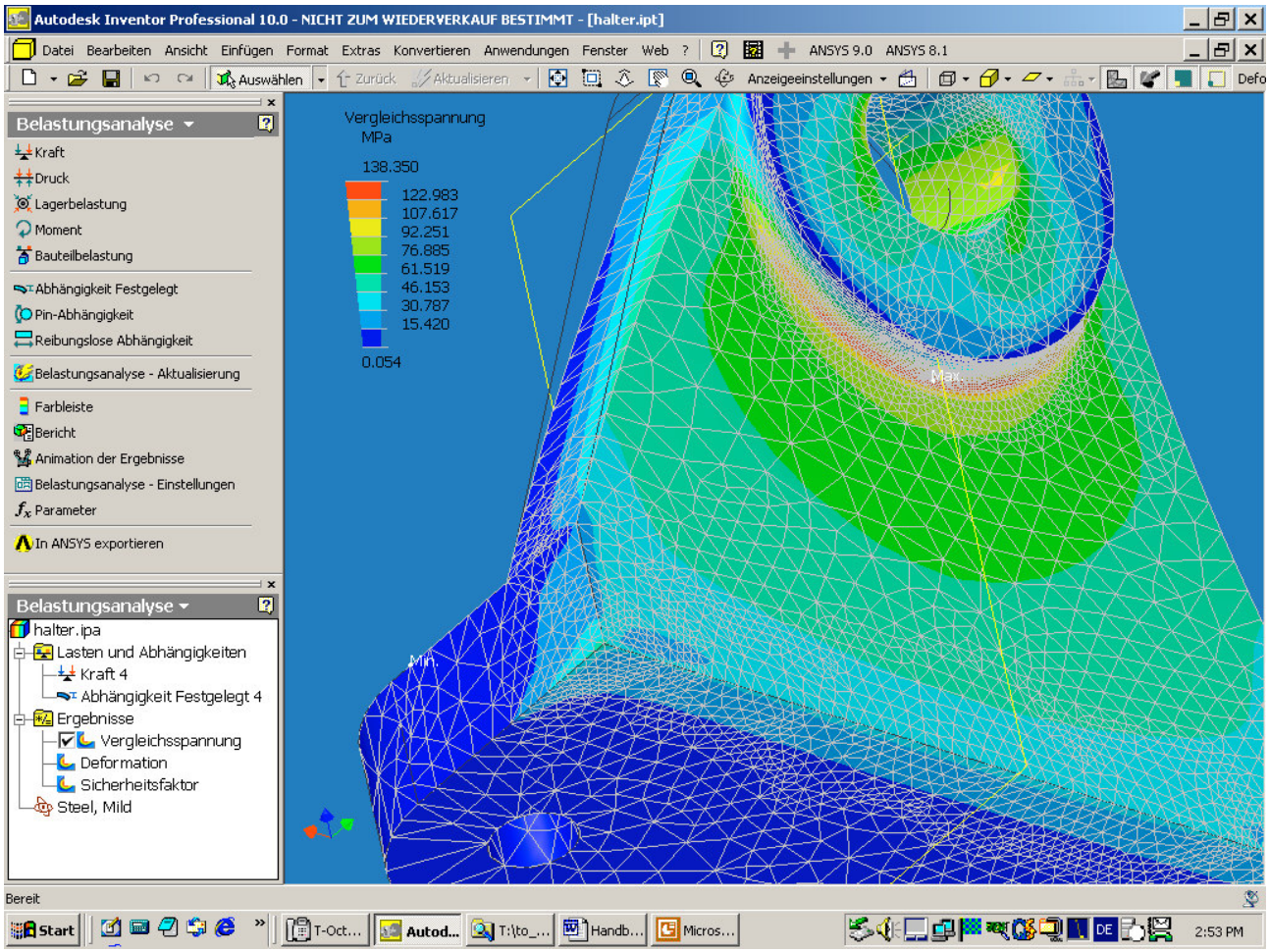
Stellt man sich ein Bauteil vor, das eine theoretisch unendlich scharfe Ecke enthält, so ist dort die Spannung unendlich hoch. In der Realität tritt dies jedoch so nicht auf, da a.) jede Ecke eine Ausrundung enthält, sei sie auch noch so klein und b.) das Material sehr lokal plastifiziert und dadurch die Spannungen abbaut. Da beide Effekte in Inventor nicht berücksichtigt werden, wird mit zunehmender Netzdichte an dieser scharfkantigen Ecke, der unendlich hohe Spannungswert immer höher, also tatsächlich immer genauer. Der Spannungswert ist aber unendlich hoch. Man spricht dann auch von Divergenz.



In solchen Fällen macht also eine globale Betrachtung keinen Sinn. Diese singulären Stellen können nicht sinnvoll ausgewertet werden. Bei singulären Spannungen ist in der Regel eine Verrundung oder sonstige konstruktive Maßnahme vorzunehmen, um das Bauteil zu entschärfen oder man ignoriert diesen Bereich in der Auswertung.

In Inventor Professional kann eine Genauigkeitsprüfung bei Bedarf eingeschaltet werden. Dazu wird unter „Belastungsanalyse Einstellungen“ die „Konvergenz“ aktiviert. Inventor-Professional verfeinert dann das Finite-Element-Netz an den Stellen, an denen hohe Spannungsgradienten vorliegen automatisch, berechnet das Spannungsergebnis mit dem verfeinerten Netz und prüft, wie stark sich das Ergebnis vom vorherigen Berechnungsdurchgang unterscheidet. Ist die Änderung größer als 10% wird nochmals verfeinert und gerechnet (insgesamt bis zu drei mal), ist sie kleiner als 10% ist damit die voreingestellte Genauigkeitsgrenze (Konvergenz) erreicht und Inventor Professional stoppt die Berechnung. Durch die Verfeinerung wird das Berechnungsmodell mit jedem Verfeinerungsschritt größer, damit steigt die Berechnungszeit deutlich an. Auf der anderen Seite erhält man ein genaueres Berechnungsmodell, da an den relevanten Stellen die Netzdichte lokal verfeinert wurde. Es kann vorkommen, dass auch nach 3 Verfeinerungen keine Konvergenz erreicht ist, die Genauigkeit der Analyse also nicht erreicht wurde. Es sollte dann eine entsprechende Fehlermeldung ausgegeben werden, was leider nicht immer zuverlässig passiert. In solchen Situationen empfiehlt es sich, ein erweitertes Paket wie ANSYS oder DesignSpace

einzusetzen, bei dem die Vernetzung manuell gesteuert werden kann.
Ein so verfeinertes Netz sieht z. B. so aus:



Man sieht deutlich die verfeinerte Netzdichte in der Kerbe. Tritt die Verfeinerung an einer inneren scharfen Ecke oder an einer Lagerstelle auf, liegt mit hoher Wahrscheinlichkeit eine Singularität vor, also ein Bereich, wo die Spannungen unendlich hoch und damit nicht berechenbar sind. An solchen Singularitäten werden die Elemente mehr und mehr verfeinert, bis die Berechnung abbricht, weil das Berechnungsmodell zu groß wird oder die maximale Anzahl der Verfeinerungsschritte erreicht ist .
Aus diesem Grund sollte eine Konvergenzprüfung nur für geeignete Modelle aktiviert werden z. B. bei hohen Spannungen an Kerben, nicht jedoch an Modellen mit Spannungspitzen an scharfkantigen Ecken.

Im Allgemeinen sollten verwendet werden:

Manuelle Genauigkeitseinstellung mit
- „Relevanz -100“ für Demos, Schulung und Versuchsrechnungen
- „Relevanz 0“ mittlere Stellung für unkritische Bauteile, die lediglich auf Verformungen oder Schwingungen untersucht werden
- „Relevanz +100“ und Konvergenzprüfung für vergleichende Spannungsaussagen

4.2 Allgemeine Betrachtungen zur Genauigkeit

Durch die in AIP FEM verwendete Technologie der Finite-Element-Berechnung ist eine absolute Genauigkeitsangabe nicht möglich. Die Finite-Element-Methode ist ein Näherungsverfahren, das mit oben beschriebenen Verfahren aber eine gute Übereinstimmung mit der Praxis zeigt. Die automatische Genauigkeitssteuerung betrifft nur die Diskretisierung der Geometrie (Dichte des FE-Netzes). Unsicherheiten bei der Definition der Randbedingungen oder des Materials spielen in der Praxis meist eine deutlich grössere Rolle.

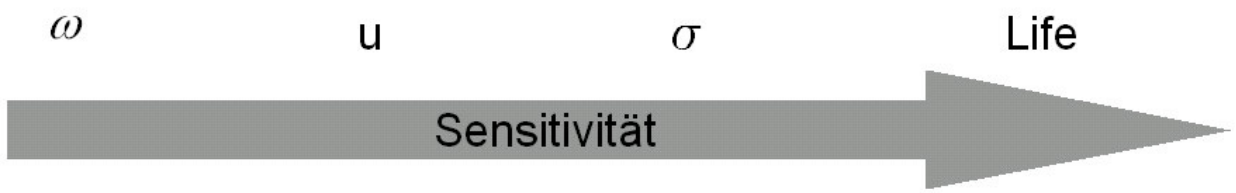
Neben der Vernetzungsgüte sollte bei jeder Berechnung die Realitätstreue der Simulation überprüft werden. Wenn Sie mit AIP FEM arbeiten, prüfen Sie bitte folgende Punkte:

- Wie gut trifft mein Berechnungsmodell das physikalische Problem?
- Ist das Einheitensystem korrekt gewählt?
- Ist das Materialverhalten ausreichend genau beschrieben? Tritt evtl. nichtlineares, temperaturabhängiges, orthotropes oder inhomogenes Material auf? Ist dies der Fall, sollte das Ergebnis vorsichtig interpretiert werden. Weitergehende Berechnungen, z. B. mit dem FEM-Programm ANSYS, können solche spezifischen Effekte mit berücksichtigen.

- Tritt bei gefertigten Bauteilen eine gewisse Streuung im Ergebnis auf? In solchen Fällen empfiehlt es sich, den Worst-Case zu simulieren.
- Ist die Belastung statisch? Wenn die Belastung stoßweise oder über die Zeit veränderlich wirkt, können größere Abweichungen zur berechneten statischen Lösung auftreten. Auch hier können weitergehende Berechnungen mit einem FE-Programm wie ANSYS für solche Belastungen genauere Aussagen liefern.
- Sind die Randbedingungen korrekt definiert? Ist die Kraftgröße und Richtung korrekt?
- Enthalten die Randbedingungen Singularitäten wie beispielsweise eine Einzelkraft, die auf einem Punkt wirkt (die unendlich kleine Fläche bewirkt eine unendlich große Spannung). Eine ähnliche Situation tritt auf bei ”scharfen” Ecken, die wie singuläre Kräfte zu unrealistisch hohen Spannungen in der Berechnung führen. Entweder müssen diese Bereiche genauer modelliert werden (Kraft auf Fläche statt auf Punkt oder kleiner Ausrundungsradius statt der scharfen Ecke) oder bei der Ergebnisauswertung werden solche Bereiche ignoriert.
- Ist ein Bauteil sehr nachgiebig (elastisch) gelagert? In solchen Fällen können größere Abweichungen durch die anders definierte Lagerungssteifigkeit auftreten. Hier eine Simulation als Baugruppe z. B. mit DesignSpace oder ANSYS.
- Ist die maximale Belastung richtig erfasst? Ein Bauteil wird unter Umständen nicht während des Einsatzes sondern vielleicht während der Fertigung oder des Transports maximaler Belastung unterworfen.
- Sind in der Berechnung alle wesentlichen Einfüsse erfasst? Sollten einzelne Randbedingungen unklar spezifiziert sein, können vergleichende Untersuchungen mit einem oberen und unteren Grenzwert den Einfluss der Unschärfe auf das Ergebnis aufzeigen.
- Ist die Antwort plausibel? Untersuchen Sie das Bauteilverhalten, bis Sie es verstanden haben. Akzeptieren Sie keine unlogischen Ergebnisse.

Besondere Bedeutung kommt der Berechnungsgenauigkeit zu, wenn die errechneten Spannungswerte für eine Lebensdauerberechnung verwendet werden sollen. Die Lebensdauer erfordert extrem genaue Ergebnisse, da sie logarithmischer Natur ist. So kann z. B. bei einer Abweichung der Spannungen um 30% die Lebensdauer auf 1/6 herabgesetzt werden. Es ist daher empfehlenswert die Berechnungsgüte einer Analyse von einem Berechnungsingenieur prüfen zu lassen, um sicherzugehen, dass alle Einflussgrößen (hier insbesondere die Randbedingungen) korrekt abgebildet sind.
Die Sensitivität von Berechnungsergebnissen hängt u.a. vom Analysetyp ab. So sind Eigenfrequenzen meist ohne grösseren Aufwand von hoher Ergebnisgüte, während für Spannung- oder Lebensdauerberechnungen das Ergebnis meist erst mit einer adaptiven oder manuell verfeinerten Vernetzung ausreichend gut wird.

$\omega = \sqrt{k/m}$ F=k*u $\sigma = \varepsilon * E$ $\varepsilon = \Delta l / l$ Life = $(load)^{-k}$



Eigenfrequenzen→Veformung→Spannung→Lebensdauer

5 Ablauf einer Berechung

Grundsätzliches

- FE-Analysen erfordern eine gewisse Erfahrung und ingenieurmäßiges Verständnis.
- Die Definition von Lasten und Randbedingungen ist ein wesentliches Kriterium für die Berechnungsgüte.

Die FEM kann nicht die Realität mit absoluter Genauigkeit abbilden, sondern ist ein Näherungsverfahren mit dem ein mathematisches Modell gelöst wird. Ein typischer Ablauf einer FEM-Analyse sieht wie folgt aus:

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 Punkten 2 bis 5 evtl. sogar 1 bis 5

5.1 Aufgabe definieren

- Was ist das Ziel der Berechnung? Statische Verformung, Festigkeit oder Eigenfrequenzen? Je nach Analyseart, muss der Detaillierungsgrad mehr oder weniger fein sein. So erfordern Spannungsaussagen eine deutlich ausgeprägte Feingestalt (Verrundungsradien!!!), während es für Verformungs- oder Schwingungsberechnungen mehr auf die globale Massen- und Steifigkeitsverteilung ankommt.
- Kann das Problem lokal eingegrenzt werden? Kann die Aufgabe auf einen bestimmten Teilbereich eingegrenzt werden? Können Symmetrien genutzt werden?

- Können Vereinfachungen vorgenommen werden? Müssen alle Einzelheiten der Geometrie abgebildet werden? Je nach gefordertem Ergebnis können kleine Bohrungen, Rundungen oder Fasen unterdrückt werden (nicht bei Spannungen!).

5.2 Projektdefinition

Auswahl des Analysetyps: Statik oder Dynamik

- **Statische Berechnungen** 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), die Schwingungsformen zeigen Ansatzpunkte für mögliche Versteifungen zur Erhöhung der jeweiligen Frequenz.

5.3 Modell definieren

AIP FEM bricht das Kontinuum (Volumen) in diskrete, tetraederförmige Komponenten (Elemente) auf, die über Knoten miteinander verbunden sind. Knoten existieren dabei nicht nur an den 4 Eckknoten sondern auch an den 6 Elementkanten (10 node Tetraeder, quadrat. Ansatzfunktion).

5.4 Vernetzung in Abhängigkeit von...

5.4.1 ... der Analyseart

Verformungsanalysen und Eigenfrequenzen sind relativ unkritisch, Spannungsanalysen sehr sensibel bzgl. der Netzdichte:

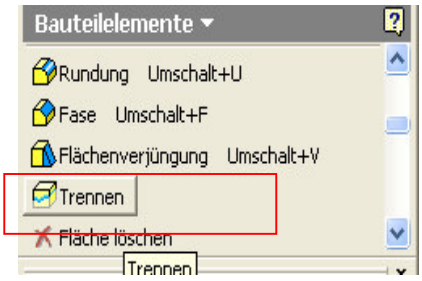
- "schnelle" Berechnung nur für Testberechnungen, zur Kontrolle der Randbedingungen, Vorabuntersuchungen oder Vergleiche (Schieberegler links unter „Belastungsanalse Einstellungen“)
- "genaue" Berechnung sollte Standardeinstellung sein (Schieberegler mitte oder rechts)

5.4.2 ... der Belastungsart

Kerbspannungen erfordern eine sehr viel feinere Diskretisierung, da ein sehr hoher Gradient in den Spannungen vorliegt. Biegespannungen sind ebenfalls feiner aufzulösen als Normalspannungen, da der Gradient größer ist. Für solche Spannungskonzentrationen ist ungedingt der Schieberegler ganz nach rechts zu setzen. Trotzdem kann es sein, dass der Spannungsgradient noch nicht ausreichend genau berechnet wurde. Hier kann die automatische Netzverfeinerung von ANSYS/DesginSpace die Genauigkeit steigern.

5.5 Randbedingungen definieren

- Idealisierung an den Randbedingungen beachten! (Lokaleffekte bei Einzelkräften u. Einspannungen)
- Definition von Randbedingungen nur in Abhängigkeit von der Geometrie möglich. Evtl. Geometrie aufbereiten. Dazu ist die Funktion Trennen hilfreich, wenn z. B. eine Randbedingung nur auf einem Teilbereich einer Fläche definiert werden soll.

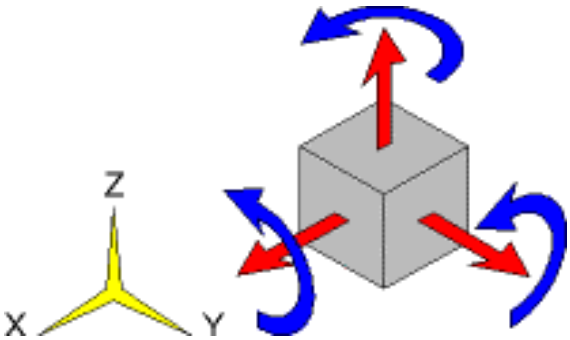


- translatorische Beschleunigung (z. B. Erdanziehung)
- Winkelgeschwindigkeit um eine der 3 Hauptachsen (z. B. drehende Nockenwelle)
- Temperatur zur Berechnung thermischer Ausdehnung

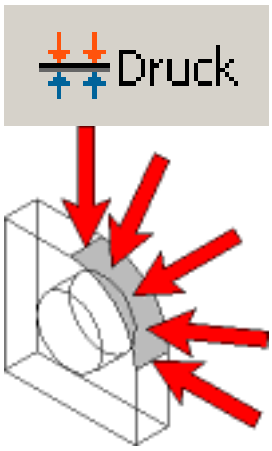
5.6 Verfügbare Lasten und Randbedingungen

Vorbemerkung:

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.

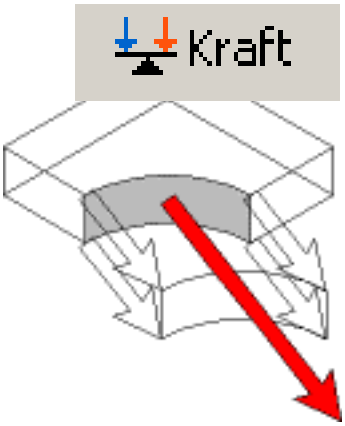


In Inventor gibt es folgende Last-Arten



Gleichmäßiger Druck auf einer Fläche

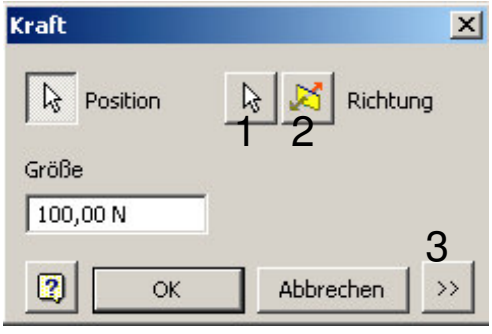
Druck wirkt immer normal (senkrecht) auf eine Fläche, die sowohl eben als auch gekrümmt sein kann. Positiver Druck wirkt in die Fläche, d. h. das Bauteil wird komprimiert. Ändert sich durch geometrische Änderungen der Flächeninhalt, ändert sich auch die Kraftresultierende bei gleichbleibendem Druck.

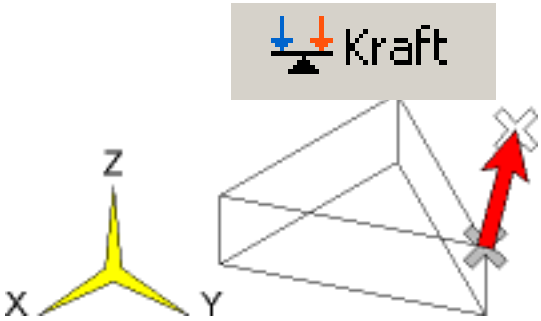


Kraft verteilt auf einer Fläche

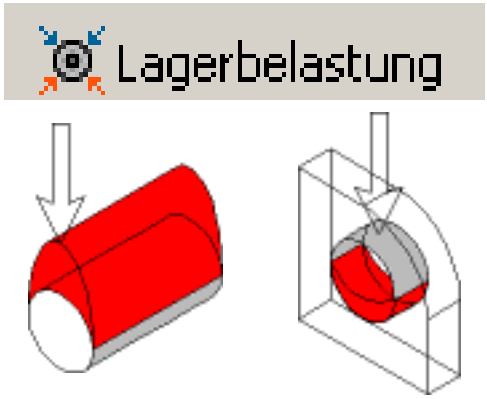
Falls sich durch geometrische Änderungen die Fläche ändert, bleibt die Kraftsumme identisch, der Druck jedoch ändert sich. Die Kraft hat eine Richtung, die frei definiert werden kann.

Mit 1 kann eine beliebige Richtung durch Geometrie-Selektion definiert werden mit 2 kann die Richtung der Kraft umgedreht werden. Mit 3 ist eine Definition über Komponenten in X, y, und Z möglich.

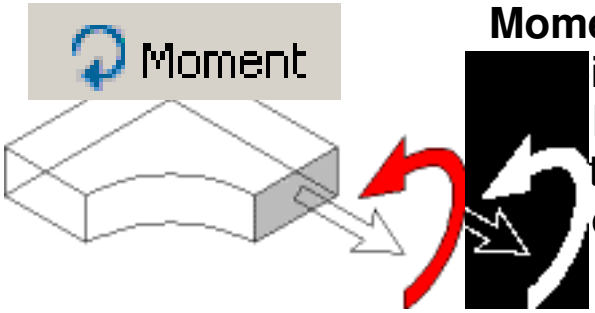




Kraft an einem Eckpunkt
Eine Kraft, die konzentriert über einen Punkt eingeleitet wird, ist nicht realistisch und führt zu unrealistisch hohen lokalen Spannungen an der Einleitungsstelle. Sie sollten diese lokalen Effekte aus der Ergebnisauswertung herausfiltern.



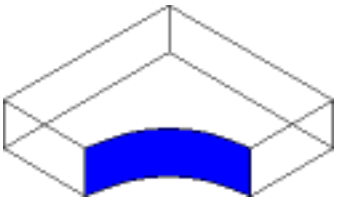
Lagerbelastung
Auf einer Zylinderfläche, die an den Enden mit Kreisbögen beschrieben ist, wird eine variable Kraftverteilung definiert (Cosinus-Form). Der Bereich erstreckt sich über 180° in Kraftrichtung. Die axiale Komponente ist gleichmäßig verteilt.



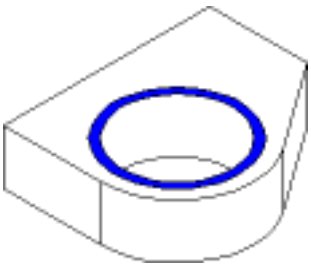
Moment
ilt ein vorgegebenes Moment über Fläche. Das Moment wird über die te-Hand-Regel über einen Vektor ert.



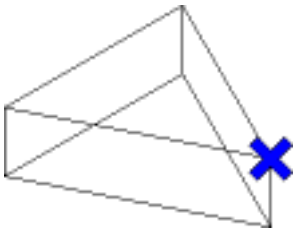
Abhängigkeit festgelegt
Diese Randbedingung kann die folgenden 6 Anwendungfälle definieren: 3 x als Lager, 3 x als Belastung.



Einspannung einer Fläche (Fixed surface)
Verhindert die Verformung und Bewegung einer Fläche



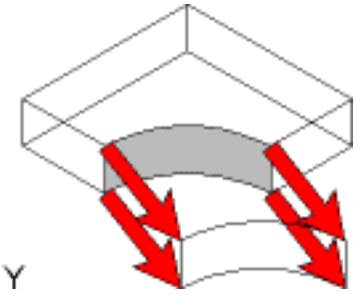
Einspannung einer Kante (fixed edge)
Verhindert die Verformung und Bewegung einer Kante. Lokale Spannungsspitzen sind nicht realistisch. Achten Sie auf vollständige Lagerung! Die Lagerung einer geraden Kanten ermöglicht z. B. noch die Drehung um diese Kante.



Einspannung eines Eckpunktes (fixed vertex)
Verhindert die Bewegung eines Geometriepunktes. Lokale Spannungsspitzen sind nicht realistisch. Achten Sie auf vollständige Lagerung! Die Lagerung an einem Punkt erlaubt das freie Drehen um diesen Punkt.

Verschiebung einer Fläche.

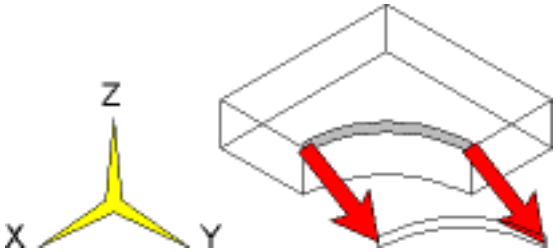




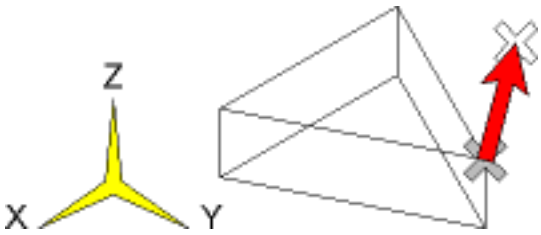
Statt einer Kraft oder eines Druckes, kann als Belastung auch eine vorgegebene Verschiebung definiert werden. Die Verschiebung bezieht sich als Delta gegenüber der Originallage (unverformt). Wenn alle 3 Verschiebungskomponenten festgehalten werden, ist das Bauteil über diese Fläche komplett eingespannt.



Über das Detail-Icon können diese Komponenten definert werden. Eine 0 bedeutet dabei, dass das Bauteil in dieser Richtung gelagert ist. Kein Wert heißt, das Bauteil ist in dieser Richtung frei verschiebbar. Ein Wert ungleich Null heißt, das Bauteil wird an dieser Stelle um den genannten Betrag verformt (nützlich z. B. bei einer Feder). Wenn Sie einer Fläche eine Verschiebung vorgeben ungleich Null, macht diese immer eine Parallelverschiebung! In vielen Fällen sollte man daher also die Verschiebung lieber auf eine Kante vorgeben, wenn z. B. eine Biegung stattfinden kann.

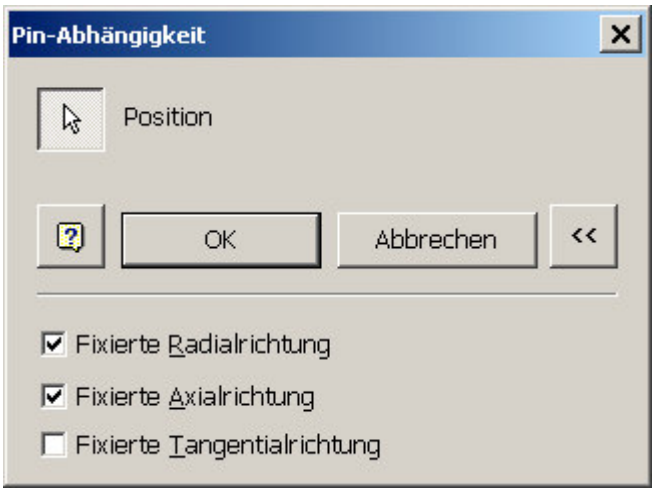


Verschiebung über einer Kante
Entlang einer Kante kann eine vorgegebene Verschiebung definiert werden. Auch hier werden unrealistisch hohe Spannungen auftreten, die bei der Ergebnisinterpretation entsprechend herausgefiltert werden müssen.



Verschiebung an einem Eckpunkt
An einem Geometriepunkt wird die Verschiebung fest vorgegeben. Auch hier treten lokale Spannungsspitzen auf.





PIN-Abhängigkeit

Diese Lagerung erlaubt es, zylindrische Flächen in polaren Koordianten zu fixieren oder freizugeben. So kann z. B. eine Bohrung mit freier Tangentialrichtung (kein Haken bei „Fixierte Tangentialrichtung“) eine Lagerung beschreiben, bei der das Bauteil in dieser Bohrung drehbar gelagert ist.

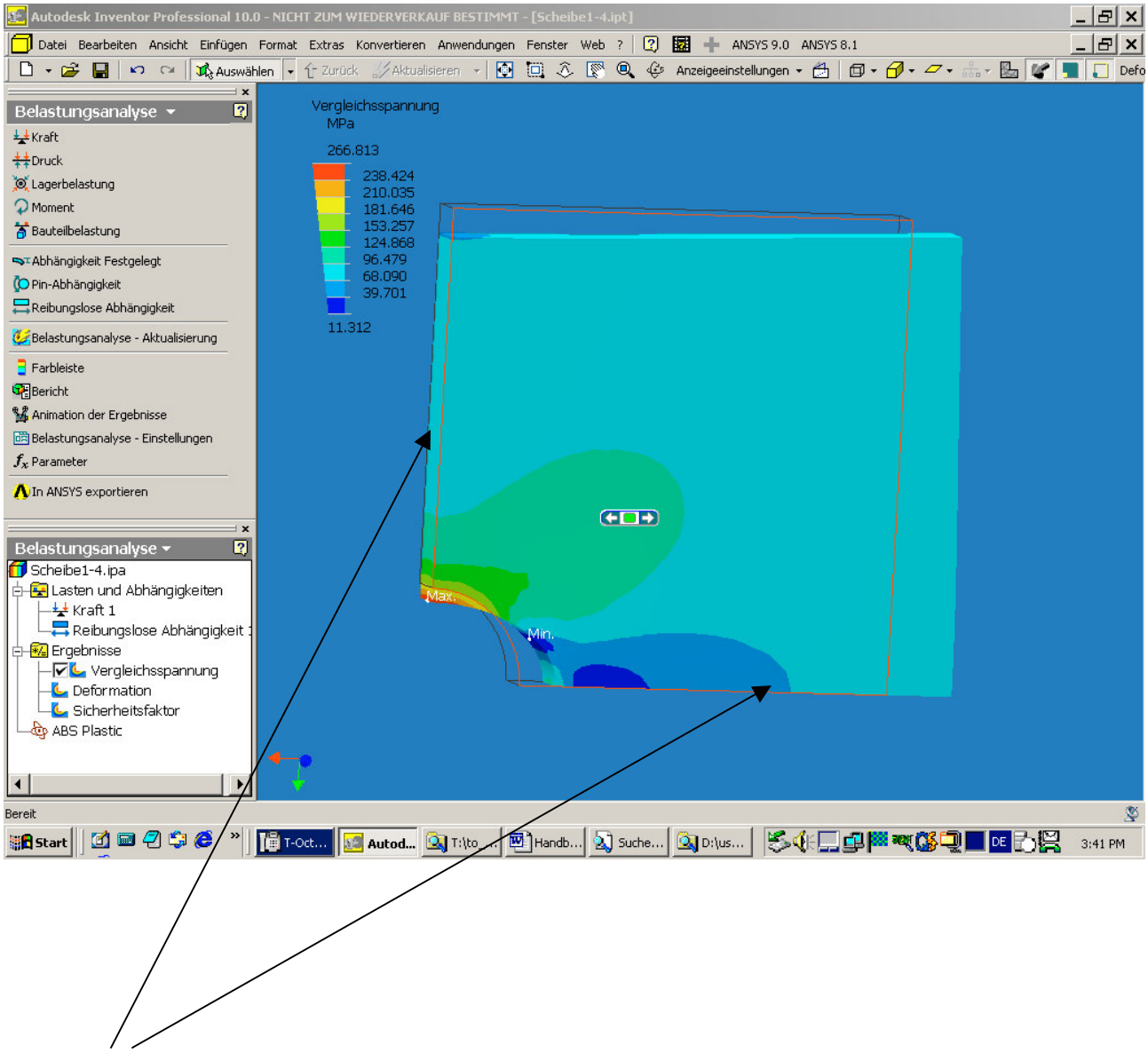
Reibungslose Abhängigkeit



Wird eine Fläche mit dieser Lagerbedungung versehen, kann sie sich nur noch in tangentialer Richtung bewegen, die Normalenrichtung ist gesperrt. Bei einer ebenen Fläche bedeutet dies, das Bauteil kann sich in den 2 Richtungen der ebenen Fläche bewegen und um die Normale auf diese Ebene drehen. Bei einer zylindrischen Fläche kann sich das Bauteil in axialer Richtung und in tangentialer Richtung verschieben (um die Bohrungsachse drehen).

Diese Lagerbedingung wird häufig eingesetzt. Z. B. bei Bauteilen die lose irgendwo anschlagen, in Zentriersitzen usw. Eine besondere Anwendung ist die Symmetrie. Bauteile die symmetrisch sind und symmetrisch belastet werden, verformen sich symmetrisch. Man kann also so ein Bauteil schneiden und die entstehenden Flächen mit der „reibungslosen Abhängigkeit“ versehen, weil dies bedeutet, die Knoten in dieser Fläche können diese Fläche nicht verlassen (und damit keine unsymmetrische Verformung verursachen)

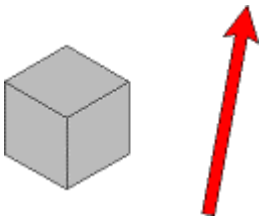
Viertelmodell einer Platte mit Loch unter Zugbelastung.



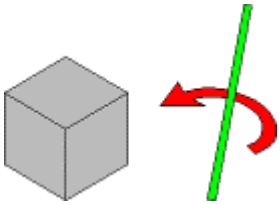
Reibungsflose Abhängigkeit



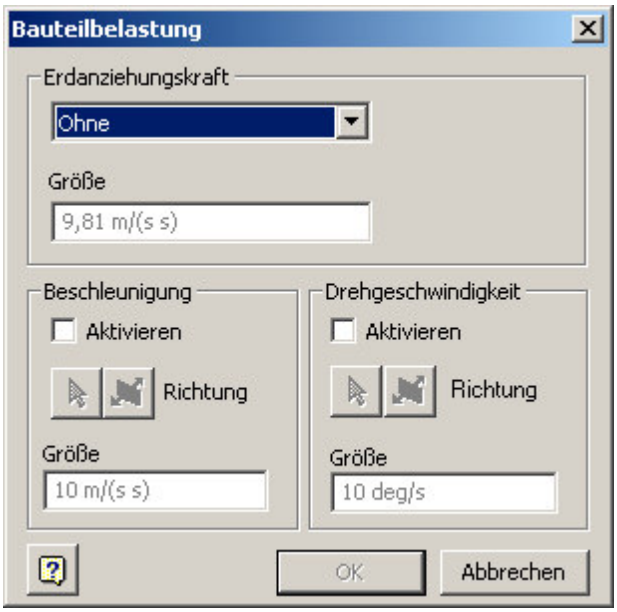
Bauteilbelastung
Hiermit werden alle Massenkräfte definiert, z. B. in beschleunigten Systemen, mit Fliehkräften oder Eigengewicht.



Beschleunigung
Um den Effekt durch Eigengewicht oder sonstige Beschleunigungen mit zu berücksichtigen, geben Sie bitte die Beschleunigung im richtigen Einheitensystem an.



Winkelgeschwindigkeit
Rotierende Bauteile können in einer statischen Rechnung simuliert werden. Die Aufweitung aufgrund der Drehzahl kann hiermit ermittelt werden.



5.7 Ergebnisinterpretation

Neben der Definition der Lasten und Randbedingungen die wichtigste Phase der Berechnung

Modellbewertung:

- Ist die Genauigkeit ausreichend?
- Sind die Vereinfachungen und Annahmen für diese Art des Ergebnisses zulässig? (keine Auswertung an Orten hohen Vereinfachung! Achtung bei Randbedingungen!)
- Ist die Verformung plausibel?
- Ist die erste Eigenform (bei Schwingungsberechnungen) ähnlich einer Verformung unter Eigengewicht?
- Evtl. Vergleich mit einer Überschlagsrechnung zur Abschätzung der Größenordnung (Zehnerpotenzen!)

physikalische Auswertung:

- Wird das Bauteil unter diesen Lasten die zulässigen Verformungen nicht überschreiten?
- Sind die Dehnungen/Spannungen unterhalb der zulässigen Dehnung (Bruch/Fließen)
- Wo liegt die erste Eigenfrequenz?
- Liegt eine der Eigenfrequenzen in der Nähe einer Erregerfrequenz?

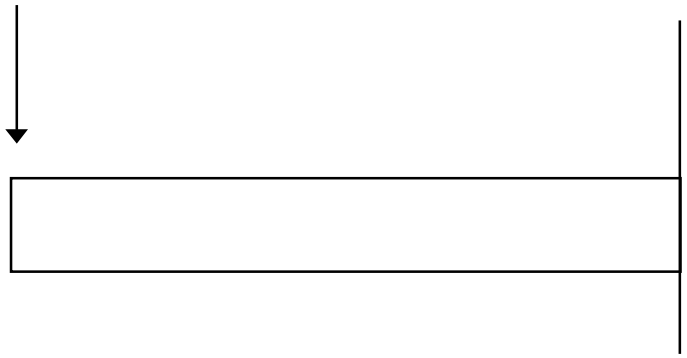
6 Übungen

Damit Sie etwas vertrauter werden mit der Bedienung des Programms und auch den Einfluss von verschiedenen Eingabegrößen auf Ihr Ergebnis sehen, sollten Sie die folgenden Übungen praktisch am Rechner durcharbeiten. Es empfiehlt sich, mit ganz einfachen Aufgaben zu beginnen, für die möglichst bereits analytische Lösungen existieren. Auf diese Weise können Sie erkennen, wie gut die Ergebnisse der Berechnung mit den Sollwerten übereinstimmen.
Probieren Sie verschiedene Varianten durch! Vergleichen Sie unterschiedliche Materialien, Lasten und Einspannungen. Experimentieren Sie mit AIP FEM. Setzen Sie sich mit der technischen Mechanik auseinander. Versuchen Sie zu verstehen, ***WARUM*** sich ein Bauteil so verformt wie Sie es berechnen und ***WIE*** der Spannungsverlauf im Bauteil ist. Erst wenn Sie einfache Teile unter einfachen Lastfällen plausibel berechnen können, sollten Sie sich an selbstgestellte Aufgaben wenden. Die einzelnen Ergebnisse der Beispiele können je nach Version von den hier gezeigten leicht abweichen.
Für den Fall, dass Ihnen Ergebnisse unlogisch erscheinen, steht Ihnen unsere Hotline gerne zur Verfügung. Bitte kontaktieren Sie uns, die Adresse finden Sie am Anfang dieses Manuals.

Alle Übungsbeispiele können Sie im Inventor-Format von uns erhalten.

6.1 Beispiel Biegebalken

Berechnen Sie die Verformung und Spannung eines einseitig eingespannten Biegebalkens mit dem Querschnitt 10x10 mm und 100 mm Länge. Der Werkstoff ist Stahl mit E=210000 MPa. Am freien Ende des Balkens wirkt eine Punktlast von 10N nach unten. Zum Vergleich wird eine analytische Handrechnung durchgeführt, um die Güte des mit AIP FEM errechneten Ergebnisses bewerten zu können.



6.1.1 Analytische Lösung

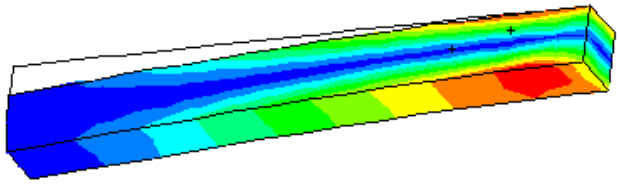
Berechnung der Verformung u
u=Fl**3/(3EI)
u=0.02mm

Berechnung der Biegespannung σ_b
σ_b=M/W
σ_b=10*100*6/10*10**2
σ_b=6N/mm²

6.1.2 Lösung mit AIP FEM (Balken.ipt)

Datei: Balken.ipt
Bitte ein Material (Stahl) editieren oder definieren, das einen E-Modul von 210.000 Mpa (=N/mm²) hat.
Genauigkeit der Ergebnisse (v-Mises-Vergleichssp.) in Abhängigkeit der Netzdichte (Belastungsanalyse Einstellungen):

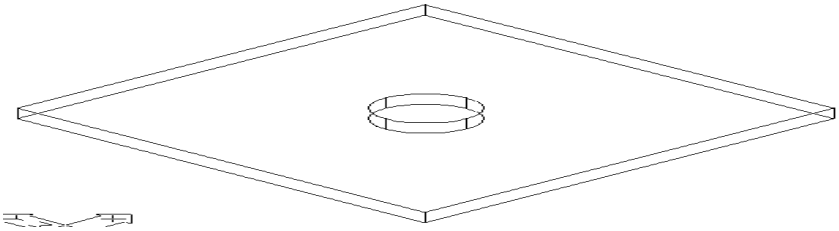
Relevanz
-100: 0.0189mm;5.636 N/mm²
0: 0.191nnm, 5.945 N/mm²
+100: 0.0191mm;5.945/mm²



Weitere interessante Punkte:

- **Warum tritt die maximale Biegespannung nicht am Balkenende auf?**
  Am Balkenende ist durch die Einspannung eine sehr starke Vereinfachung im Modell enthalten. An Stellen großer Vereinfachungen ist eine Auswertung nicht sinnvoll. Die größte Spannung tritt nach einer Elementreihe (von der Einspannung aus gesehen) auf (Querkontraktion behindert!). Bitte schalten Sie in der Ergebnisauswertung die Elementkanten ein.

6.2 Beispiel Scheibe mit Loch



Berechnen Sie die Kerbspannung, die an einer Bohrung in einer auf Zug belasteten Scheibe auftritt. Die Scheibe ist 100x100 mm groß, 5mm dick mit einer Bohrung Durchmesser 20 im Zentrum. Der Werkstoff ist Stahl, die Zugbelastung 100N.
Versuchen Sie das Ergebnis zu verifizieren.

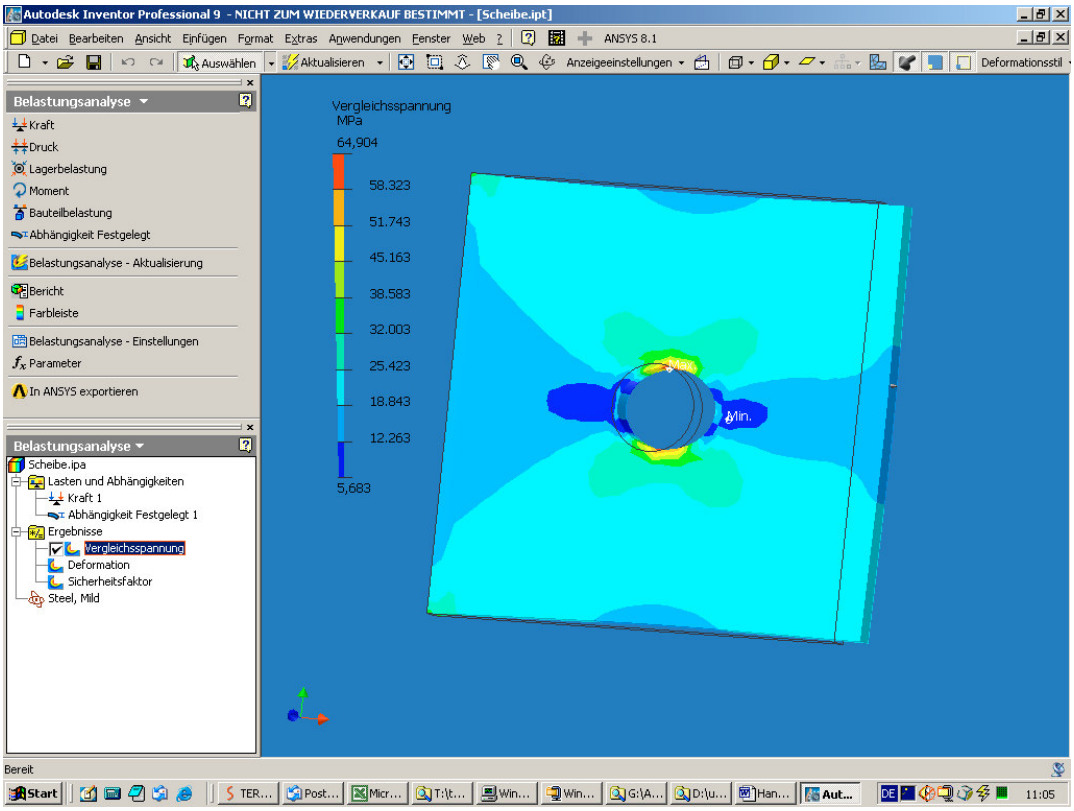
6.2.1 Analytische Lösung

$\sigma_{Nenn}=F/A$
$\sigma_{Nenn}=10000N/(5*80)mm^2$
$\sigma_{Nenn}=25\ N/mm^2$
$\sigma_{Kerb}= 2.6 \times \sigma_{Nenn}= 65\ N/mm^2$

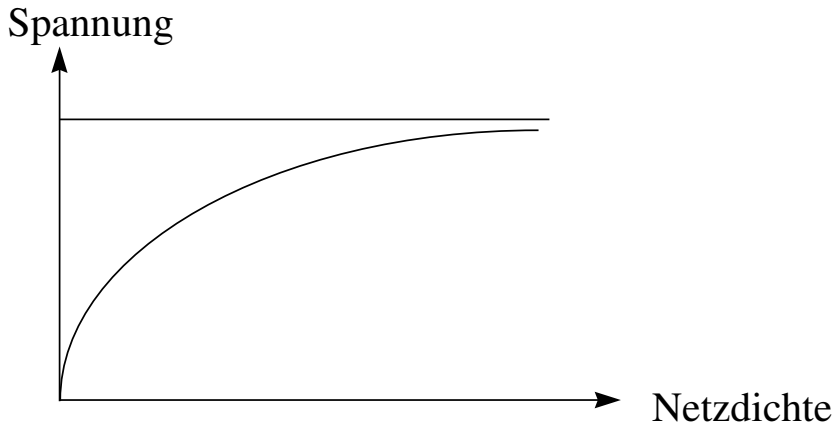
6.2.2 Lösung mit Inventor (scheibe.ipt)

Die mit AIP FEM errechnete Spannung liegt je nach eingestellter Genauigkeit zwischen 54 und 65 N/mm². Hier ist die Abhängigkeit des Ergebnisses von der Genauigkeit (Netzdichte) aufgrund des besonders hohen Gradienten (Kerbeffekt) sehr stark ausgeprägt.

	Grobes Netz (Schiebergler -100)	Mittleres Netz (Schiebergler 0)	Feines Netz (Schiebergler +100)
Ergebnis	54,5	64,9	64,9



Vergleichen Sie den Spannungsverlauf in Abhängigkeit von der Netzdichte anhand des Diagramms aus Kapitel 4:



Die Spannungen, die mit der FE-Methode berechnet werden, nähern sich asymptotisch dem realen, konstanten (da von der Netzdichte unabhängigen) Wert an. Je gröber die Vernetzung ist, desto steifer ist die FE-Struktur, d. h. man nähert sich in der Regel von unten an die realistische Spannung an!
Will man also die Güte einer Berechnung prüfen, können 2-3 weitere Berechnungen mit unterschiedlichen Netzdichten zeigen, in welchem Bereich der Asymptote man sich bewegt.

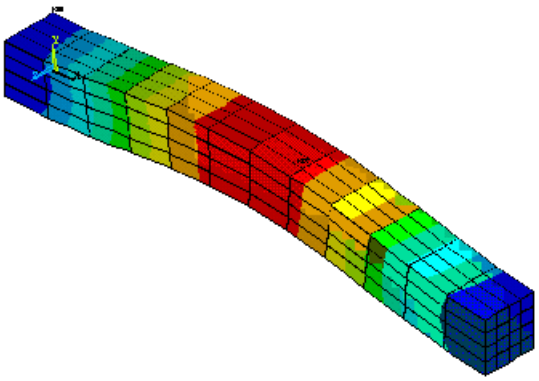
Vergleichen Sie die Analysen mit verschiedenen Netzdichten mit einer Analyse mit aktivierter Konvergenzprüfung.

6.3 Beispiel schwingender Balken (Balken.ipt)

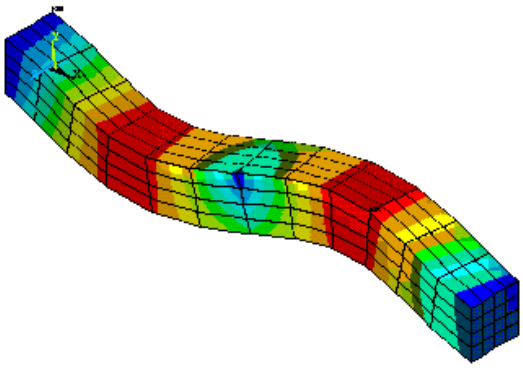
Von dem beidseitig eingespannten Balken sollen die Eigenfrequenzen und die zugehörigen Schwingungsformen berechnet werden, um zu prüfen, ob eine Eigenfrequenz mit einer Erregerfrequenz zusammenfällt (Resonanz). Werkstoff: Stahl.

Lösung:
Die Berechnung von Eigenfrequenzen ergibt sich aus den Faktoren Masse und Steifigkeit $\omega = \sqrt{(k/m)}$.
Die Genauigkeit ist daher unkritisch (mittlere Einstellung). Symmetrierandbedingungen lassen sich nicht nutzen, da die unsymmetrischen Moden sonst nicht berechnet werden
Die Eigenfrequenzen errechnen sich zu:
5170, 5170, 13280, 13280, 15410, 24060.

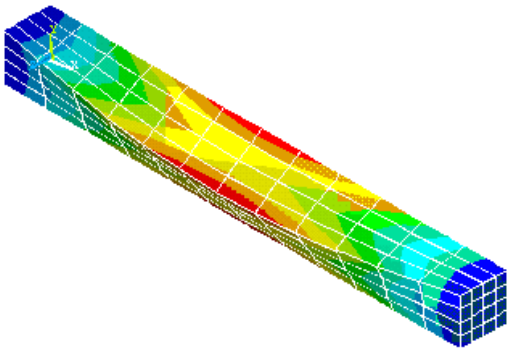
Die doppelten Moden entstehen durch den quadratischen Querschnitt und jeweils einer Schwingung in Querschnitts-Hoch- und Querachse. Je nach Vernetzungsgüte können die doppelt besetzten Modell aufgrund unterschiedlicher Netzdichte (und damit Steifigkeit) mehr oder weniger voneinander abweichen. Die Farb-Legende ist in der Modalanalyse aufgrund der fehlenden Anregung ohne physikalische Bedeutung. Der einzige Zahlenwert, den man in der Modalanalyse erhält ist die Eigenfrequenz. Verformung und Spannung können nicht berechnet werden!!! Falls eine Kraft in der Modalanalyse definiert wurde, dient diese nur dazu den versteifenden Einfluß einer Belastung auf das Schwingungsverhalten zu berücksichtigen (siehe Kapitel 3.4).



Die erste Schwingungsform entspricht etwa der Verformung unter Eigengewicht. Die zweite ist ähnlich, jedoch um 90° versetzt (Biegeschwingung).



Die dritte Schwingungsform hat in der Mitte einen Knoten, die vierte ist von der Frequenz her gleich, aber um 90° versetzt (Biegeschwingung).



Die fünfte Eigenfrequenz beruht auf einer Torsionsschwingung und ist nur einfach besetzt.

Mit der Liste der berechneten Eigenfrequenzen kann man jetzt also vergleichen, ob eine dieser Frequenzen in der Nähe einer Erregerfrequenz liegt z. B. durch Trafobrummen (50Hz durch Wechselspannung), durch Elektromotoren (1460 U/min= 4 Hz) etc. Wenn dieser Resonanzfall auftritt kann man anhand der Schwingungsform erkennen, wo die Struktur zu versteifen ist.

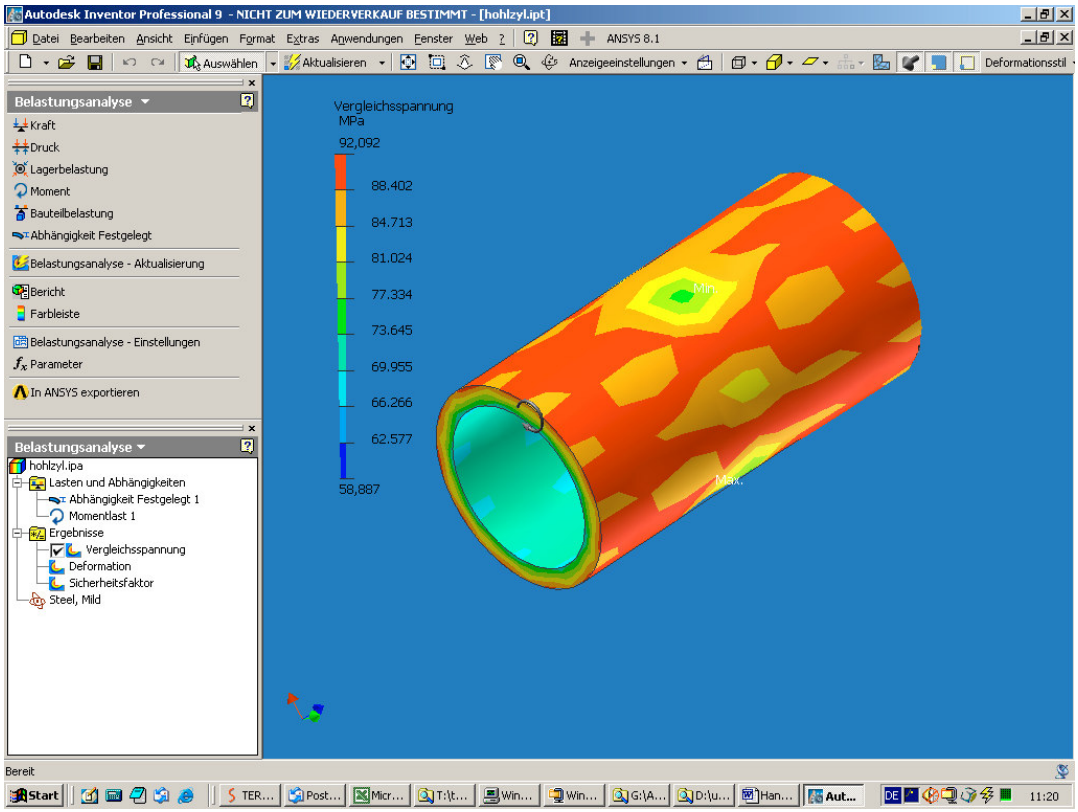
6.4 Beispiel: Hohlzylinder auf Torsion

Ein Hohlzylinder mit 100 mm Außen-, 80 mm Innendurchmesser und 200 mm Länge ist an einem Ende fest eingespannt und wird am anderen Ende in Achsrichtung mit einem Moment von 6 kNm belastet. Wie hoch sind die auftretenden Schubspannungen?

6.4.1 Berechnung in Inventor (hohlzyl.ipt)

Das Moment ist umgerechnet 6000000Nmm groß!
Abhängig von der Netzdichte ergeben sich folgende Ergebnisse für die maximale Schubspannung (Maximum Shear Stress):

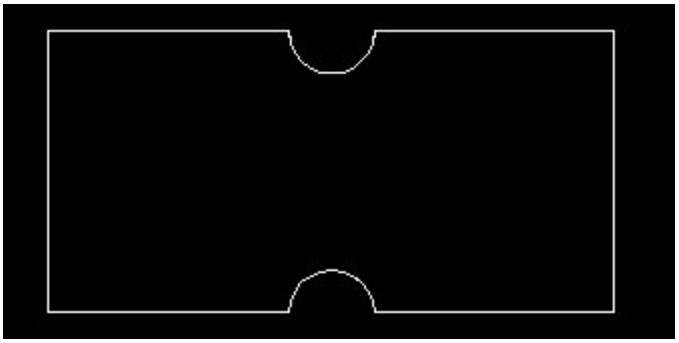
	Grobes Netz (Schiebe-regler -100)	Mittleres Netz (Schiebe-regler 0)	Feines Netz (Schiebe-regler +100)
Ergebnis	73-92	90	90



Bei zu grobem Netz wird die Spannungsverteilung sehr ungleichmässig berechnet (oben). Höhere Netzdichte (Relevanz + 100) löst das Problem.

6.5 Beispiel Biegung mit Kerbeffekt

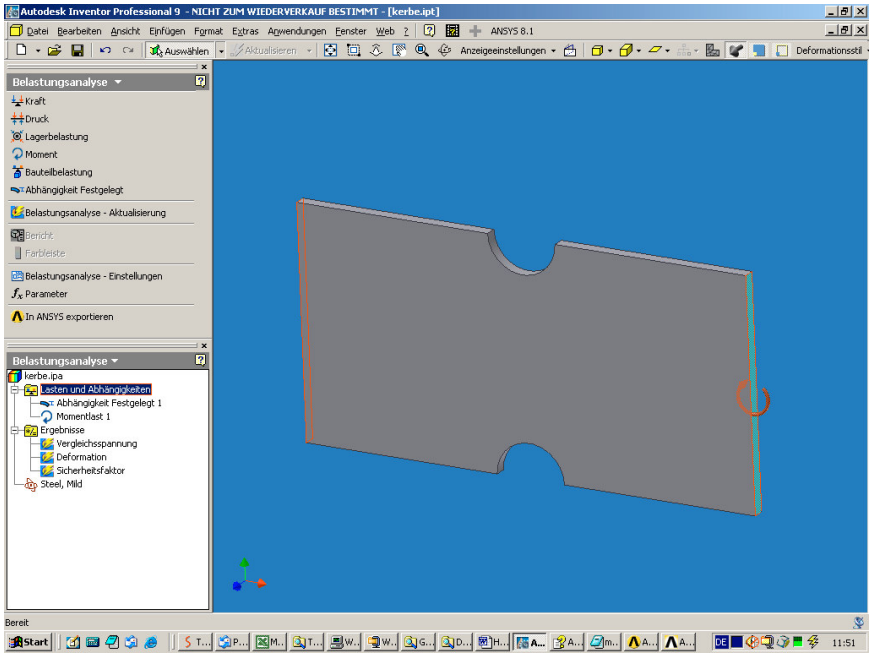
Von einer gekerbten Platte, 100x200 mm, 5 mm stark, sollen die Spannungen berechnet werden, die sich an einer mittigen Kerbe, Radius 15 mm, 15 mm tief , einstellen. Die Platte wird in der Ebene mit einem Moment von 10 Nmm belastet.



6.5.1 Analytische Lösung

$\sigma_{zmax}=M/I*h/2*\sigma_k$ (h=freie Breite zwischen den beiten Kerben = 70, σ_k=1.75 nach Timoschenko)
$\sigma_{zmax}=10000/(5*70^3/12)*70/2*1.75$
$\sigma_{zmax}=4.28N/mm^2$

Lösung mit Inventor (kerbe.ipt)



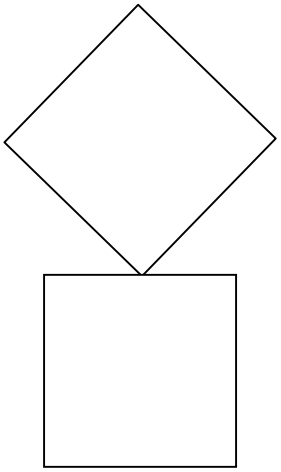
Abhängig von der Netzdichte ergeben sich folgende Ergebnisse für die Spannungskomponente in Längsrichtung:

	Grobes Netz (Schiebe-regler -100)	Mittleres Netz (Schiebe-regler 0)	Feines Netz (Schiebe-regler +100)
Ergebnis	3.654	3.985	3,985

7 Wenn die Berechnung nicht durchgeführt wird

- Ist das Teil vollständig gelagert oder kann eine Starrkörperbewegung (rigid body motion) auftreten?
- Ist die Materialdefinition in Ordnung? E-Modul und Dichte (bei dynam. Analysen) müssen einen Wert größer Null aufweisen.
- Ist genug virtueller Speicher (Swapspace) eingerichtet? Der virtuelle Speicher sollte auf mindestens 500 MB eingestellt sein (siehe Installationsanleitung weiter unten).
- Ist genug Plattenplatz frei? Insbesondere bei großen Modellen oder hoher Genauigkeit sollten mindestens 2000 MB frei sein. Die temporären Dateien werden im Standard-Windows-TEMP-Verzeichnis abgelegt.
  Das temporäre Verzeichnis wird wie folgt definiert:
  Start/Einstellungen/Systemsteuerung/System/Umgebung/Umgeb
  ungsvariable TEMP und TMP beide auf das gleiche Verzeichnis setzen z. B. d:\TEMP
- Damit AIP-FEM arbeiten kann, sind mindestens 128 MB RAM erforderlich. Bitte schließen Sie alle sonstigen Anwendungen, damit der verfügbare Speicher von Invnetor genutzt werden kann. Ideal ist folgende Hauptspeicher-Ausstattung: RAM-Speicher in MB=Anzahl der Knoten/330+100. In der Praxis heisst dies: Einzelteile 256MB –1 GB RAM, Baugruppen 1-2 GB RAM.
- Wenn Probleme während der Vernetzung auftreten , kann eine höhere Genauigkeit Abhilfe schaffen. Je kleiner die Elemente, desto einfacher ist die Vernetzung für den implementierten Vernetzungsalgorithmus. Setzen Sie den Relevance-Wert für das betroffene Bauteil hoch und oder definieren Sie eine kleinere Elementgrösse

- Prüfen Sie, ob ein Volumenstoß innerhalb eines Volumens vorliegt. Bei einem solchen Volumenstoß berührt eine Linie des Volumens, die Fläche desselben Volumens (z. B. ein Volumen, das aus 2 Würfeln besteht, wobei einer mit einer Kante auf der Seitenfläche des anderen steht). Eine solche Linienberührung ist in der Realität nicht gegeben. Entweder findet eine Durchdringung statt, oder es besteht ein Spalt. Ein exaktes Maß 0 für diese Verbindungsstelle wird nicht auftreten. Für die Verwendung in AIP FEM ist daher entweder das Volumen an dieser Stelle aufzudicken (z. B. durch verrunden) oder ein Spalt zu generieren.



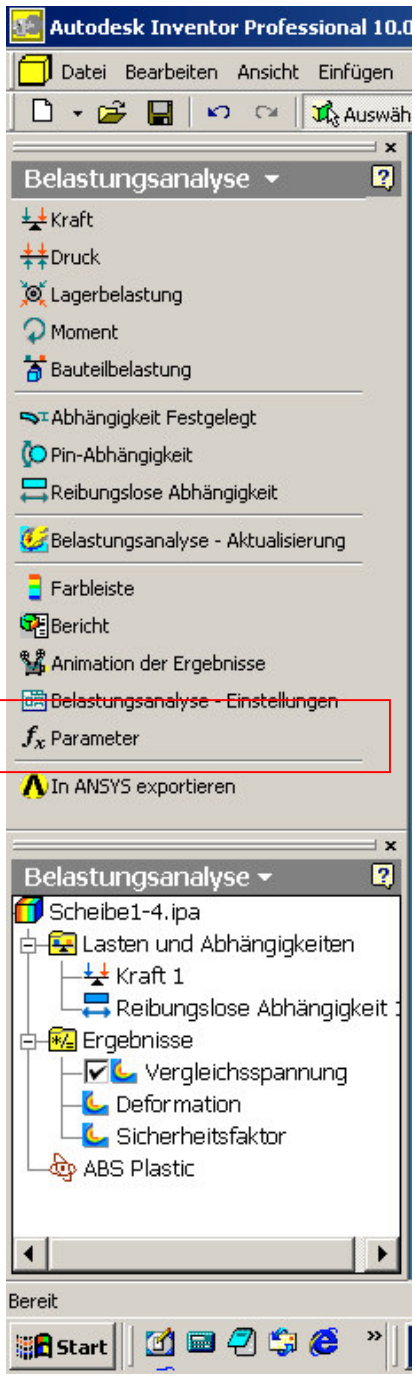
Sie können sich auch gerne an den Technischen Support wenden, der Ihnen per Telefon, Telefax und Email mit Ihrem Problem weiterhilft. Nähere Infos zum Wartungsvertrag erhalten Sie unter bei CADFEM (siehe Anfang des Tutorials).

8 Weitergehende Berechnungen

Sollten Sie an die Grenzen der in Inventor integrierten Belastungsynalyse stoßen, empfehlen wir Ihnen den Einsatz von ANSYS/DesignSpace. Es erlaubt Ihnen die Untersuchung von Baugruppen und bietet deutlich mehr Flexibilität in der Definition der Belastungen und in der Auswertung Ihrer Ergebnisse. Darüber hinaus bietet die integrierte Genauigkeitsprüfung die Möglichkeit, bestimmte Ergebnisse mit hoher, definierter Genauigkeit berechnen zu lassen.
ANSYS/DesignSpace wurde entwickelt für die Anwendung in der Konstruktion. D. h. es ist intuitiv bedienbar auch für den sporadischen Nutzer. Noch leistungsfähiger sind die spezialisierteren Lösungen der weitergehenden ANSYS-Produktfamilie. Mit ANSYS/Mechanical lassen sich über die lineare Statik und Dynamik hinaus auch nichtlineare Aufgabenstellungen, wie z. B. nichtlineares Material (Kunststoff, plastifizierendes Metall) und große Verformungen (z. B. Federn) berechnen. In der Dynamik lassen sich in Ergänzung zur Modalanalyse (Bestimmung der Eigenformen und -frequenzen) auch Frequenzganganalysen (Nachgiebigkeit) oder transiente, d. h. zeitlich veränderliche Lasten wie z. B. Stöße berechnen. Neben der Strukturmechanik sind aber auch Berechnungen von Temperaturfeldern sowohl stationär als auch instationär möglich. Daneben können mit weiteren Module wie z. B. ANSYS/Multiphysics auch Strömungen in kompressiblen und inkompressiblen Medien laminar oder turbulent berechnet werden. Elektrische und elektromagnetische Felder runden die Anwendung von ANSYS ab. Zwischen diesen einzelnen Anwendungen können Daten problemlos ausgetauscht werden, so z. B. die Spannungen, die sich aufgrund thermischer Verlustleistungen aufbauen oder die Verformung aufgrund magnetischer Kräfte.

8.1 Datenübergabe an ANSYS/DesignSpace und ANSYS

Wenn der Funktionsumfang von Inventor nicht mehr ausreicht, kann die lineare Analyse, die mit Inventor durchgeführt wurde, im DSDB-Format in ANSYS Workbench Environment eingelesen werden.



Dort stehen erweiterte Berechnungsfunktionen zur Verfügung
In DesignSpace sind dies z. B.

- Baugruppenberechnung
- Kontakte: feste, gleitende oder abhebende Kontakte zwischen den Bauteilen einer Baugruppe
- Temperaturfeld, Thermospannungen
- Beulen, Knicken
- Topologie-Optimierung
- Einstellbare Genauigkeit (Vernetzung wird automat. angepasst bis Genauigkeit erreicht oder manuelle Elementgröße)
- Randbedingungen: extern angreifende Kraft, Lagerungen in beliebige Richtungen, Auflager (Druck= fixiert, Zug=abheben), zylindrische Lagerung (drehbar), Symmetrie, Bewegungslasten, Schrauben
- Ergebnisse: Haupt-Zug-, Haupt-Druck, Normal- und Schubspannungen, Dehnungen, richtungsbezogene Verformungen

Bei Interesse wenden Sie sich bitte an Ihren Inventor-Händler oder an CADFEM.

9 Glossar (englisch-deutsch)

Englischer Begriff	Bedeutung
coefficient of thermal expansion	Thermischer Ausdehnungskoeffizient. Der thermische Ausdehnungskoeffizient berechnet die Ausdehnung (bei Erwärmung) oder Schrumpfung (bei Abkühlung) bei Temperaturänderung.
constant material	Konstantes Material. Innerhalb von AIP FEM wird mit konstantem Material das Fehlen der Temperaturabhängigkeit der Werkstoffkenngrößen wie z. B. die reduzierte Steifigkeit von Kunststoffen bei höheren Temperaturen beschrieben
Density	Dichte eines Materials. Zwingende Eingabegröße für dynamische Berechnungen.
Design Temperature	Temperatur des Bauteils
Displacement	Verschiebung. Dies sind die primären Ergebnisgrößen, die in AIP FEM berechnet werden. Alle sonstigen Ergebnisse wie z. B. Spannungen sind davon abgeleitet. Verschiebungen sind Vektoren und setzen sich aus 3 Komponenten (x,y,z) zusammen.
Drag	Das Ziehen ist eine Grundfunktion von Windows. Damit lassen sich bestimmte Elemente verschieben oder kopieren
Edge	Kante. Eine Kante ist die Verbindungslinie von 2 3D-Flächen im CAD-Modell
Elastic behavior	Elastisches Verhalten. Die Belastungen auf ein Bauteil sind klein genug, dass keine bleibende (plastische) Verformung und kein Versagen auftritt. Elastisches Materialverhalten kann auch nichtlinear sein (über der Proportionalitätsgrenze). In AIP FEM kann ausschließlich linear-elastisches

	Materialverhalten berechnet werden. Weitergehende Analysen sind mit ANSYS möglich.
Factor of Safety	Sicherheit. Die Sicherheit gibt an, wie viel höher (im Vergleich zu den wirkenden Kräften) ein Bauteil belastet werden könnte, bis es versagt. Hohe Sicherheiten sind notwendig, wenn die Randbedingungen nicht klar definiert sind oder sonstige Unschärfen bestehen.
FEA – Finite Element Analysis	FEM – Finite-Element-Methode. Sie ist die grundlegende Technologie, nach der AIP FEM arbeitet. Die Idee ist, dass man ein Kontinuum in eine endliche Anzahl von Teilbereichen (Elementen) unterteilt, für die man Aussagen über das Verhalten machen kann. Das Verhalten des gesamten Bauteils setzt sich dann aus der Summe der Teillösungen der Elemente zusammen.
Fundamental Frequency	Eigenfrequenz. Sie beschreibt, mit welcher Geschwindigkeit (Zyklen pro Sekunde) ein Bauteil frei schwingen würde. Maßeinheit ist Hertz (Hz).
Geometric nonlinearity	Geometrische Nichtlinearität. Sobald die Lösung Einfluss auf sich selbst hat, spricht man von dieser Art der Nichtlinearität oder von großen Verformungen. Beispielsweise wird durch einen dicken Fisch an einer Angel der ursprüngliche Hebelarm durch das Abbiegen der Angel verkürzt. Die berechnete Auslenkung der Angel mit geometrischer Nichtlinearität ist also kleiner (und richtiger) als ohne deren Berücksichtigung.
Homogeneous material	Homogenes Material. Material, das an allen Stellen gleiche Eigenschaften besitzt. Im Gegensatz dazu hat inhomogenes Material

	gewisse örtliche Unterschiede z. B. durch Lunker etc.
Isotropic material	Isotropes Material hat in alle Raumrichtungen gleiche Eigenschaften. Im Gegensatz dazu hat anisotropes Material gerichtete Eigenschaften wie z. B. gewalztes Blech oder Faserverbundwerkstoffe. Alle Materialien in AIP FEM sind isotrop und homogen.
Linear material	Lineares Material kann vollständig durch den E-Modul beschrieben werden: □=□E. Mit Verdopplung der Last verdoppelt sich auch die Verformung.
Material nonlinearity	Materialnichtelinearität. Wenn der E-Modul nicht mehr ausreicht, sondern eine Spannungs-Dehnungs-Kurve zur Beschreibung herangezogen werden muss, liegt eine Materialnichtelinearität vor.
Modulus of elasitcity	E-Modul. Konstante die die Steifigkeit eines Materials im proportionalen Bereich beschreibt.
N/A Not availaible	Nicht verfügbar
Poission's ratio	Querkontraktionszahl
Reference temperature	Referenztemperatur. Die Temperatur, bei der ein thermisch belastetes Bauteil spannungsfrei ist. Die thermische Dehnung errechnet sich zu Alpha*(T_{design} –$T_{referenz}$)
Right-Hand-Rule	Rechte-Hand-Regel. Die Bestimmung von Vorzeichen und Drehsinn wird meist nach dieser Regel vollzogen. Der Daumen zeigt dabei in die erste Richtung (z. B. Momentenachse), Zeigefinger und Mittelfinger in die 2. Und 3. Achsenrichtung bzw. Drehsinn.
Rigid body motion	Starrkörperbewegung. Ist ein Bauteil nicht vollständig gelagert, bewegt es sich aus numerischen Ungenauigkeiten in dieser

	Richtung. Eine Analyse ist (außer bei Modalanalysen) nicht möglich.
Slowly applied load assumption	Bedingung der langsam aufgebrachten Lasten. Unter statischen Lasten versteht man länger wirkende, nicht stoßartig aufgebrachte Belastungen. AIP FEM kann lediglich statische Lasten berücksichtigen.
Small displacements assumption	Bedingung der kleinen Verformungen. AIP FEM kann lediglich kleine Verformungen berücksichtigen. Siehe auch Geometric nonlinearity.
Strain	Dehnung. Dehnungen werden in AIP FEM absolut berechnet. Ingenieure verwenden sie meist in % (0.01=1%).
Stress	Spannungen.